

ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

**1**

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

---

---

**ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ  
И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ  
ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

**1**

**СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ**

---

---

**ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ**

---

---

# ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Справочное пособие

В двух томах

*Под редакцией члена-корреспондента  
АН СССР Ю. С. Васильева, заслужен-  
ного деятеля науки и техники РСФСР  
Д. С. Щавелева*

ТОМ I

ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ  
ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1988

Рецензенты: Гидропроект им. С. Я. Жука, докт. техн. наук Д. А. Бутаев

Авторы: Л. Ф. Абдурахманов, Б. Н. Ананьин, Ф. В. Аносов, О. С. Бабанов, П. М. Байков, А. А. Варламов, Ю. С. Васильев, В. А. Галкин, И. А. Глебов, Я. Б. Данилевич, Ю. А. Дегусаров, Л. А. Клявин, М. Ф. Красильников, Г. И. Кривченко, К. П. Лапшин, Ю. Н. Лиуконен, В. С. Лычак, В. М. Малышев, Л. П. Михайлов, Г. Б. Пинский, Г. А. Претро, [Н. Н. Пылаев], И. М. Пылев, И. С. Саморук, О. П. Семечкин, А. А. Сотников, В. А. Умов, Д. С. Щавелев, Г. Я. Яблонский

Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций: Справочное пособие: В 2 т./Под ред. Ю. С. Васильева, Д. С. Щавелева — Т. 1. Основное оборудование гидроэлектростанций. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 400 с.: ил. ISBN 5-283-01961-6

Даны технические параметры и материалы по подбору гидроэнергетического и гидромеханического оборудования ГЭС и ГАЭС: гидроагрегатов, гидротурбин, регуляторов скорости, гидрогенераторов, электрических двигателей, обратимых электрических машин.

Для инженеров и техников-гидроэнергетиков, гидротехников, а также преподавателей и студентов.

Г 2305020000-339 273-88 ББК 31.56  
051(01)-88

Справочное издание

## ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Т О М 1

ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Редактор В. В. Елистратов  
Редактор издательства А. Д. Шмелькина  
Художественные редакторы Г. И. Панфилова, Б. Н. Тумин  
Технический редактор Н. Н. Хотулева  
Корректор М. Г. Гулина  
ИБ № 2676

Сдано в набор 10.02.88. Подписано в печать 22.07.88. Т-12565. Формат 70×100/16. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 32,5. Усл. кр.-отт. 32,5. Уч.-изд. л. 42,12. Тираж 3500 экз. Заказ 905. Цена 2 р. 60 к.

Энергоатомиздат, 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ленинградская типография № 2 головное предприятие ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский проспект, 29.

Отпечатано с набора в Ленинградской типографии № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 193000, Ленинград, Пряничный переулок, 6.

ISBN 5-283-01961-6 (т. 1)  
ISBN 5-283-01988-8

© Энергоатомиздат, 1988

Посвящается  
светлой памяти  
Александра Александровича  
Морозова

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В решениях XXVII съезда КПСС по ускоренному экономическому и социальному развитию СССР на двенадцатую пятилетку и на период до 2000 г. поставлена задача всемерного и рационального использования возобновляемых энергоресурсов. Намечено дальнейшее развитие гидроэнергетики. Предусмотрено резко форсировать технический прогресс во всех отраслях народного хозяйства, повысить качество оборудования и конечной продукции. В свете этих требований необходимо обобщить передовой опыт и активно использовать его во всех сферах деятельности.

Энергетической программой страны намечено увеличение использования возобновляемых гидроэнергоресурсов и повышение качества вырабатываемой электроэнергии. Благодаря своим высоким маневренным свойствам ГЭС и ГАЭС способствуют повышению качества электроэнергии в энергетических системах. Кроме того, ГАЭС, заполняя ночные провалы суточного графика потребления электроэнергии, позволяют не снижать мощность и выработку на атомных электростанциях, для которых технически и экономически необходим преимущественно базисный режим работы.

Издание технических справочников и справочных пособий, отражающих современное состояние гидроэнергетики, имеет существенное значение. Справочная литература по оборудованию гидроэлектростанций за последние годы предназначалась в основном для конструкторов гидротурбин и эксплуатационного персонала ГЭС.

Для большого круга специалистов проектировщиков гидроэлектростанций аналогичных пособий нет. Изданные в 1986 г. Минэнерго СССР отраслевые «Нормы технологического проектирования гидроэлектрических и гидроаккумулирующих электростанций» (ВНТП-41—85) содержат весьма общие рекомендации по гидротехническим сооружениям и оборудованию. Изданная в 1958 г. книга «Турбинное оборудование гидроэлектростанций» под редакцией проф. А. А. Морозова в свое время достаточно полно отразила состояние в области оборудования гидроэлектростанций. Прошедшее тридцатилетие после выхода книги характеризуется значительным техническим прогрессом в области энергетического ма-

шиностроения, строительством уникальных гидроэлектростанций. Эти достижения обобщены в настоящем справочном пособии. Здесь в первую очередь отражен отечественный опыт как проектирования и строительства ГЭС и ГАЭС, так и оснащения их оборудованием. Кроме того, приведены характеристики отечественного гидротурбинного оборудования, изготовленного заводами для гидроэлектростанций СССР и ряда зарубежных гидроузлов.

Справочное пособие составлено на основе современных достижений в области гидроэнергетического оборудования. Оно может способствовать дальнейшему совершенствованию оборудования и повышению качества проектов ГЭС и ГАЭС. Приведены характеристики и параметры отечественного оборудования, используемого на построенных, строящихся и запроектированных ГЭС и ГАЭС, а также сведения по оборудованию, изготовленному зарубежными фирмами.

Справочное пособие «Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций» состоит из двух томов.

В т. 1 описывается основное оборудование ГЭС и ГАЭС: в первой части тома — «Основное оборудование ГЭС», во второй — «Основное оборудование ГАЭС». В первой части имеется четыре раздела: «Турбинное оборудование ГЭС», «Система автоматического управления гидромашинными», «Гидрогенераторы», «Гидроагрегаты ГЭС». Вторая часть состоит из трех разделов: «Насос-турбинное оборудование ГАЭС», «Электрические машины ГАЭС», «Гидроагрегаты ГАЭС и ПЭС<sup>1</sup>». К т. 1 дано приложение «Натурные испытания гидроагрегатов».

В т. 2 имеется пять разделов: «Механическое и крановое оборудование», «Вспомогательное оборудование», «Примеры компоновки оборудования ГЭС и ГАЭС», «Организация монтажа оборудования», «Организация эксплуатации оборудования».

Авторский коллектив справочного пособия состоит из научных работников и специалистов производственного объединения турбостроения «Ленинградский метал-

<sup>1</sup> Материалы по ПЭС даны в небольшом объеме для общего представления об оборудовании приливных электростанций.

лический завод» (ПО ЛМЗ), СКБ «Гидросталь», Всесоюзного научно-исследовательского института электромашиностроения, научно-производственного объединения «Электросила», Всесоюзного проектно-исследовательского и научно-исследовательского института «Гидропроект» им. С. Я. Жука, производственного объединения «Союзтехэнерго», производственного объединения атомного турбостроения «Харьковский турбинный завод», Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина, Московского инженерно-строительного института им. В. В. Куйбышева.

Научные руководители: академик И. А. Глебов, профессор Д. С. Щавелев, главный конструктор гидравлических машин ПО ЛМЗ О. С. Бабанов.

Справочное пособие (т. 1) написали авторы: гл. 1 — инж. Ф. В. Аносов, канд. техн. наук Л. Ф. Абдурахманов (§ 1.4); гл. 2 — инж. Ф. В. Аносов, канд. техн. наук Л. Ф. Абдурахманов (§ 2.2, 2.5 и 2.6) и проф. В. М. Малышев; гл. 3 — чл.-корр. АН СССР Ю. С. Васильев, канд. техн. наук И. С. Саморуков и Л. Ф. Абдурахманов (§ 3.3); гл. 4 — инж. Ю. Н. Лнуконен и канд. техн. наук

[Н. И. Пылаев]; § 4.7 — проф. В. М. Малышев; гл. 5 — канд. техн. наук Н. И. Пылаев; гл. 6 и 7 — канд. техн. наук Л. Ф. Абдурахманов; § 7.1 — проф. В. М. Малышев; гл. 8 — канд. техн. наук Г. Я. Яблонский; гл. 9 — инженеры Б. Н. Анашкин, Л. А. Клявин и В. С. Лычак; гл. 10 — инж. В. А. Галкин, гл. 11 — инж. П. М. Байков; гл. 12 — инж. О. П. Семечкин; гл. 13 — инженеры Б. Н. Анашкин и Л. А. Клявин; гл. 14 — инж. Г. Б. Пинский и чл.-корр. АН СССР Я. Б. Данилевич; гл. 15 — инж. Ю. А. Дегусаров и чл.-корр. АН СССР

Я. Б. Данилевич; гл. 16 и 18 — академик Н. А. Глебов; гл. 17 — чл.-корр. АН СССР Я. Б. Данилевич; гл. 19 — докт. техн. наук, проф. Д. С. Щавелев (§ 19.1, 19.3, 19.4), канд. техн. наук Л. Ф. Абдурахманов (§ 19.2), проф. В. М. Малышев § 19.5, 19.6 и 19.7); гл. 20 — инж. М. Ф. Красильников; гл. 21 — чл.-корр. АН СССР Ю. С. Васильев и проф. Г. А. Претро; гл. 22 — докт. техн. наук, проф. Г. И. Кривченко; гл. 23 — канд. техн. наук О. С. Бабанов, инж. К. П. Лапшинов; гл. 24 — кандидаты техн. наук А. А. Сотников и Н. И. Пылаев; гл. 25 — канд. техн. наук И. М. Пылаев (§ 25.1—25.5) и проф. Г. А. Претро (§ 25.6); гл. 26 и 27 — чл.-корр. АН СССР Я. Б. Данилевич, гл. 28 — канд. техн. наук В. А. Умов (§ 28.1), инж. М. Ф. Красильников (§ 28.2 и 28.4), докт. техн. наук, проф. Г. И. Кривченко (§ 28.3, 28.5 и 28.6); гл. 29 — канд. техн. наук А. А. Варламов; приложения — канд. техн. наук Л. П. Михайлов и инж. М. Ф. Красильников (П.1), чл.-корр. АН СССР Я. Б. Данилевич (П.2).

В редактировании гл. 1—8 и 22—25 принимал участие проф. В. М. Малышев и гл. 16 и 18 — чл.-корр. АН СССР Я. Б. Данилевич.

Авторы выражают благодарность за ценные рекомендации докторам технических наук, профессорам Д. А. Бутасеву и А. А. Иванову-Смоленскому и инженерам В. А. Липючеву, Р. С. Брук и В. Г. Дубинину, а также канд. техн. наук В. В. Елистратову за тщательное редактирование рукописи.

Просьба присылать критические замечания по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Чл.-корр. АН СССР Ю. С. Васильев,  
докт. техн. наук, проф. Д. С. Щавелев

## Раздел I

## ТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГЭС

## Глава I

## СИСТЕМЫ И ПАРАМЕТРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

## 1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

Гидравлическая турбина — машина, преобразующая энергию потока воды в механическую энергию вращения рабочего колеса, которое приводит во вращение ротор генератора электрического тока. Турбина и генератор вместе образуют гидроагрегат.

Гидроэлектрическая станция (ГЭС) представляет собой комплекс гидротехнических сооружений, создающих напор, подводящих к турбинам и отводящих от них воду, и здания ГЭС, в котором размещаются гидроагрегаты, механическое и электрическое оборудование.

Путем возведения гидротехнических сооружений можно создавать напоры от 3 до 2000 м, если это позволяет водоток и рельеф местности. Имеются три основные схемы использования водной энергии [1, 2, 3]:

плотинная — сосредоточенный напор создается плотиной (рис. 1.1);  
деривационная — сосредоточенный напор создается с помощью деривационных сооружений — каналов, туннелей, трубопроводов (рис. 1.2);

плотинно-деривационная — напор создается как плотиной, так и деривацией, которая отходит от плотины в виде деривационного канала, туннеля или трубопровода.

При большом разнообразии сочетаний напоров и расходов для разных ГЭС требуются гидротурбины различных классов и систем, отличающиеся размерами и конструкциями.

Классификация современных гидротурбин приведена в табл. 1.1. В настоящее время применяются гидротурбины двух классов — реактивные и активные. Деление на классы производится в зависимости от вида гидравлической энергии, преобразуемой рабочим колесом турбины.

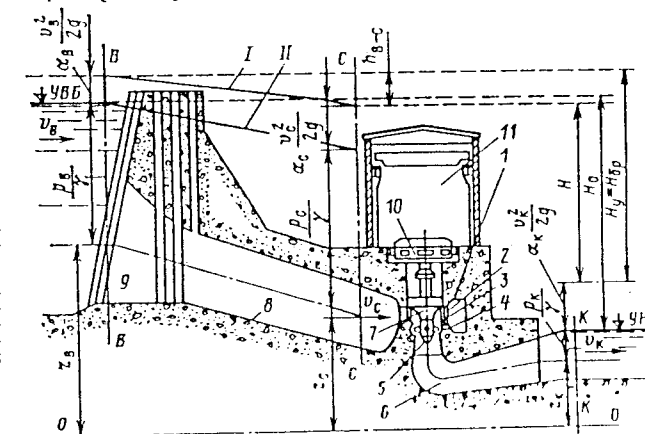


Рис. 1.1. Схема гидроэлектростанции с реактивной поворотно-лопастной турбиной:

I — линия энергии; II — пьезометрическая линия; O—O — плоскость сравнения; 1 — турбинная камера; 2 — статор турбины; 3 — направляющий аппарат; 4 — камера рабочего колеса; 5 — рабочее колесо; 6 — отсасывающая труба; 7 — механизмы турбины; 8 — напорный водовод; 9 — водоприемник; 10 — генератор; 11 — здание ГЭС

Таблица 1.1. Основная классификация гидротурбин

Класс	Система гидротурбин		Тип гидротурбин *	Напор, м		Диаметр рабочего колеса, м
	Основной признак	Дополнительный признак		освоенный к 1986 г.	технически возможный к 2000 г.	
Реактивные	Осевые	Горизонтальные капсульные	П.17, П.110, П.115, П.120, П.125	3—20	25	3,55—10
		Пропеллерные и поворотно-лопастные вертикальные	П.110, П.115, П.120, П.130, П.140, П.150, П.160, П.170, П.180	3—80	85	1,8—12
	Диагональные	Диагональные поворотно-лопастные вертикальные	П.150, П.170, П.190, П.115, П.140, П.170	40—135	170	1,8—9
	Радиально-осевые	Радиально-осевые Вертикальные **	РО45, РО75, РО115, РО140, РО170, РО230, РО310, РО400, РО500, РО600	30—700	800	1,25—10
Активные	Ковшовые	Вертикальные	К400, К600, К1000, К1500	250—1700	2000	1,120—5

\* По отечественной номенклатуре: ПЛ — поворотно-лопастная, ПЛД — поворотно-лопастная диагональная, РО — радиально-осевая, К — ковшовая, а цифры — максимальный напор в метрах.  
 \*\* В ряде стран находят применение радиально-осевые турбины горизонтального исполнения.

Турбины, преобразующие гидравлическую энергию в механическую в основном за счет потенциальной энергии потока, отнесены к классу реактивных турбин, а турбины, преобразующие гидравлическую энергию в механическую за счет кинетической энергии потока, отнесены к классу активных турбин [4, 5].

Реактивные турбины являются самыми распространенными и применяются при наиболее часто встречающихся напорах на ГЭС (от 3 до 700 м).

Турбины реактивного класса делят на системы по принципу протекания потока воды по рабочему колесу (на рис. 1.3 показано стрелками). Если поток поступает

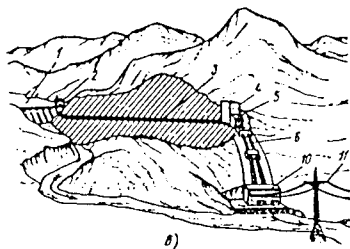
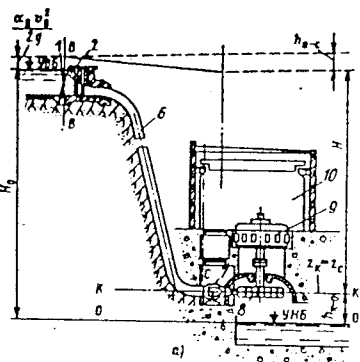


Рис. 1.2. Схемы деривационной ГЭС:

а — с деривационным каналом; б — с напорным туннелем; 1 — напорный бассейн; 2 — водоприемник; 3 — напорный туннель; 4 — уравнительный резервуар; 5 — помещенный затвор; 6 — турбинные подводы; 7 — распределительный коллектор с соплами; 8 — ковшовая турбина; 9 — генератор; 10 — здание ГЭС; 11 — линии электропередачи

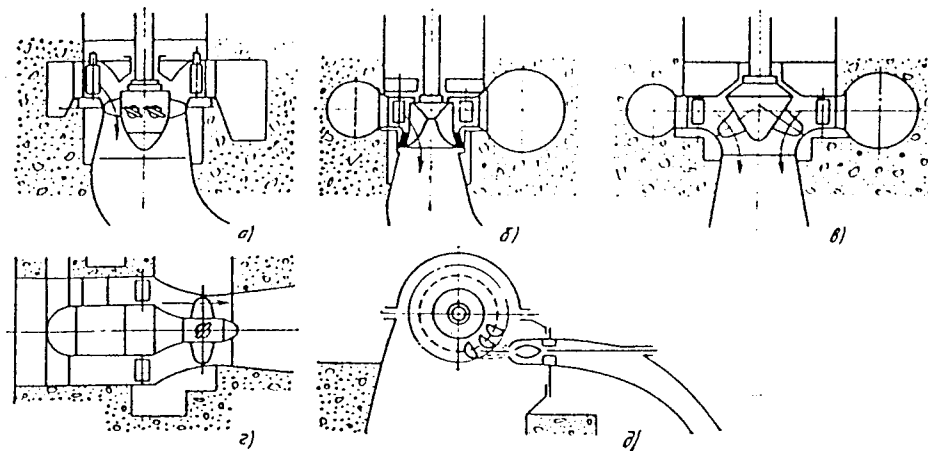


Рис. 1.3. Схемы гидротурбин различных систем:

а — осевая вертикальная; б — радиально-осевая вертикальная; в — диагональная вертикальная; г — капсульная горизонтальная; д — ковшовая горизонтальная

на лопасти рабочего колеса и протекает по ним в направлении, параллельном оси вращения турбины, то такие турбины называют осевыми (рис. 1.3, а, г). В турбинах, где меридианные составляющие скорости наклонны относительно оси турбины, называются диагональными (рис. 1.3, в). Турбины, лопасти рабочего колеса которых устанавливаются в зоне поворота меридианных скоростей из радиального направления в осевое, называются радиально-осевыми (рис. 1.3, б).

Дополнительным признаком системы является возможность поворота лопастей рабочего колеса и изменение расположения оси турбины.

Активные турбины, преобразующие кинетическую энергию потока с помощью си-

стемы ковшей, называются ковшовыми (рис. 1.3, д).

Типы турбин (табл. 1.1). Каждая система включает несколько типов турбин (серий), характеризующихся геометрическим подобием элементов проточной части и одинаковыми относительными потерями в ней.

Обобщенным показателем типа турбины является коэффициент быстроходности  $n_s$  (более подробно см. § 1.5). По значению  $n_s$  турбины делятся на тихоходные, средние и быстроходные.

Быстроходность турбины определяется в основном формой проточной части рабочего колеса, а также числом и формой его лопастей (рис. 1.4). Типы турбин мар-

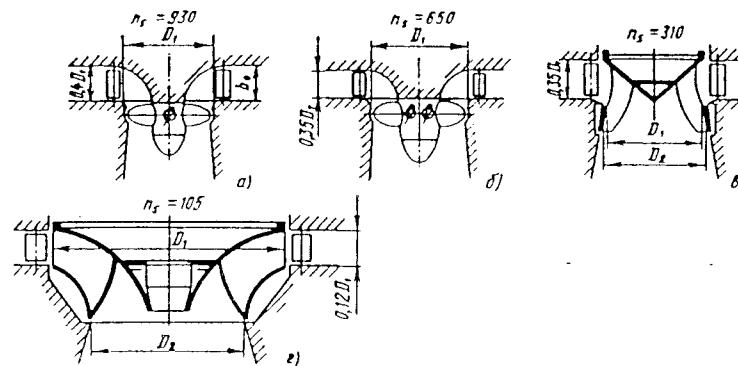


Рис. 1.4. Схемы рабочего колеса модельных гидротурбин разной быстроходности:

а — осевая турбина высокой быстроходности; б — осевая турбина средней быстроходности; в — радиально-осевая турбина быстроходная; г — радиально-осевая турбина тихоходная

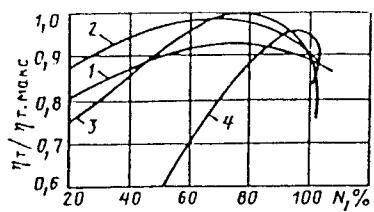


Рис. 1.5. Рабочие характеристики гидротурбин:

1 — ковшовая; 2 — поворотно-лопастная; 3 — радиально-осевая; 4 — пропеллерная

кируют по типу рабочего колеса. Так как с турбиной могут применяться различные спиральные камеры, отсасывающие трубы и др., то тип рабочего колеса должен включать несколько серий.

Указанные в табл. 1.1 границы напоров (условные) установлены, исходя из допустимых целесообразных высот отсасывания (для реактивных турбин), а также по условиям прочности лопастей (см. гл. 6, 7).

На рис. 1.5 приведены зависимости КПД от мощности турбины разных типов (см. также гл. 6).

Для того чтобы выбрать оптимальные тип и систему турбины, необходимо проводить технико-экономические расчеты и всесторонний анализ с учетом основных преимуществ и недостатков рассматриваемых вариантов, сравнительных данных по массе и стоимости энергетического оборудования, габаритам, возможности транспортировки к месту назначения (см. § 19.2 и 19.3). На рис. 1.6 приведены основные геометрические характеристики различных гидротурбин.

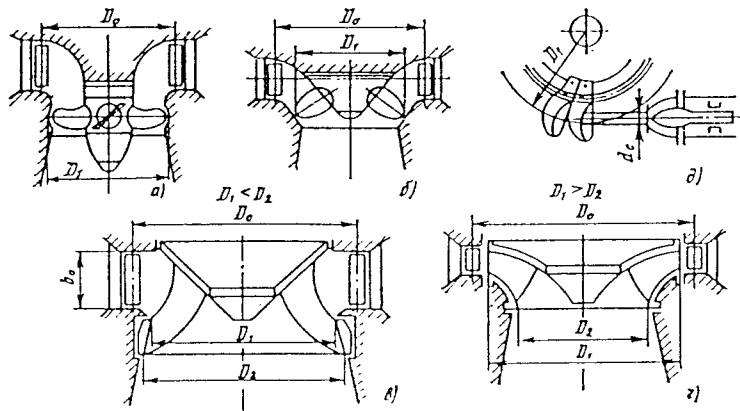


Рис. 1.6. Основные геометрические параметры гидротурбин:

a — осевая вертикальная; б — диагональная вертикальная; в — радиально-осевая быстрходная; г — радиально-осевая тихоходная; д — ковшовая

## 1.2. МОЩНОСТЬ ПОТОКА, НАПОР И МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

В водноэнергетических расчетах напор ГЭС принимается равным

$$H_{ГЭС} \approx \nabla УВБ - \nabla УНБ - h_{B-C} = H_0 - h_{B-C} \quad (1.1)$$

где  $h_{B-C}$  — потери напора при движении воды от водозабора (сечение  $B-B$ ) до турбинной камеры (сечение  $C-C$ ), которые состоят из потерь напора на вход в турбинный водовод, на преодоление сопротивления сороудерживающих решеток, на трение воды о стенки водовода и т. п. (рис. 1.1). Все эти потери составляют 2—5% геометрического напора  $H_0$  [9].

В расчетах, требующих высокой точности, например при определении КПД турбины, учитывается также кинетическая энергия потока в рассматриваемых сечениях. На рис. 1.1 показано определение напоров для ГЭС с реактивными турбинами, а на рис. 1.2, а — с активными турбинами.

Удельную энергию 1 кг массы жидкости  $\varepsilon$  в данном сечении потока измеряют в джоулях (1 Дж = 1 Н·м). В гидротурбостроении применяют показатель удельной энергии 1 Н веса жидкости  $\varepsilon = \varepsilon/g$  в Дж/Н или Н·м/Н = м, т. е. в единицах напора — метрах.

Удельная энергия  $\varepsilon$  потока воды в каждом его сечении может быть представлена трехчленом

$$\varepsilon = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$$

где  $z$  — удельная потенциальная энергия положения, м (высота расположения центра тяжести данного живого сечения потока над плоскостью сравнения);  $p/\gamma$  — удельная потенциальная энергия избыточного давления,

м (незотметрическая высота, равная глубине погружения центра тяжести данного живого сечения под уровень воды);  $p$  — избыточное давление, Па;  $\gamma$  — удельный вес жидкости, Н/м<sup>3</sup>;  $\alpha v^2/2g$  — удельная скоростная энергия (скоростной напор);  $v$  — средняя скорость течения воды в данном сечении, м/с;  $\alpha$  — коэффициент Кориолиса;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Разность значений  $\varepsilon$  в сечениях потока  $B-B$  и  $K-K$  представляет собой напор брутто или напор гидроагрегатного блока

$$H_6 = \varepsilon_B - \varepsilon_K$$

Рабочим напором  $H$  реактивной турбины (точнее, турбинной установки, включающей турбинную камеру, рабочее колесо турбины и отсасывающую трубу) согласно Рекомендации МЭК считают разность значений удельной энергии потока во входном сечении  $C-C$  в турбинную камеру и в конечном сечении  $K-K$  за отсасывающей трубой с наивысшей отметкой нижнего бьефа (рис. 1.1)

$$H = \varepsilon_C - \varepsilon_K$$

Рабочий напор гидротурбины можно определить, зная удельную энергию в сечениях  $B-B$  и  $K-K$  и потери напора на участке между сечениями  $B-B$  и  $C-C$ :

$$H = \varepsilon_B - \varepsilon_K - h_{B-C} = \left( z_B + \frac{p_B}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} \right) - \left( z_K + \frac{p_K}{\gamma} + \frac{\alpha_K v_K^2}{2g} \right) - h_{B-C} \quad (1.2)$$

Скорость воды перед водоприемником  $v_B$  обычно невелика, поэтому членом  $\alpha_B v_B^2/(2g)$  часто пренебрегают.

Для активных (ковшовых) турбин под рабочим напором понимается разность значений удельной энергии потока во входном сечении соплового патрубка или распределительного коллектора в сечении  $C-C$  и на выходе из рабочего колеса в сечении  $K-K$  (рис. 1.2, а)

$$H = \varepsilon_C - \varepsilon_K = \varepsilon_B - \varepsilon_K - h_{B-C} \quad (1.3)$$

где  $h_{B-C}$  — потери напора в подводящем водоводе.

Часть полного напора  $h_{K-O}$  в активных турбинах не используется.

Если на ГЭС (рис. 1.2, а) устанавливается реактивная турбина, например радиально-осевая, то напор определяется по формуле (1.2).

В схеме плотинно-деривационной ГЭС (рис. 1.2, б) в зависимости от класса установленной турбины напор определяют по формуле (1.2) или (1.3).

Если напор  $H_0$ , м, расход воды  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, то работа, которую может совершить вода в 1 с, т. е. потенциальная мощность водотока  $N_0$ , кВт, равна

$$N_0 = \rho g Q H_0 = \gamma Q H_0 = 9,81 Q H_0 \quad (1.4)$$

где  $\rho$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Полезная мощность на валу турбины  $N$ , кВт, с учетом всех потерь

$$N = 9,81 Q H \eta_t \quad (1.5)$$

электрическая мощность гидроагрегата  $P$ , кВт,

$$P = N \eta_{ген} = 9,81 Q H \eta_{га} \quad (1.6)$$

где  $H$  — рабочий напор гидротурбины, м;  $\eta_t$ ,  $\eta_{ген}$ ,  $\eta_{га}$  — КПД соответственно турбины, генератора и гидроагрегата.

## 1.3. УСЛОВИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ И КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

В современных условиях основным средством изучения сложных физических явлений, происходящих в гидротурбинах, являются экспериментальные модельные исследования, проводимые в лабораториях с применением методов моделирования. Методы моделирования, основанные на теории подобия, широко используются в отечественной и зарубежной практике гидротурбостроения.

Достоинство методов моделирования заключается в том, что изучение явлений, происходящих в натуральных условиях, может быть выполнено с достаточной полнотой на моделях.

Методы моделирования позволяют изучать практически все процессы, происходящие в гидротурбинах. В основе исследования рабочих процессов на моделях и в пересчете результатов этих исследований на натурные условия лежит выполнение трех условий, вытекающих из теории подобия механических процессов в потоках жидкостей.

Условие геометрического подобия. Для полного соблюдения этого условия необходимо, чтобы все линейные размеры обтекаемых поверхностей проточной части турбины (турбинной камеры, статора, направляющего аппарата, рабочего колеса, отсасывающей трубы) и ее модели были пропорциональны и имели равные значения относительной шероховатости. При этом предполагается соблюдение подобия также в положении и форме лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, а для ковшовой турбины — сопла.

Условие кинематического подобия, которое требует, чтобы в любых соответствующих точках проточной части турбины и ее модели в одинаковые моменты времени векторы одноименных скоростей должны иметь одно направление и их значения должны быть пропорциональны

напорам, т.е. чтобы осуществлялось подобие треугольников скоростей в соответствующих точках потока. Режимы, удовлетворяющие условиям кинематического подобия, называют изогональными.

Условие динамического подобия. Для его соблюдения необходимо обеспечить пропорциональность сил, действующих в геометрически подобных турбинах и модели при изогональных режимах. Это обеспечивается равенством для модели и натурной турбины следующих критериев: числа Рейнольдса  $Re = v/l\nu$ , числа Фруда  $Fr = v^2/gl$ , числа Струхала  $Sh = v/ul$ , числа Эйлера  $Eu = \Delta p/\rho v^2$ , где  $v$  — скорость в соответствующих точках потока, м/с;  $l$  — характерный линейный размер (обычно номинальный диаметр рабочего колеса турбины  $D_1$ ), м;  $\nu$  — кинематическая вязкость жидкости (воды), м<sup>2</sup>/с;  $u$  — частота вращения турбины, об/мин;  $\Delta p$  — перепад давления, Па.

Как правило, смоделировать все действующие силы одновременно технически невозможно и даже практически нецелесообразно. Поэтому в практике моделирования гидротурбин стремятся обеспечить соблюдение критерия подобия, наиболее важного для исследуемого гидродинамического явления, в зависимости от того, какие силы являются определяющими.

Критерий Рейнольдса  $Re$ . Для соблюдения равенства  $Re$  двух геометрически подобных потоков должна быть обеспечена пропорциональность сил вязкости и сил инерции.

Применительно к гидротурбинам  $Re$  обычно выражают через диаметр рабочего колеса  $D_1$  и напор  $H$ :

$$Re = \frac{D_1 \sqrt{H}}{\nu} \quad (1.7)$$

Особо важное значение  $Re$  имеет при энергетических исследованиях реактивных гидротурбин, а также при моделировании напорных водоводов, где силы вязкого трения имеют преобладающее значение. Поэтому в этих случаях стремятся обеспечить равенство чисел Рейнольдса.

Критерий Фруда  $Fr$ . Равенство значений  $Fr$ , обеспечивающее пропорциональность массовых сил и сил инерции, стремятся соблюдать при исследовании активных гидротурбин, гидротурбинных блоков, изучении эффекта эжекции в нижнем бьефе ГЭС и в других случаях течения воды со свободными поверхностями, где главную роль играют гравитационные силы.

Число Фруда можно выразить:

$$Fr = H/(D_1 g) \quad (1.8)$$

Критерий Струхала  $Sh$ . Равенство значений  $Sh$  требуется соблюдать при моделировании нестационарных (неустановившихся) явлений в гидротурбинах.

Число Струхала можно выразить:

$$Sh = \sqrt{gH}/(nD_1) \quad (1.9)$$

Этот критерий имеет важное значение при исследовании переходных процессов в гидротурбинах.

Критерий Эйлера  $Eu$ . При соблюдении равенства чисел  $Re$  и  $Sh$  в двух геометрически подобных потоках (при исключении сил тяжести) обеспечивается равенство числа Эйлера, которое выражает отношение сил давления (перепада давления  $\Delta p$ ) к силам инерции. Число Эйлера обычно представляют в виде:

$$Eu = gHD_1^2/Q^2 \quad (1.10)$$

При соблюдении полного динамического подобия потоков на модели и в натуральных условиях обеспечивается пропорциональность всех сил, включая и силы сопротивления, а потому относительные потери и гидравлический КПД в этих турбинах теоретически должны быть одинаковыми.

Однако на практике при моделировании гидротурбин не удается обеспечить полного динамического подобия в основном из-за невозможности обеспечить пропорциональность сил вязкости. Поэтому гидромеханические процессы моделируются лишь приближенно. Для полного динамического подобия модель испытывают или в жидкости с малой вязкостью, или при значительно большем напоре.

#### 1.4. ПРИВЕДЕННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ И КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

В практике гидротурбостроения при сопоставлении результатов энергетических исследований обычно используются приведенные величины, полученные из сопоставления чисел Эйлера и Струхала, которые имеют вид:

$$n'_1 = n \frac{D_1}{\sqrt{H}}; \quad (1.11)$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad (1.12)$$

$$N'_1 = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}}; \quad (1.13)$$

где  $n$  — частота вращения турбины, об/мин;  $Q$  — расход воды, проходящей через турбину, м<sup>3</sup>/с;  $H$  — рабочий напор на турбине, м;  $N$  — мощность турбины, кВт.

Приведенные величины определяются при диаметре рабочего колеса  $1$  м и напоре  $1$  м.

При соблюдении равенства критериев подобия эти величины становятся одинаковыми для всей серии геометрически подобных гидротурбин. Однако, как указыва-

лось ранее, при моделировании полностью эти критерии не соблюдаются и для модели и натурной турбины эти значения не совпадают, поэтому при пересчетах рекомендуется вводить поправку. Тогда

$$\left. \begin{aligned} n'_1 &= n'_1 \sqrt{\eta_{г.н}/\eta_{г.м}}; \\ Q'_1 &= Q'_1 \sqrt{\eta_{г.н}/\eta_{г.м}} \frac{\eta_{г.м}}{\eta_{г.н}}; \\ N'_1 &= N'_1 \sqrt{\eta_{г.н}/\eta_{г.м}} \frac{\eta_{г.м}}{\eta_{г.н}} \frac{\eta_{н}}{\eta_{м}}, \end{aligned} \right\} \quad (1.14)$$

где  $\eta_{г.н}$ ,  $\eta_{г.м}$ ,  $\eta_{н}$  — КПД натурной турбины соответственно гидравлический, объемный и полный;  $\eta_{г.м}$ ,  $\eta_{г.н}$ ,  $\eta_{м}$  — КПД модели соответственно гидравлический, объемный и полный.

Приведенные величины имеют размерность (м/с<sup>2</sup>)<sup>1/2</sup>, но на практике им условно присваиваются размерности соответственно частоты вращения — об/мин, расхода — м<sup>3</sup>/с или л/с и мощности — кВт. Такой искусственный прием нашел широкое распространение в практике гидротурбостроения многих стран.

Для сопоставления и выбора турбины по результатам испытаний моделей строят характеристики в координатах  $n'_1$  и  $Q'_1$ , определяющие основные параметры турбины данного типа (см. гл. 7).

Одним из основных показателей эффективности гидротурбин является коэффициент быстроходности  $n_s$ , который характеризует серию турбины и зависит от напора, мощности и частоты вращения турбины.

Коэффициент быстроходности равен частоте вращения турбины данного типа с таким диаметром рабочего колеса, при котором она развивает мощность  $N = 1$  кВт при напоре  $H = 1$  м

$$n_s = 1,167n \frac{\sqrt{N}}{H \sqrt{H}} \quad (1.15)$$

Численное значение  $n_s$  определяют по формуле (1.15), подставляя в нее значение  $N$  в кВт, умноженное на 0,736 [8]. В этом случае выражение для  $n_s$  имеет вид

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H \sqrt{H}} \quad (1.16)$$

где  $N$  — в л. с.

Формула (1.16) используется в расчетах за рубежом.

Расчитанные по (1.16) значения  $n_s$  приводятся в данном справочном пособии. Значения  $n_s$ , рассчитанные по (1.15), в 0,86 раза меньше.

В литературных источниках применяется также коэффициент быстроходности  $n_q$ , определяемый по формуле

$$n_q = n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta}$$

Результаты статистической обработки коэффициентов быстроходности показали, что для гидротурбины одной и той же серии произведение  $n_s \sqrt{H} = k$  мало зависит от напора (см. рис. 19.2). Поэтому при анализе параметров гидротурбин в ряде случаев удобнее пользоваться не коэффициентом быстроходности, а коэффициентом уровня быстроходности  $k$  (по терминологии иностранных источников  $k$ -фактором).

При анализе параметров гидротурбин в иностранных источниках довольно часто встречаются значения  $n_s$  и  $k$ , в которых  $H = 1$  фут,  $N = 1$  британская л. с. в английской системе единиц. Поскольку 1 фут = 0,3048 м, 1 британская л. с. = 1,0138 л. с. (метрическая), то

$$\left. \begin{aligned} n_s (\text{метрич}) &\approx 4,44 n_s (\text{брит}); \\ k (\text{метрич}) &= 2,44 k (\text{брит}). \end{aligned} \right\} \quad (1.17)$$

Сравнение турбин по быстроходности производят при расчетном напоре и номинальной мощности.

#### 1.5. ПАРАМЕТРЫ ГИДРОТУРБИН

Основными параметрами, характеризующими гидротурбину, являются: напор  $H$ , м; расход воды  $Q$ , м<sup>3</sup>/с; мощность на валу турбины  $N$ , кВт; коэффициент быстроходности  $n_s$ ; частота вращения турбины (номальная и максимальная)  $n$ , об/мин; номинальный диаметр рабочего колеса  $D_1$ , м; коэффициент полезного действия турбины  $\eta$ ; высота отсасывания  $H_s$ , м. Здесь и далее напор понимается как рабочий напор.

Одним из основных параметров гидротурбины, характеризующих геометрические размеры и массу, является номинальный (расчетный) диаметр рабочего колеса  $D_1$  (рис. 1.6). В отечественной практике за номинальный диаметр рабочего колеса  $D_1$  у осевых и диагональных ПД турбины принимается диаметр окружности точек пересечения поверхности камеры рабочего колеса и осей лопастей (см. рис. 1.6, а и б); у РО турбин<sup>1</sup> номинальный диаметр расположения лопастей считается по входным кромкам (см. рис. 1.6, в и г); у ковшовых турбин — диаметр окружности, соосной с рабочим колесом и касательной к центральной оси струн, выходящей из сопла (см. рис. 1.6, д).

Для определения  $D_1$  исходными данными являются: номинальная мощность турбины  $N$ , кВт; расчетный приведенный расход воды  $Q'_1$ , м<sup>3</sup>/с, и расчетный напор  $H_p$ , м, определение которого дано в § 19.1.

<sup>1</sup> У турбин, изготовленных зарубежными фирмами, наибольший диаметр расположения лопастей считается по выходным кромкам.



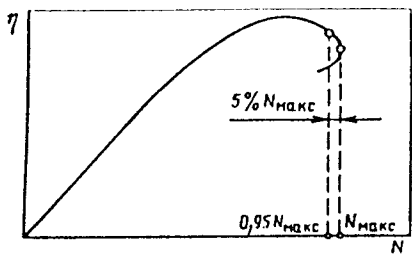


Рис. 1.7. Рабочая характеристика модели радиально-осевой гидротурбины

Для радиально-осевых и пропеллерных турбин  $Q'_{IP}$  определяется для  $n'_{IP}$  на линии 5%-ного запаса мощности, показанной на универсальных характеристиках. Линия 5%-ного запаса мощности наносится на универсальную характеристику на основе рабочей характеристики модели (рис. 1.7).

Для поворотно-лопастных турбин значение  $Q'_{IP}$  определяется технико-экономическим расчетом (см. § 19.3).

В точке пересечения  $n'_{IP}$  и  $Q'_{IP}$  определяют расчетное значение КПД модели  $\eta_c$ .

Номинальный диаметр  $D_1$  турбин ПЛ и РО определяется по формуле

$$D_1 = \sqrt{\frac{N}{9,81 Q'_{IP} H_p^{1,5} (\eta_m + \Delta\eta)}} = \sqrt[3]{\frac{Q}{Q'_{IP} \sqrt{H_p}}}, \quad (1.18)$$

где  $Q$  — максимальный расход турбины,  $m^3/c$ , при  $H_p$ , м, и номинальной мощности турбины  $N$ , кВт. Поправка к КПД  $\Delta\eta$ , полученная за счет большего диаметра натурной турбины по сравнению с моделью, задается приблизительно и уточняется для полученного диаметра по формулам, приведенным в гл. 7. Полученное значение диаметра округляется до ближайшего значения в ряду предпочтительных значений  $D_1$ , указанных в табл. 6.4.

При принятом  $D_1$  определяется частота вращения турбины,  $об/мин$ :

$$n = \frac{n'_{IP \text{ опт}} \sqrt{H_{\text{ср. вэ}}}}{D_1} = \frac{n'_{IP} \sqrt{H_p}}{D_1}, \quad (1.19)$$

где  $H_{\text{ср. вэ}}$  — средневзвешенный напор (см. § 19.1).

В детальных расчетах вводится поправка  $\Delta n'_1$  к частоте вращения (см. § 7.3 и 19.3).

Полученное значение  $n$  округляется до ближайшего синхронного значения из ограничительного ряда, предусмотренного ГОСТ 5616—81 для частоты электрического тока 50 Гц (см. гл. 14).

Параметром, характеризующим энергетические качества турбины, является полный КПД  $\eta = N/N_0$ , который учитывает потери в турбине на гидравлическое трение, местные вихревые, скоростные потери на выходе потока из отсасывающей трубы, объемные потери вследствие утечки воды, механические потери в подшипнике и др.

В современных крупных турбинах значение полного КПД достигает для ПЛ 94% и для РО 95,8%. Эти значения КПД относятся к оптимальному режиму работы турбины, когда получаются особо благоприятные сочетания расхода, напора и частоты вращения турбины. При другом неоптимальном режиме значения КПД снижаются. Его значения определяются на основании данных модельных испытаний и изображаются на универсальной (серийной) характеристике, являющейся общей для всех типов подобных гидротурбин.

Пересчет значений КПД с универсальной характеристики модели на натурные условия производится по формулам, приведенным в гл. 7.

Высота отсасывания  $H_s$  определяет высоту расположения рабочего колеса реактивной турбины относительно уровня нижнего бьефа. Допустимая высота отсасывания определяется с учетом коэффициента кавитации  $\sigma$  (см. гл. 4).

Проточная часть и рабочий процесс ковшовой и реактивной турбин значительно различаются, поэтому определение диаметра ковшовых турбин имеет свои особенности [10]. Выбор  $D_1$  осуществляется после определения диаметра струи  $d_0$ :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{\text{макс}}}{z_c \varphi \sqrt{2gH}}} \cong 0,54 \sqrt{\frac{Q_{\text{макс}}}{z_c \sqrt{H}}}, \quad (1.20)$$

где  $\varphi = 0,99$ ;  $z_c$  — число сопл.;  $H$  — напор, м;  $Q_{\text{макс}}$  — максимальный расход турбины,  $m^3/c$ .

Наиболее распространенное соотношение  $D_1 = (10 \div 18)d_0$ .

Если имеются универсальные характеристики, то выбор  $D_1$  производится следующим образом: приведенный расход принимается  $Q'_{IP} = Q'_{I \text{ макс}}$  в соответствии с табл. 6.10, диаметр рабочего колеса определяется по формуле (1.18).

Ось горизонтальной ковшовой турбины должна располагаться выше наибольшего уровня воды в отводящем канале на значение  $h_{K-O}$  (см. рис. 1.2, а)

$$h_{K-O} = \bar{h}_{н.б} \delta D_1$$

где  $\bar{h}_{н.б}$  берется по табл. 6.10.

Основные параметры крупнейших турбин мира приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Основные параметры крупнейших турбин мира

Гидроэлектростанция, страна	Мощность <sup>1</sup> , МВт	Расчетный напор, м	Расход, м <sup>3</sup> /с	Частота вращения, об/мин	Диаметр рабочего колеса, м
<b>Поворотно-лопастные турбины</b>					
Шамхорская, СССР	195	55	455	107	7,35
Лигга, Швеция	181,7	39	—	107	7,8
Собрадinho, Бразилия	178	27,2	650	75	9,5
Джердап — Железные Ворота, СФРЮ — СРР <sup>1</sup>	178	27,6	725	71,5	9,5
Гэчжоуба, КНР	170	27	705	72	9,5
Сальто Гранде, Аргентина <sup>1</sup>	138	25,3	236	75	8,5
Саратовская, СССР	62	14,7	744	50	10,3
<b>Пропеллерные турбины</b>					
Роки Рич, США	130	28	550	90	7,2
Кэтл Рэпидс, Канада	106 (120)	30	385	88	7,36
<b>Диагональные турбины</b>					
Зейская, СССР	220	97	302	136	6,0
Аюра, Швеция	91,2	46	160	166,7	4,5
<b>Радиально-осевые турбины</b>					
Турханская <sup>2</sup> , СССР	1000	158	720	107,1	8,5
Сан-Ся <sup>2</sup> , КНР	1000	125	885	100	10,0
Грэнд Кули IV, США	716 (826)	86,5	880	85,7	9,93
Итамбу, Бразилия — Парагвай	711	108	689	90,9	8,5
Гури II, Венесуэла	730	136	530	112,5	7,17
Саяно-Шушенская, СССР	650 (720)	194	360	142	6,77
Кабора Басса, Мозамбик	415 (485)	103,5	405	107,1	6,55
Майка, Канада <sup>1</sup>	444	170	435	128,6	6,1
Паулу Афонсу IV, Бразилия	425	113	437	115	6,6
<b>Ковшовые турбины</b>					
Сп-Сима, Норвегия	315 (350)	885	40,5	333	5,1
Зильд, Австрия	265	1260	23	500	5,5
Ланг-Сима, Норвегия	260	1065	28	428	5,1
Аурланд I, Норвегия	243	855	32	375	3,08
Фроже, Франция	234	1330	20	500	2,85
<b>Капсульные агрегаты</b>					
Тадами, Япония	65	20,7	375	100	6,7
Рок Афленд, США <sup>3</sup>	54	12	480	85,7	7,4
Саратовская, СССР	47	14,7	520	75	7,5
Дженпег, Канада <sup>1</sup>	29	7,3	298	62	7,5

<sup>1</sup> Турбины изготовлены в СССР.

<sup>2</sup> Проектные параметры.

<sup>3</sup> Турбины изготовлены во Франции.

<sup>4</sup> В скобках указана максимальная мощность турбины.

## 1.6. ОСЕВОЕ УСИЛИЕ

В реактивных турбинах вертикального исполнения вдоль оси вала действует осевое усилие  $P_{ос}$ , которое состоит из двух слагаемых:

$$P_{ос} = P_{ос.г} + G, \quad (1.21)$$

где  $P_{ос.г}$  — осевое усилие, вызванное гидравлическим давлением воды на рабочее колесо, Н;  $G$  — вес вращающихся частей турбины и генератора, Н.

Значения этого усилия необходимо знать при расчетах на прочность вала гидроагрегата, рабочего колеса и крышки турбины, крестовины генератора, а также при определении работоспособности подпятника гидроагрегата.

Вес вращающихся частей складывается из веса ротора генератора, вала турбины, рабочего колеса турбины и прочих вращающихся частей, связанных с валом. Вес прочих вращающихся частей примерно равен 10% веса основных частей.

Вес вращающихся частей генератора принимается по каталогу генераторов (см. гл. 15). Вес вращающихся частей турбины определяется приближенно на основании обобщения данных по турбинам, выпущенным фирмами и изготовленным иностранными фирмами (см. гл. 6).

Осевое усилие, вызванное гидравлическим давлением воды на рабочее колесо, зависит от рабочего напора, типа рабочего колеса, его конструкции и размеров, а также значения открытия регулирующих органов турбины.

При предварительных расчетах гидравлическое осевое усилие,  $H$ , можно вычислить по формуле

$$P_{ос.г} = K \frac{\pi}{4} \rho g D_1^2 H_{макс} \quad (1.22)$$

где  $D_1$  и  $H_{макс}$  — номинальный диаметр рабочего колеса и максимальный напор, м;  $K$  — эмпирический коэффициент, имеющий следующие значения:

Для поворотно-лопастных турбин						
Число лопастей $z$ . . . . .	4	5	6	7	8	
$K$ . . . . .	0,85	0,87	0,9	0,93	0,95	
Для радиально-осевых турбин						
Коэффициент быстроходности $n_s$ . . . . .	280	235	200	190	100	90
Тип рабочего колеса (по номенклатуре) . . . . .	PO40	PO75	PO110	PO170	PO230	PO300
$K$ . . . . .	0,34—0,41	0,28—0,34	0,22—0,28	0,2—0,26	0,08—0,14	0,07—0,12

Меньшее значение  $K$  следует принимать для большего диаметра рабочего колеса  $D_1$  или  $D_2$  (см. рис. 1.6).

Из-за сложности и недостаточной точности расчетов  $P_{ос.г}$  обычно определяется в ходе модельных испытаний [8]. Следует учесть, что для радиально-осевых турбин оно зависит от конструкции колеса и ла-

биринтных уплотнений, поэтому экспериментальные данные должны быть скорректированы расчетом с учетом особенностей турбины.

При переходных режимах турбины осевое усилие может значительно изменяться, особенно при сбросах нагрузки (см. § 12.5).

## Глава 2

# ТУРБИНЫЕ КАМЕРЫ И ДРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИН

## 2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТУРБИНЫХ КАМЕРАХ

Турбинная камера служит для подвода воды к направляющему аппарату реактивной турбины. Гидравлические показатели реактивной турбины в большей мере зависят от формы потока и скорости его натекания на рабочее колесо. Формирование потока перед рабочим колесом совершается в турбинной камере, статоре и направляющем аппарате. Эти элементы подвода должны обеспечить оптимальные условия для преобразования энергии воды в области рабочего колеса в механическую энергию на валу турбины.

Турбинная камера должна обеспечить равномерный осесимметричный подвод воды по всей окружности направляющего аппарата и минимальный уровень гидравлических потерь в самой камере и при входе в направляющий аппарат. При этом форма и размеры турбинной камеры должны соответствовать условиям общей компоновки здания ГЭС.

Турбинные камеры встречаются самых разнообразных конструкций: открытые, ко-

жуховые (котельные), прямоосные (прямоточные), спиральные (бетонные и металлические, одноподводные и двухподводные). Применение той или иной конструкции зависит от напора и размера турбины.

В крупных гидротурбинах обычно используются прямоосные и спиральные камеры.

Прямоосные турбинные камеры применяются для горизонтальных гидроагрегатов капсульного типа с осевыми турбинами для напоров до 25 м. Они имеют прямоугольное входное сечение, которое по мере приближения к капсуле переходит в круглое кольцевое сечение.

Спиральные турбинные камеры (рис. 2.1) имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с другими способами подвода (например, с открытой камерой). Их применение обеспечивает:

равномерный или близкий к этому подвод воды по всей окружности направляющего аппарата и высокий КПД;

применение турбины практически любой мощности;

наименьшие габариты гидроагрегатного блока и всего здания ГЭС;

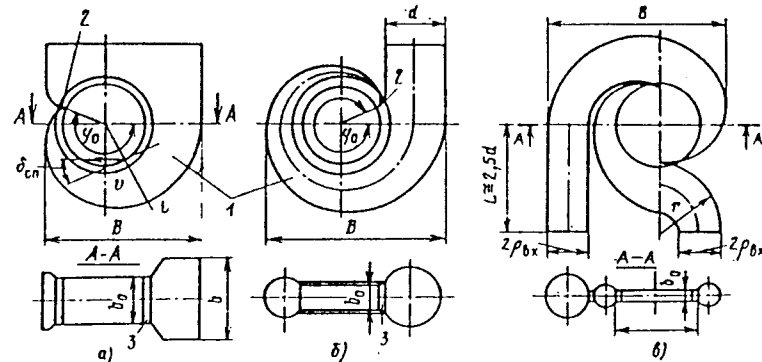


Рис. 2.1. Основные габаритные характеристики бетонных и металлических турбинных камер:

а — бетонная камера с трапециевидными сечениями; б — металлическая камера с круглыми сечениями; в — двухподводная сталежелезобетонная камера с круглыми сечениями; 1 — спиральный канал; 2 — зуб; 3 — статор

возможность применения различных компоновок ГЭС.

В зависимости от значения напора спиральные камеры выполняются бетонными, металлическими или сталежелезобетонными.

При напорах до 50 м применяются бетонные (рис. 2.1, а), от 50 до 80 м — бетонные с металлической облицовкой, от 40 до 700 м — металлические в сварном или литом исполнении (рис. 2.1, б), при напорах 100—300 м и больших расходах — сталежелезобетонные камеры (стальная оболочка круглого сечения расположена в железобетонном кожухе). Более подробно о конструкции сталежелезобетонной камеры — см. гл. 8.

Для малых напоров могут использоваться сифонные спиральные камеры, которые дают возможность разместить крупные гидротурбины без значительного заглубления под уровень верхнего бьефа.

Учитывая трудности выполнения металлических спиральных камер для крупных радиально-осевых турбин большой мощности (700 МВт и более), в особых случаях может рассматриваться вариант применения двухподводных металлических спиральных камер. Особенность этой спирали состоит в том, что вода подводится к турбине двумя трубопроводами, каждый из которых соединяется с полуспиралью, охватывающей половину окружности статора (рис. 2.1, в). Диаметр входного сечения отдельной полуспиралы в 1,4 раза меньше, чем при общей спирали, что позволяет соответственно уменьшить толщину металлических листов, необходимых для изготовления спиральных камер. Опытная спиральная камера такого типа, изготовленная ПО ЛМЗ, установлена на Бухтарминской ГЭС для турбины мощностью 77 МВт при  $H = 66,5$  м.

Одним из основных параметров спиральной камеры является угол охвата спирального канала  $\phi_0$ , от которого в большой степени зависят ее гидравлические и геометрические характеристики.

Угол охвата в металлических спиральных камерах обычно принимается около 342—360°, а в бетонных камерах таврового сечения — в пределах 180—270°. Наименьшая ширина спиральной камеры в плане и соответственно наименьшая ширина гидроагрегатного блока получается при  $\phi_0 = 180^\circ$ .

Экспериментально установлено, что с увеличением  $\phi_0$  заметно повышается равномерность подвода потока к направляющему аппарату. При достаточной согласованности углов и скоростей натекания потока на колонны статора и лопатки направляющего аппарата заметно снижаются потери напора, особенно в направляющем аппарате.

С уменьшением  $\phi_0$ , например, до 135° потери напора значительно возрастают, достигая 0,5—1,5 % на режимах оптимальной и максимальной мощности. Это в основном объясняется тем, что большая часть окружности направляющего аппарата получает воду непосредственно из подводящего водовода (около 70 % при  $\phi_0 = 135^\circ$ ). Такой подвод воды к статору и направляющему аппарату создает значительно худшие условия из-за резкого изменения направления скорости. Некоторое улучшение этих условий достигается за счет установки в этой зоне специальных колонн статора.

Угол охвата  $\phi_0 = 135^\circ$  применен на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина и Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС, здания которых совмещены с водосбросами.

Весьма большое значение в системе подвода воды имеет также угол наклона к окружному направлению вектора скорости

Таблица 2.1. Значения углов  $\varphi_0$  и  $\delta_{сн}$  основных спиральных камер

Параметр	Система турбин							
	Осевые турбины				Радиально-осевые турбины			
Диапазон напоров $H$ , м	5—15	10—30	30—40	40—50	50—70	60—80	30—45	40—75
$\varphi_0$ , град	180	210	225	240	255	270	240	270
$\delta_{сн}$ , град	38—40	36—38	34—36	32—34	30—32	26—28	33—35	31—33

перед входом в направляющий аппарат, т. е. угол  $\delta_{сн}$  (см. рис. 2.1, а). Значение этого угла принимается постоянным для всех сечений спирального канала, что создает осесимметричный подвод потока к направляющему аппарату. Значения применяющихся углов  $\varphi_0$  и  $\delta_{сн}$  приведены в табл. 2.1. Более подробные сведения об унифицированных спиральных камерах приведены в § 2.2.

В отдельных случаях допускается при соответствующих обоснованиях изменение угла  $\varphi_0$  в бетонных камерах в пределах  $\pm 15^\circ$  от указанных в табл. 2.1.

Поперечные сечения спиральных каналов. Форма сечений спиральных каналов тесно связана с технологией изготовления в натуральных условиях. В бетонных камерах форма сечения должна соответствовать конструкции опалубки для бетонирования. В металлических камерах форма сечений должна обеспечить простую технологию формообразования из листового проката.

В настоящее время применяются металлические спиральные камеры с круглыми поперечными сечениями по всей длине спирального канала, за исключением одного-двух сечений, примыкающих к зубу спирали, которые по конструктивным соображениям выполняются другой формы. Сопряжение оболочки такого канала со статором осуществляется путем применения статора с козырьком переменной высоты.

Бетонная турбинная камера состоит из спиральной и открытой частей. В спиральной части поперечные сечения, как правило, бывают тавровой формы, поскольку эта форма наиболее проста по очертанию и для ее выполнения можно использовать сборный железобетон или опалубку. Кроме того,

камеры с такими формами сечений при прочих равных условиях в сравнении с круглыми сечениями имеют меньшие размеры в плане, а следовательно, и меньшие расстояния между осями гидроагрегатов ГЭС.

Тавровое сечение располагают симметрично относительно направляющего аппарата. При необходимости оно может быть развито вниз или вверх. Применяемые формы тавровых сечений, а также определяющие их углы и размеры показаны на рис. 2.2.

Выбор той или иной формы сечения обычно определяется условиями компоновки здания ГЭС.

Из рассмотренных форм сечений в гидравлическом отношении наиболее эффективна форма симметричного сечения, когда  $b_1 = b_2$  (рис. 2.2, а). Эта форма обеспечивает более равномерный подвод потока к направляющему аппарату и позволяет (по гидравлическим потерям) принимать большее значение отношения  $b_1/(R-r_1)$  и, таким образом, уменьшать размеры спиральной камеры в плане. Однако выступающая вверх часть камеры ( $b_1$ ) при компоновке механизмов турбины часто мешает разместить в определенном месте сервомоторы направляющего аппарата, а также расположить проходы в шахту турбины. В таких случаях уменьшают размер  $b_1$  в сечении до приемлемого значения (рис. 2.2, б) или развивают сечение до предела вниз, располагая потолок камеры горизонтально, на уровне верхнего кольца направляющего аппарата (рис. 2.2, в). Камера с горизонтальным потолком обеспечивает наименьшую высоту гидроагрегата, а следовательно, и здания ГЭС.

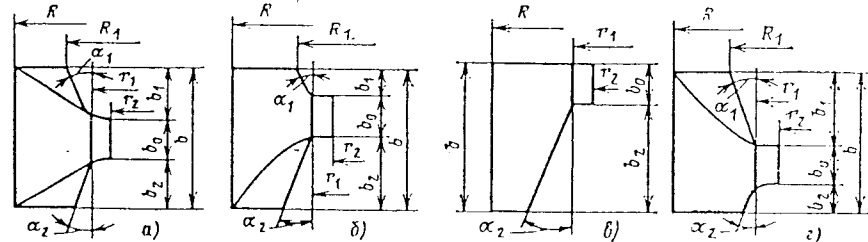


Рис. 2.2. Геометрические характеристики сечений бетонной турбинной камеры: а — симметричные сечения; б — развитые вниз; в — с горизонтальным потолком; г — развитые вверх

Таблица 2.2. Типы бетонных спиральных камер

Тип унифицированной спиральной камеры	Тип гидротурбины	Относительная ширина спиральной камеры $\bar{B}$	
		без уменьшения входного участка	с уменьшением входного участка
СУБ-0,42-180°/38°30'	ПЛ10; ПЛ15	2,607	2,4796
СУБ-0,40-210°/35°40'	ПЛ15; ПЛ20; ПЛ30	2,659	2,5156
СУБ-0,375-225°/33°40'	ПЛ30; ПЛ40	2,7489	2,6192
СУБ-0,375-240°/31°45'	ПЛ40; ПЛ50	2,696	2,5794
СУБ-0,350-255°/29°	ПЛ50; ПЛ60; ПЛ70	2,721	2,6107
СУБ-0,35-270°/26°	ПЛ60; ПЛ70; ПЛ80	2,7537	2,6465
СУБ-0,35-240°/35°	РО45	2,7835	2,6598
СУБ-0,30-270°/34°30'	РО75	2,836	2,7169

Турбинные камеры с сечениями, развитыми вверх (рис. 2.2, г), применяются в тех случаях, когда требуется освободить пространство между спиральной камерой и отсасывающей трубой для размещения водосбросных каналов для пропуска паводковых вод через здание ГЭС (осуществлено на Волжских ГЭС имени В. И. Ленина и имени XXII съезда КПСС).

Принятие окончательного решения по конструкции и размерам сечений спиральной камеры должно базироваться на технико-экономических расчетах.

## 2.2. УНИФИКАЦИЯ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР

В отраслевом стандарте рекомендовано восемь основных типов унифицированных бетонных спиральных камер и десять типов металлических спиральных камер, рассчитанных по закону постоянства момента скорости  $v_{\omega} r = \text{const}$ .

Условное обозначение унифицированной бетонной спиральной камеры включает в себя основные соотношения, принятые при расчете спиральной камеры; например, унифицированная бетонная спиральная камера гидротурбины с относительной высотой направляющего аппарата  $b_0 = 0,35$  при угле охвата  $\varphi_0 = 255^\circ$  и угле натекания  $\delta_{сн} = 29^\circ$  обозначается: СУБ-0,35-255°/29°. Выбор типа унифицированной спиральной камеры производится по табл. 2.2. Относительные размеры спиральной камеры ( $D_1 = 1$  м) СУБ-0,35-255°/29° приведены в табл. 2.3, а принятые обозначения — на рис. 2.3.

Если по условиям компоновки здания ГЭС требуется уменьшение габаритов турбинного блока, то допускается уменьшение размеров сечения входного участка унифицированных спиральных камер в пределах  $0^\circ < \gamma < 45^\circ$  (на рис. 2.3 показано пунктирной линией). Значение угла  $\gamma$  уточняется предприятием-изготовителем гидротурбины.

При ширине входного канала  $B$  более 10 м в спиральной камере устанавливается опорный бычок. Расстояние от оси гидротурбины до входной кромки бычка  $L_0$  принимается не менее  $1,35D_1$ . Толщина бычка  $S_0$  принимается в пределах  $(0,1 \div 0,15) B$ . По условиям перекрытия пролетов при большой ширине канала, например при  $B \approx 30$  м, в подводящем канале устанавливаются два бычка.

Условное обозначение унифицированной металлической спиральной камеры гидротурбины с относительной высотой направляющего аппарата  $b_0 = 0,2$  при угле натекания  $\delta_{сн} = 32^\circ 30'$  — СУМ-0,2-32°30'. Выбор

Таблица 2.3. Относительные размеры бетонной спиральной камеры

СУБ-0,35-255°/29° ( $b_0 = 0,35$ ;  $\varphi_0 = 255^\circ$ ;  $\bar{r}_0 = 0,84$ ;  $\bar{r}_1 = 0,815$ ;  $\bar{r}_2 = 0,69$ ;  $\alpha_1 = 25^\circ$ ;  $\alpha_2 = 15^\circ$ ;  $\bar{r}' = 0,1$ ;  $\bar{R}' = 2$ ;  $\bar{r}'' = 0,0025$ ;  $\bar{B} = 2,721$ )

$l$	$\bar{R}$	$b_1$	$b_2$	$\bar{F}$	$\delta_{сн}$
1	1,6089	0,4911	0,4911	1,0129	29°
2	1,5729	0,4689	0,4689	0,939	29°
3	1,5361	0,4461	0,4461	0,8666	29°
4	1,4986	0,4229	0,4229	0,7955	29°
5	1,4601	0,3991	0,3991	0,726	29°
6	1,4206	0,3747	0,3747	0,6581	29°
7	1,38	0,3496	0,3496	0,5917	29°
8	1,3381	0,3236	0,3236	0,527	29°
9	1,2947	0,2968	0,2968	0,464	29°
10	1,2494	0,2688	0,2688	0,4028	29°
11	1,202	0,2394	0,2394	0,3435	29°
12	1,152	0,2085	0,2085	0,2862	29°
13	1,0984	0,1753	0,1753	0,2311	29°
14	1,0402	0,1393	0,1393	0,1782	29°
15	0,9753	0,0991	0,11	0,1293	29°26'
16	0,8989	0,068	0,093	0,0843	30°12'
17	0,83	0,053	0,093	0,055	32°12'

Таблица 2.4. Типы металлических спиральных камер

Тип унифицированной спиральной камеры	Тип гидротурбины	Относительная ширина спиральной камеры $\bar{B}$	
		без уменьшения входного участка	с уменьшением входного участка
СУМ-0,375-31°45'	ПЛ40, ПЛ50	4,07	3,88
СУМ-0,35-29°	ПЛ50, ПЛ60, РО45	3,8	3,62
СУМ-0,35-26°	ПЛ70, ПЛ80, РО75	3,61	3,45
СУМ-0,35-35°	РО45	4,19	3,99
СУМ-0,30-34°30'	РО75	3,93	3,75
СУМ-0,25-33°40'	РО115	3,65	3,5
СУМ-0,20-32°30'	РО170	3,37	3,24
СУМ-0,16-30°55'	РО230	3,1	2,99
СУМ-0,12-28°35'	РО310	2,8	2,72
СУМ-0,10-26°	РО400	2,64	2,57

Таблица 2.5. Относительные размеры спиральной камеры СУМ-0,20-32°30'  
 $\bar{b}_0 = 0,203$ ;  $\bar{r}_c = 0,697$ ;  $\bar{r}_2 = 0,697$ ;  $\bar{r}' = 0,12$ ;  $\bar{r}'' = 0,0045$

i	С углом между соседними сечениями $\Delta\phi = 15^\circ$					С углом между соседними сечениями $\Delta\phi = 18^\circ$				
	$\phi_0 = 345^\circ$ ; $\varepsilon_K = 22$ ; $\bar{B} = 3,3392$ ; $\bar{R}' = 1,35$ ; $n = 22$ ; $\bar{R}_{23} = 0,81$					$\phi_0 = 342^\circ$ ; $\varepsilon_K = 18$ ; $\bar{B} = 3,3245$ ; $\bar{R}' = 1,4$ ; $n = 18$ ; $\bar{R}_{19} = 0,855$				
	$\bar{R}$	$\beta$	$r_4$	$h$	$\bar{F}$	$\bar{R}$	$\beta$	$r_4$	$h$	$\bar{F}$
1	1,8830	0,5518	0,8103	0,1821	0,977	1,8767	0,5487	0,8102	0,1819	0,9664
2	1,8513	0,5364	0,81	0,1811	0,9242	1,8385	0,5302	0,8098	0,1807	0,9033
3	1,8191	0,5208	0,8096	0,1801	0,8722	1,7996	0,5114	0,8094	0,1795	0,8413
4	1,7864	0,505	0,8092	0,1791	0,8209	1,7598	0,4922	0,8089	0,1782	0,7804
5	1,7531	0,4889	0,8088	0,178	0,7703	1,7191	0,4725	0,8083	0,1768	0,7205
6	1,7191	0,4725	0,8083	0,1768	0,7206	1,6773	0,4522	0,8076	0,1752	0,6619
7	1,6843	0,4559	0,8078	0,1755	0,6716	1,6344	0,4319	0,8069	0,1735	0,6044
8	1,6488	0,4388	0,8072	0,1741	0,6234	1,5902	0,4108	0,806	0,1715	0,5481
9	1,6125	0,4215	0,8065	0,1725	0,5761	1,5445	0,3892	0,805	0,1694	0,493
10	1,5752	0,4037	0,8057	0,1709	0,5296	1,4972	0,3668	0,8038	0,167	0,4393
11	1,5368	0,3855	0,8048	0,169	0,484	1,4478	0,3436	0,8024	0,1643	0,3869
12	1,4972	0,3668	0,8038	0,167	0,4393	1,3961	0,3195	0,8006	0,1611	0,3359
13	1,4562	0,3476	0,8027	0,1648	0,3955	1,3416	0,2944	0,7984	0,1575	0,2866
14	1,4136	0,3277	0,8013	0,1622	0,3528	1,2835	0,268	0,7955	0,1531	0,2387
15	1,3692	0,3071	0,7996	0,1594	0,311	1,2208	0,2401	0,7916	0,1478	0,1927
16	1,3226	0,2858	0,7975	0,1561	0,2704	1,152	0,2102	0,786	0,1411	0,1486
17	1,2734	0,2635	0,7949	0,1523	0,2309	1,0743	0,1781	0,7772	0,1324	0,1066
18	1,2208	0,2401	0,7916	0,1478	0,1927	0,9826	0,1434	0,7618	0,1207	0,0673
19	1,164	0,2153	0,7871	0,1423	0,1558					
20	1,1014	0,1891	0,7806	0,1356	0,1203					
21	1,0307	0,161	0,7708	0,127	0,0866					
22	0,9473	0,1315	0,7537	0,1159	0,0549					

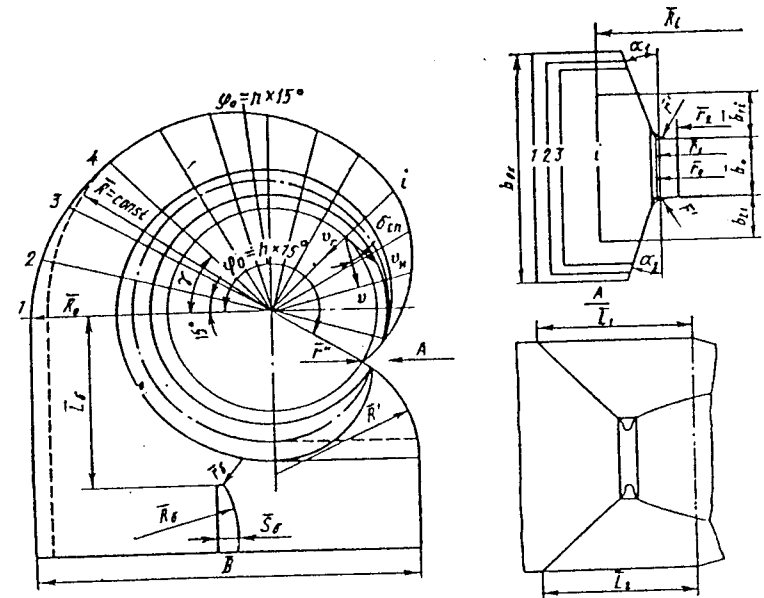


Рис. 2.3. Геометрические характеристики унифицированной бетонной спиральной камеры

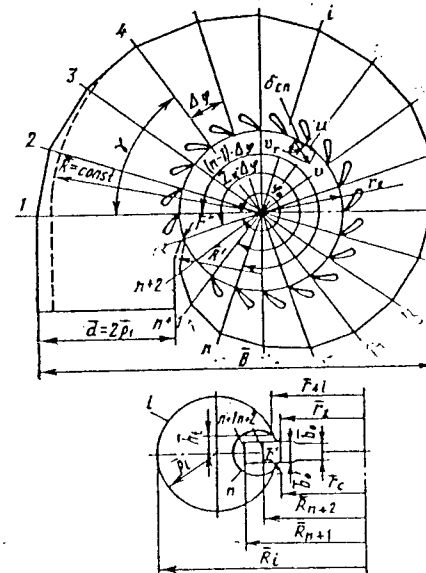


Рис. 2.4. Геометрические характеристики унифицированной металлической спиральной камеры

типа унифицированной спиральной камеры производится по табл. 2.4. Относительные

размеры спиральной камеры СУМ-0,20-32°30' ( $D_1 = 1$  м) приведены в табл. 2.5, а принятые обозначения — на рис. 2.4.

Каждый тип унифицированной спиральной камеры предусматривается в двух исполнениях: с углом  $\Delta\phi = 15^\circ$  каждого сектора для турбин с 24 лопатками направляющего аппарата и с углом  $\Delta\phi = 18^\circ$  каждого сектора для гидротурбин с 20 лопатками направляющего аппарата.

В стандарте приведены типы профилей колонн статора и определены условия их применения.

Если по условиям компоновки здания ГЭС требуется уменьшение габаритов гидротурбинного блока, то допускается уменьшение сечения входного участка унифицированных спиральных камер в пределах  $0 < \gamma < 60^\circ$ . Значение угла  $\gamma$  уточняется предприятием-изготовителем гидротурбин.

### 2.3. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР

При гидромеханическом расчете спиральной камеры необходимо определить ее габариты, угол охвата, форму и размеры входного и последующих сечений, обеспечивающих для заданных условий минимальные размеры камеры при приемлемом уровне гидравлических потерь. Такой расчет производится в тех случаях, когда по тем или иным соображениям не удается применить унифицированный тип спиральной камеры.

Для обеспечения минимальных потерь энергии в спиральной камере ее проектирование следует производить совместно с профилированием колони статора турбины.

Расчет спиральных камер производят, исходя из следующих предположений:

в качестве расчетного принимается расход турбины  $Q$ , обеспечивающий получение ее номинальной мощности при расчетном напоре (см. § 1.2). Во входном сечении спиральной камеры расчетный расход  $Q_0 = Q_{\Phi_0}/360^\circ$ ;

расход воды распределяется равномерно по окружности направляющего аппарата, а следовательно, радиальная составляющая скорости  $v_r$  (рис. 2.5, а, б) при входе в направляющий аппарат имеет постоянное значение:

окружная составляющая скорости  $v_\theta$  в любой точке спирального канала подчиняется закону

$$v_\theta r = \text{const}; \quad (2.1)$$

подвод воды к лопаткам направляющего аппарата должен иметь такое направление, чтобы они на основных режимах обтекания при сравнительно небольших углах атаки.

Расчет спиральной камеры, как правило, начинают с входного сечения.

Формы и размеры входного сечения в основном определяют очертание и размеры всего спирального канала, уровень скоростей и структуру потока в нем, а также перед статором и направляющим аппаратом. От них зависят гидравлические показатели турбины и общая компоновка турбинных блоков здания ГЭС.

Для бетонной спиральной камеры с тавровыми поперечными сечениями форму входного сечения камеры выбирают по одному из вариантов (рис. 2.2), учитывая гидравлические характеристики и компоновочные условия по зданию ГЭС.

На основании накопленного опыта проектирования и исследования спиральных камер можно рекомендовать для предварительного построения приводимые ниже размерные соотношения.

Наружный радиус  $R_0$  входного сечения спирального канала (рис. 2.5, а), отнесенный к номинальному диаметру рабочего колеса турбины  $D_1$ , выбирают в пределах

$$\bar{R}_0 = R_0/D_1 = 1,6 + 1,65;$$

меньшее значение  $R_0$  принимают при углах охвата  $\Phi_0 \geq 240^\circ$ .

Относительную высоту (рис. 2.3) принимают  $\bar{b}_{\text{вх}} \leq 2(\bar{R}_0 - \bar{r}_1)$ .

Относительную высоту  $\bar{b}_1$  для сечений, расположенных симметрично относительно направляющего аппарата (рис. 2.2, а), принимают  $\bar{b}_1 = \bar{b}_2 = 1,2(\bar{R}_0 - \bar{r}_1)$ , а для сечений с преимущественным развитием вниз или вверх относительно направляющего

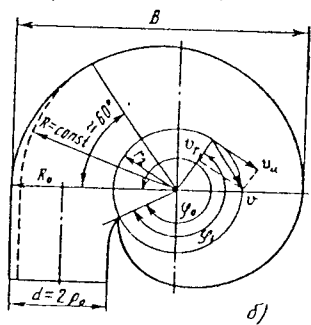
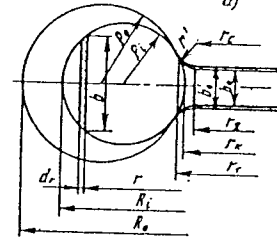
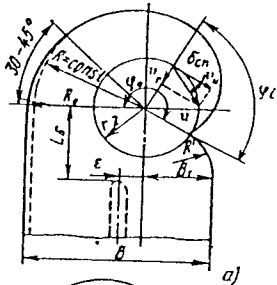
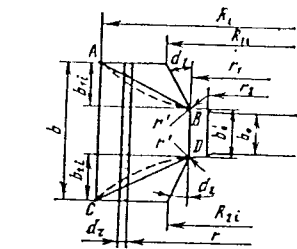


Рис. 2.5. К гидромеханическому расчету бетонной (а) и металлической (б) турбинной камеры

аппарата (рис. 2.2, б, в)  $\bar{b}_1 = (1,6 \div 1,8) \times (\bar{R}_0 - \bar{r}_1)$ .

Относительная высота статора унифицирована и составляет  $\bar{b}'_0 = \bar{b}_0 + 0,0033$ .

Унифицированы также радиусы установки статорных колонн:  $\bar{r}_1 = 0,815$ ,  $\bar{r}_2 = 0,69$ ,  $\bar{r}' = 0,1$ .

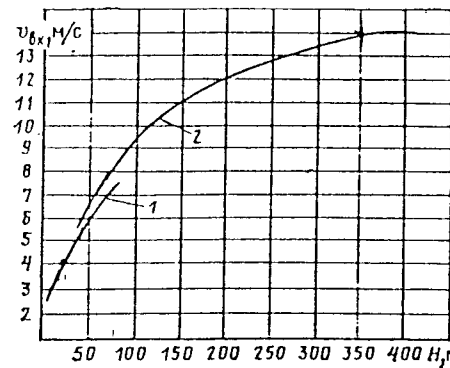


Рис. 2.6. График зависимости допустимых значений скорости  $v_{\text{вх}}$  от напора турбины  $H$ :

1 — в бетонной турбинной камере; 2 — в металлической

Углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  обычно выбирают, исходя из конструктивных соображений в пределах  $25-30^\circ$  — для угла  $\alpha_1$  и  $15-25^\circ$  — для угла  $\alpha_2$ . Большие значения  $\alpha_2$  следует принимать для более высоких расчетных напоров ( $H > 50$  м) и для случаев, когда высота сечения  $b_2$  существенно больше высоты  $b_1$ . Это уменьшает вероятность образования застойной зоны в области сечения с большой высотой  $b_2$  и улучшает условия обтекания нижних частей статорных колонн.

Площадь входного сечения спиральной камеры определяется по формуле

$$F_{\text{вх}} = \frac{Q_{\Phi_0}}{v_{\text{вх. ср}} 360^\circ}, \quad (2.2)$$

где  $Q$  — расход через турбину при номинальной мощности, соответствующей расчетному напору, м<sup>3</sup>/с;  $v_{\text{вх. ср}}$  — средняя скорость потока в входном сечении спирального канала, м/с;  $\Phi_0$  — угол охвата спиральным каналом.

Значение средней скорости во входном сечении выбирают по графику (рис. 2.6), составленному на основании обобщения современного опыта, а значения углов охвата  $\Phi_0$  — по табл. 2.1. По полученным значениям площади, размерам и выбранной форме входного сечения производится его построение, после чего становится известной зависимость  $b(r)$ . Это дает возможность проверить угол  $\delta_{\text{сн}}$  по формуле

$$\delta_{\text{сн}} = \text{arctg} \frac{J_0}{(\Phi_0 b_0)}, \quad (2.3)$$

где  $J_0 = \int_{r_1}^{R_0} \frac{b(r) dr}{r}$  — интеграл входного сечения спирального канала.

Для упрощения задачи вычисления интеграла тавровое сечение разбивается на

ряд участков, для которых зависимость высоты сечения от радиуса  $b(r)$  выражается простыми аналитическими формулами, а интеграл общего выражения равен сумме аналогичных интегралов этих участков. Это в равной степени относится как к входному сечению, так и ко всем сечениям рассматриваемого спирального канала.

Для сечений (рис. 2.5, а) спиральных камер бетонной турбинной камеры значение интеграла вычисляется по уравнению, полученному в результате интегрирования по участкам сечения:

$$J_1 = b'_0 \ln \frac{r_1}{r_2} - (r_1 \text{ctg} \alpha_2 - b'_0) \ln \frac{R_2}{r_1} + (b'_0 + b_2) \ln \frac{R}{R_2} + b_1 \ln \frac{R}{R_1} - r_1 \text{ctg} \alpha_1 \ln \frac{R_1}{r_1} + b_1 + b_2.$$

Подставляя значение интеграла применительно к входному сечению в выражение (2.3), определяем угол  $\delta_{\text{сн}}$ . Если он окажется меньше рекомендуемого (см. табл. 2.1), то его приводят в соответствие, увеличивая размер входного сечения.

Уточнив таким образом форму и размеры входного сечения, переходят к определению размеров, форм и положений в плане последующих сечений.

Из уравнений для  $\delta_{\text{сн}}$  и  $J_1$  следует, что

$$\Phi_1 = \frac{1}{b'_0 \text{tg} \delta_{\text{сн}}} \left[ b'_0 \ln \frac{r_1}{r_2} - (r_1 \text{ctg} \alpha_2 - b'_0) \ln \frac{R_2}{r_1} + (b'_0 + b_2) \ln \frac{R}{R_2} + b_1 \ln \frac{R}{R_1} - r_1 \text{ctg} \alpha_1 \ln \frac{R_1}{r_1} + b_1 + b_2 \right]. \quad (2.4)$$

Форму сечений изменяют так, чтобы вершины наружных углов сечения лежали на прямых  $AB$  и  $CD$  (рис. 2.5, а) или на кривых  $AB$  и  $CD$ . Обычно задают зависимость между размером  $(R - r_1)$  сечения и его высотами  $b_1$  и  $b_2$  в виде

$$b_1 = a_1 (R - r_1)^{n_1}; \quad b_2 = a_2 (R - r_1)^{n_2},$$

где коэффициенты  $a_1$ ,  $a_2$  и показатели степени  $n_1$ ,  $n_2$  для данного спирального канала постоянные.

Значения  $n_1$  и  $n_2$  рекомендуется принимать для спиральных каналов с сечениями, развитыми вверх  $n_1 = 2$ ,  $n_2 = 0$ , а для сечений, развитых вниз  $n_1 = 0$ ,  $n_2 = 2$ .

Для спиральных каналов с симметричной формой сечений с углом охвата  $\Phi_0 > 180^\circ$   $n_1 = n_2 = 1$ , а с углом охвата  $\Phi_0 \leq 180^\circ$   $n_1 = n_2 = 2$ .

Коэффициенты  $a_1$  и  $a_2$  определяются по выбранным размерам входного сечения.

Подробные рекомендации по расчету спиральных камер даны в [8].

Для металлических спиральных камер с круглыми поперечными сечениями (рис. 2.5, б) интеграл  $I_1$  может быть вычислен по уравнению

$$I_1 = b'_0 \ln \frac{r_{\kappa}}{r_2} + 2\pi [r_{\kappa} + \rho_l - \sqrt{r_{\kappa}(r_{\kappa} + 2\rho)}], \quad (2.5)$$

где

$$\rho_l = \frac{\varphi_l}{2\pi} b'_0 \operatorname{tg} \delta_{\text{сп}} - \frac{b'_0}{2\pi} \ln \frac{r_{\kappa l}}{r_2} + \sqrt{\frac{r_2}{\pi} \left[ \left( \varphi_l b'_0 \operatorname{tg} \delta_{\text{сп}} - b'_0 \ln \frac{r_{\kappa l}}{r_2} \right)^2 \right]}$$

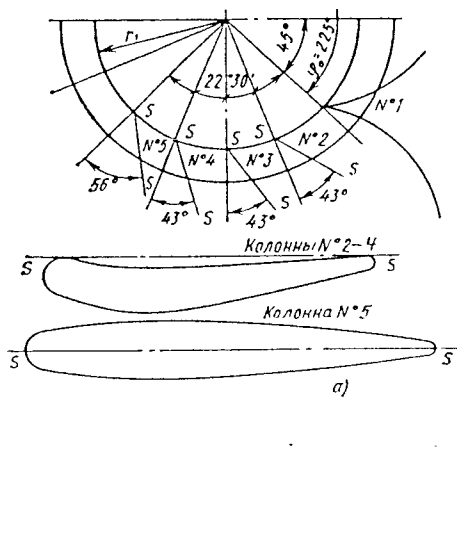
(2.6)

$$r_{\kappa l} = \sqrt{(\rho_l + r')^2 - \left( \frac{b'_0}{2} + r' \right)^2} + r_c - \rho_l$$

выражает условие сопряжения оболочки спирального канала со статором.

## 2.4. СТАТОР ТУРБИНЫ

Статор турбины как элемент водоподводящего тракта участвует в формировании потока перед направляющим аппаратом. Его верхний и нижний пояса образуют границы проточной части от спиральной камеры до направляющего аппарата, а колонны обеспечивают симметричность по-



тока по окружности перед направляющим аппаратом. Число колонн, их форма и расположение зависят от параметров спиральной камеры и направляющего аппарата.

В практике ПО ЛМЗ густота решетки профилей статора колеблется в пределах  $L_c/l_c = 0,35 \div 0,45$  и число колонн  $z_{\kappa} = 19 \div 23$  при числе лопаток направляющего аппарата  $z_0 = 20 \div 24$  (подробнее — см. [8]). Профили колонн статора, расположенных вне спирального канала, имеют форму, отличающуюся от формы колонн, расположенных в пределах спирального канала. Выходные кромки профилей колонн статора независимо от их числа и расположения должны быть одинаковыми для обеспечения симметрии потока перед направляющим аппаратом. Для радиально-осевых турбин, имеющих спиральные камеры с углом охвата  $340-360^\circ$ , все колонны имеют одинаковую форму.

При конструировании статоров выбранные размеры профилей подтверждаются соответствующими прочностными расчетами. На рис. 2.7 показано расположение колонн статора вне спирального канала для углов охвата  $275$  и  $180^\circ$ .

## 2.5. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

В рабочем процессе реактивной гидротурбины направляющий аппарат улучшает симметрию потока воды перед рабочим колесом и обеспечивает заданные расходы и моменты количества движения жидкости перед рабочим колесом. В зависимости от

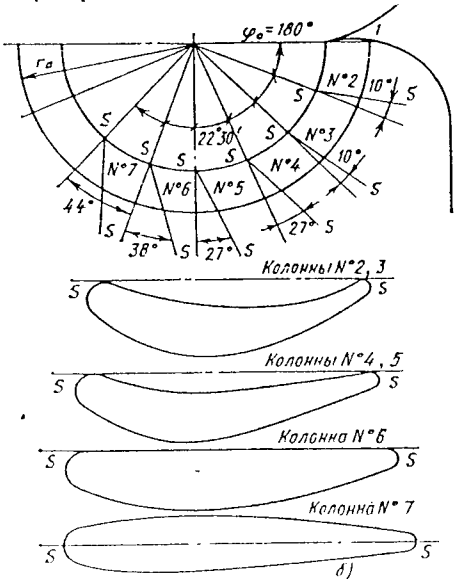


Рис. 2.7. Расположение колонн статоров вне спирального канала: а — спиральная камера с углом охвата  $\varphi_0 = 225^\circ$ ; б — то же  $\varphi_0 = 180^\circ$

быстроходности турбины и относительных размеров турбинной камеры, а также требований, предъявляемых к силовым характеристикам направляющего аппарата, в нем могут быть применены лопатки различного профиля.

Для вертикальных гидротурбин при  $z_0 = 20 \div 28$  ширина лопатки постоянна. Для турбин с бетонными турбинными камерами при углах охвата  $\varphi_0 \leq 240^\circ$  обычно применяют симметричные профили. Для турбин с металлическими турбинными камерами при необходимости создания самозакрывающихся направляющих аппаратов используют лопатки асимметричного профиля (см. гл. 6).

## 2.6. КАМЕРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Очертание внешних границ проточной части в области рабочего колеса существенно зависит от типа турбины.

Для всех поворотно-лопастных и пропеллерных турбин независимо от быстроходности внешняя граница в области рабочего колеса имеет практически одинаковое очертание (рис. 2.8). Для горизонтальных капсульных турбин это очертание сохраняется только в пределах расположения лопастной системы рабочего колеса, так как в этом случае применяется конический направляющий аппарат. Форма камеры диагональных турбин существенно отличается от осевых турбин и зависит от коэффициента быстроходности  $h$ . Для разных  $h$  изменяется угол наклона осей поворота лопастей и форма камеры. У вертикальных радиально-осевых турбин форма камеры рабочего колеса зависит как от  $h$ , так и от

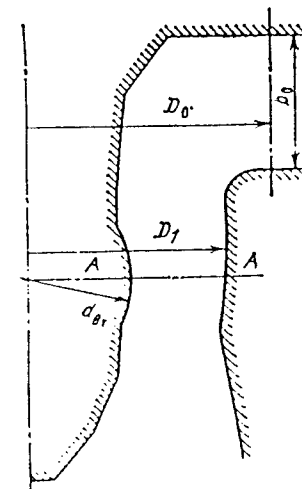


Рис. 2.8. Очертание камеры рабочего колеса осевых турбин (AA — ось разворота лопастей рабочего колеса)

конкретных особенностей конструкции рабочего колеса. Если поворот потока из радиального в осевое направление происходит до рабочего колеса, то его нижний обод размещают в полости, формируемой специальной заложеной в бетон деталью — фундаментным кольцом. При повороте потока в самом колесе внешней границей камеры становится зона размещения лабиринтных уплотнений.

## Глава 3

## ОТСАСЫВАЮЩИЕ ТРУБЫ

### 3.1. НАЗНАЧЕНИЕ ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ, ИХ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА

Форма и размеры отсасывающих труб определяют габариты подводной части здания ГЭС с реактивными турбинами и отметку заложения основания.

Отсасывающая труба оказывает большое влияние на энергетические показатели и условия надежной эксплуатации гидроагрегата. Поток воды на выходе лопастной системы гидромашинной обладает еще достаточным запасом кинетической энергии. Наличие отсасывающей трубы в блоке ГЭС позволяет полезно использовать большую часть кинетической энергии, особенно в турбинах повышенной быстроходности.

Отсасывающие трубы обеспечивают преобразование кинетической энергии в энергию давления выходящего потока из лопастной системы гидроагрегата;

полное использование перепадов уровней между верхним и нижним бьефами ГЭС при расположении рабочего колеса выше уровня воды в отводящем канале;

целесообразные условия отвода воды от гидромашин в отводящий канал ГЭС.

Для преобразования кинетической энергии потока в энергию давления непосредственно за лопастной системой гидромашинной отсасывающая труба должна выполняться в виде постепенно расширяющегося диффузора. Это способствует созданию за рабочим колесом дополнительного динамического разрежения, пропорционального удельной кинетической энергии потока  $\alpha_A v_A^2 / (2g)$  на выходе из рабочего колеса турбины.

Принимая за плоскость сечения выходное сечение прямоосной отсасывающей трубы (рис. 3.1), составим уравнение Бер-

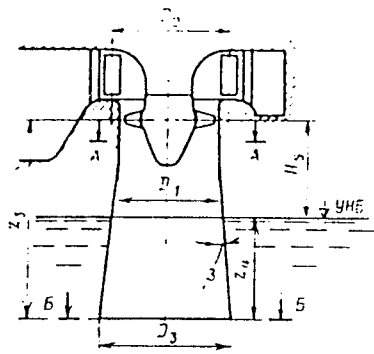


Рис. 3.1. Схема прямоосной отсасывающей трубы

нулли для сечений А—А и Б—Б:

$$z_3 + \frac{p_A}{\gamma} + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} = \frac{p_B}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} + h_{пот.} \quad (3.1)$$

где  $h_{пот}$  — гидравлические потери в отсасывающей трубе;  $\alpha_A, \alpha_B$  — коэффициент кинетической энергии, характеризующий неравномерность потока на входе и выходе отсасывающей трубы.

Значение  $\alpha$  зависит от относительных размеров и формы отвода, лопастной системы и режимов работы турбины. На выходе отсасывающей трубы коэффициент  $\alpha_B$  может достигать 1,2—1,5 в прямоосных конических трубах, 1,5—2,5 — в изогнутых трубах на комбинаторных режимах работы агрегата, 3—6 — в изогнутых трубах при рассогласованной комбинаторной связи гидромашин.

На оптимальных режимах работы гидроагрегата коэффициент  $\alpha$  не превышает значений 1,05—1,1. При работе радиально-осевых турбин на частичных нагрузках и в области форсированных режимов коэффициент  $\alpha$  может быть равен  $\alpha = 4 \div 8$ .

После некоторого преобразования уравнения (3.1) получим

$$\frac{p_A}{\gamma} = \frac{p_B}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} + h_{пот} - z_3 - \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} \quad (3.2)$$

Так как выходное сечение трубы расположено под уровнем воды на глубине  $z_4$ , то

$$p_B/\gamma = B + z_4,$$

где  $B$  — барометрическое давление на поверхности воды. Тогда

$$p_A/\gamma = B - H_s - \left( \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} - h_{пот} \right) \quad (3.3)$$

Анализ зависимости (3.3) показывает, что давление под рабочим колесом тем меньше, чем больше разность кинетических энергий  $\frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \frac{\alpha_B v_B^2}{2g}$  и чем меньше гидравлические потери  $h_{пот}$  в отсасывающей трубе. Таким образом, отсасывающая труба позволяет использовать не только высоту отсасывания  $H_s$ , но и часть кинетической энергии потока, выходящего из рабочего колеса.

Степень восстановления напора гидротурбины  $\left( \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} - \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} - h_{пот} \right)$  зависит от диффузности и длины отсасывающей трубы.

В каждом конкретном случае существуют определенный предел оптимальных размеров отводов  $\Delta l$ , при котором разрежение под рабочим колесом  $h_{дик}$  будет максимальным, а потери  $h_{пот}$  минимальными (рис. 3.2).

Выбор геометрических параметров элементов отвода заключается в определении рациональной длины и углов конусности  $\beta$  входного и выходного диффузоров трубы. Как правило, отношение площадей входного А—А и выходного Б—Б сечений принимают таким, чтобы потери энергии на выходе отсасывающей трубы не превышали 5—12 % полной кинетической энергии потока за лопастной системой гидромашин. Обычно оно принимается в пределах 0,25—0,35.

С увеличением диффузности трубы возрастает динамическое разрежение, что отрицательно влияет на кавитационные качества гидроагрегата.

Ниже приведены ориентировочные значения удельной кинетической энергии (в процентах) на выходе лопастной системы гидротурбины повышенной быстроходности,

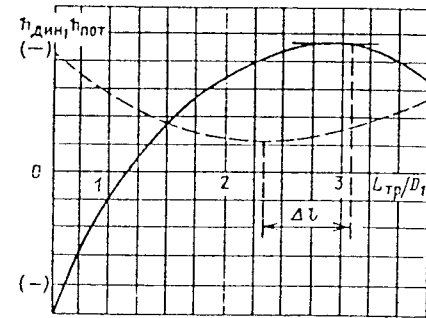


Рис. 3.2. Влияние длины отсасывающей трубы на динамическое разрежение и гидравлические потери в ней (— — фактическое разрежение, создаваемое отсасывающей трубой; — — гидравлические потери в отсасывающей трубе)

восстановлению прямоосной отсасывающей трубой разной конусности  $\beta$  длиной  $L_{тр} = 4,5D_1$ :

β, град	15	13	11,5	10,5	9	8	6,5
Восстановление кинетической энергии, %	71	77	81	84	85	85	83,5

На выходе рабочего колеса радиально-осевой турбины значение кинетической энергии колеблется в пределах 2—14 %. Для поворотно-лопастных гидромашин указанная энергия может составлять более 50 % напора.

Роль отсасывающей трубы как восстановителя энергии возрастает с увеличением быстроходности гидроагрегата.

Фактические потери энергии на выходе из трубы

$$\Delta h_{пот} = \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} \quad (3.4)$$

КПД отсасывающей трубы  $\eta_{от}$ , дополнительное разрежение  $\Delta h_{от}$  под рабочим колесом можно определить, пользуясь следующими аналитическими зависимостями:

$$\eta_{от} = \frac{\alpha_A v_A^2 - \alpha_B v_B^2 - 2g \Delta h_{пот}}{\alpha_A v_A^2}; \quad (3.5)$$

$$\Delta h_{от} = \eta_{от} \frac{\alpha_A v_A^2}{2g} \quad (3.6)$$

Гидродинамические расчеты показывают, что потери на трение в элементах от-

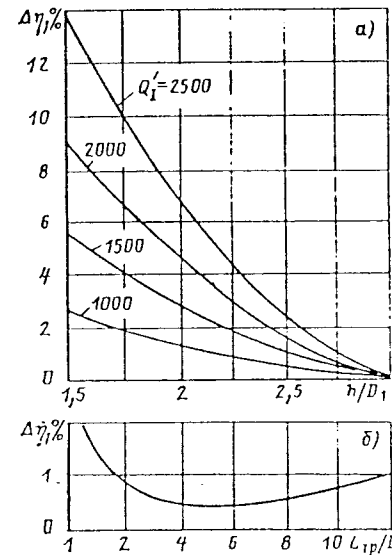


Рис. 3.3. Изменение КПД модели гидротурбины с  $D_1 = 0,46$  м от высоты (а) и длины (б) изогнутой отсасывающей трубы

вода составляют небольшую долю, а основными являются потери на расширение, возмущающие с увеличением диффузности, и потери на выходе, значение которых уменьшается с увеличением угла конусности, так как при этом возрастает площадь выходного сечения. Для определения оптимальной длины трубы необходимо выбрать угол конусности  $\beta$ .

Изменение длины изогнутой отсасывающей трубы от  $L_{тр} = (4 \div 6)D_1$  как в сторону её уменьшения, так и увеличения ухудшает КПД гидроагрегата на 1 % и более (рис. 3.3, б). Экспериментальные исследования показывают, что уменьшение высоты такого отвода приводит к существенному снижению КПД гидротурбины (рис. 3.3, а).

### 3.2. ТИПЫ ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ И ИХ РАЗМЕРЫ

Наиболее простая по форме прямоосная коническая отсасывающая труба обладает наилучшими гидравлическими свойствами. Она применяется в горизонтальных капсульных гидроагрегатах, а также в вертикальных гидроагрегатах с  $D_1 \leq 2$  м.

В гидроагрегатах повышенной быстроходности горизонтального исполнения с прямоосной отсасывающей трубой достигается увеличение их пропускной способности на 20—30 % и соответственно мощности по сравнению с вертикальной гидромашинной, снабженной изогнутой отсасывающей трубой.

Основные параметры вертикальной гидротурбины с прямоосной отсасывающей трубой показаны на рис. 3.4. Полная строительная высота данного отвода включает

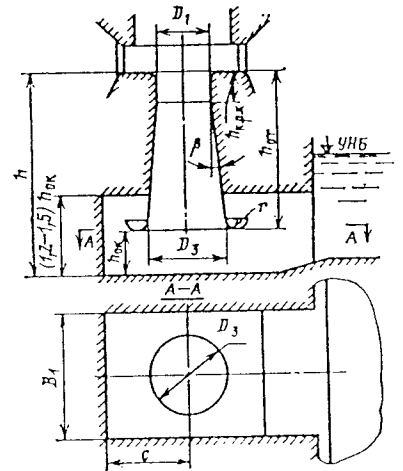


Рис. 3.4. Прямоосная отсасывающая труба вертикального гидроагрегата

размеры отводящей камеры

$$h = h_{от} + h_{о.к.}$$

Выражая все габаритные размеры в долях номинального диаметра рабочего колеса турбины, можно написать:

$$h = 5,5D_1; h_{от} = (4 + 4,5) D_1; h_{о.к.} = (1,5 \div 2) D_1; B_1 = (3 + 3,5) D_1 + 2(h_{от} - h_{к.р.к}) \lg 2\beta,$$

где  $h_{к.р.к} = (0,4 \div 0,5) D_1$  — высота камеры рабочего колеса;  $\beta = 5 \div 9^\circ$ ;  $c = (1,4 \div 1,5) \times D_1 + (h_{от} - h_{к.р.к}) \lg 2\beta$ .

Выходное сечение должно быть заглублено под минимальный уровень нижнего бьефа не менее чем на 0,5 м и заканчивается коллектором с радиусом закругления не менее  $r = 0,03D_1$ .

Общую высоту отводящей камеры следует принимать из соображений, чтобы скорость на выходе в канал нижнего бьефа не превышала 1,5—2 м/с.

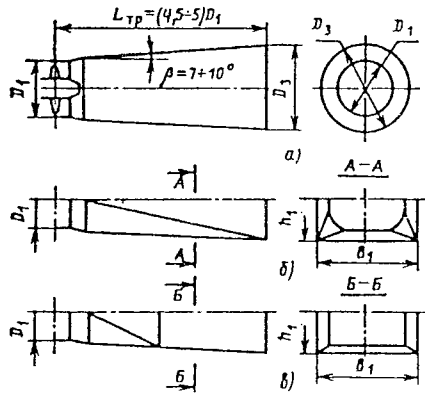


Рис. 3.5. Конические прямоосные отсасывающие трубы горизонтальных гидроагрегатов:

а — с круглыми сечениями; б — с переходом с круглых на прямоугольные сечения по всей длине; в — с переходом на части длины

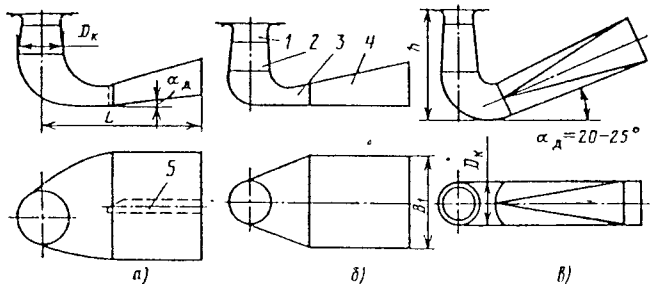


Рис. 3.6. Изогнутые отсасывающие трубы:

а — с бычком; б — без бычка; в — для подземных ГЭС; 1 — камера рабочего колеса; 2 — входной диффузор; 3 — колено; 4 — выходной диффузор; 5 — опорный бычок

На ГЭС с капсульными гидроагрегатами отсасывающая труба может быть использована трех вариантов (рис. 3.5). По энергогидравлическим показателям целесообразно применять трубу с круглыми сечениями (рис. 3.5, а).

Варианты отводов, показанные на рис. 3.5, б, в, позволяют применять при строительстве сборные железобетонные конструкции и легко устанавливать шандорные ограждения в выходном сечении. При расположении капсулы гидроагрегата в отсасывающей трубе конструкция и форма последней усложняются.

Для вертикальных крупных гидроагрегатов используется, как правило, изогнутая отсасывающая труба. На рис. 3.6 приведены схемы различных типов отсасывающих труб, широко используемых в отечественной практике и за рубежом.

Изогнутая отсасывающая труба радиально-осевой и поворотно-лопастной турбины (рис. 3.7 и 3.8) состоит из следующих характерных элементов: входного диффузора 1, колена 2 и отводящего диффузора 3.

Входной диффузор является связующим звеном между камерой рабочего колеса и коленом. Степень диффузорности начального участка изогнутой трубы аналогична прямоосной конической трубе (см. рис. 3.5, а).

Основное назначение колена — поворот потока в горизонтальное направление с минимальными потерями энергии. Известно, что, помимо указанных функций, иногда в колене происходит восстановление энергии, т. е. оно имеет некоторую диффузорность.

На работу последующего элемента отвода существенное влияние оказывает фактическое гидродинамическое поле потока на выходе из колена.

В отводящем диффузоре отсасывающей трубы частично восстанавливается кинетическая энергия, но существенно меньше, чем на начальном участке отвода, так как скорость потока в нем небольшая.

Основным геометрическим параметром изогнутой отсасывающей трубы, в значи-

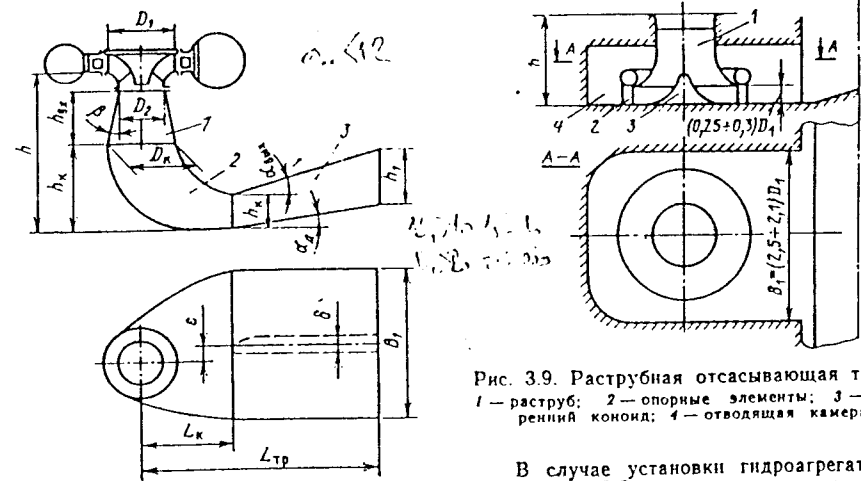


Рис. 3.9. Раструбная отсасывающая труба: 1 — раструб; 2 — опорные элементы; 3 — внутренний конус; 4 — отводящая камера

Рис. 3.7. Унифицированная изогнутая отсасывающая труба радиально-осевой турбины

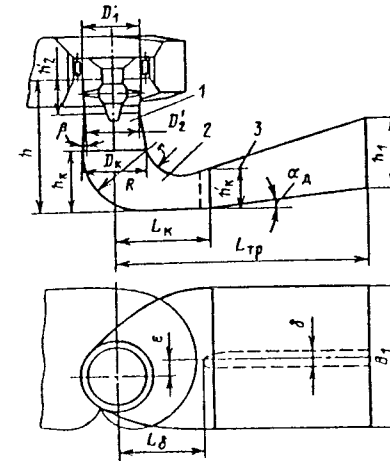


Рис. 3.8. Унифицированная изогнутая отсасывающая труба поворотно-лопастной турбины

тельной степени влияющим на гидродинамические и энергетические характеристики гидротурбины, является ее высота  $h$ , которая должна быть обоснована технико-экономическими расчетами с учетом надежных условий эксплуатации ГЭС.

Нормы технологического проектирования гидроэлектростанций Минэнерго СССР [5] рекомендуют принимать высоту отсасывающих труб  $h$  для осевых турбин не менее  $2,3D_1$ , для радиально-осевых — не менее  $2,5D_1$  и для диагональных — не менее  $1,9D_1$ .

В случае установки гидроагрегата на подземной ГЭС высота отвода может быть увеличена до  $(3,5 \div 4,5) D_1$ . Диффузорность входной части отсасывающей трубы следует принимать в зависимости от типа турбины в пределах  $2\beta = 10 \div 22^\circ$ .

Опыт эксплуатации и результаты многочисленных проведенных исследований показывают, что отсасывающие трубы, рекомендуемые для подземных и полуподземных ГЭС (рис. 3.6, в), способствуют расширению зоны бескавитационных режимов работы гидроагрегата, обладают улучшенными гидравлическими характеристиками и обеспечивают увеличение выработки электроэнергии и повышение КПД. Увеличение высоты до  $h = 3,5D_1$  и более с ограничением ширины отводящего диффузора в пределах  $D_к$  для сохранения в нижней части здания ГЭС между турбинными блоками целика скального массива и существенного уменьшения объемов подземных выработок в большинстве случаев не приводит к удорожанию здания подземной ГЭС. Довольно длинный выходной диффузор в этом случае целесообразно располагать наклонно под углом  $\alpha_2 = 20 \div 25^\circ$ .

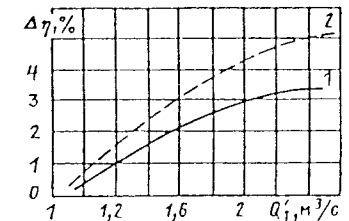


Рис. 3.10. Уменьшение КПД турбины с разными отсасывающими трубами относительно  $\eta_{макс}$  ( $\Delta\eta = f(Q_1)$  при  $n'_1 = \text{const}$ ):

1 — изогнутая отсасывающая труба  $h = 2,3D_1$ ; 2 — раструбная отсасывающая труба  $h = 1,5D_1$



Таблица 3.1. Геометрические размеры отсасывающих труб и их элементов

Напор, м	Отсасывающая труба			Колено			Отводящий диффузор	
	Высота $h$	Длина $L_{тр}$	Ширина $B_1$	Высота $h_k$	Длина $L_k$	Диаметр входного отверстия $D_k$	Высота входного отверстия $h'_k$	Высота выходного отверстия $h_1$
До 80	2—2,3	4—5	2,5—2,8	0,9—1	1,2—1,5	1,2—1,5	0,58—0,7	1,15—1,35
80—170	2,5—3	4—5	2,5—3	0,9—1,2	1,4—1,8	1,1—1,4	0,6—0,7	1—1,3
170—230	2,5—3,5	4,5—5	2,5—3	0,9—1,4	1,5—2	1,05—1,25	0,65—0,74	1—1,5
230 и более	3—3,5	5—6	1,25—2,7	1,1—1,5	1,5—2,2	1,3—0,95	0,7—1,1	1,1—1,5

Многочисленные исследования проведены в ВНИИ гидромаш, МВТУ, ПО ЛМЗ и ЛПИ по разработке эффективной формы отвода небольшой высоты  $h = (1,5 \div 1,6) D_1$  с раструбом (рис. 3.9). Внутренняя поверхность раструба выполнена в виде поверхности вращения с криволинейной образующей. Эти исследования показали, что гидроагрегат с такой трубой может обладать достаточно хорошими энергетическими свойствами, но все же несколько уступает гидроагрегату с изогнутой отсасывающей трубой обычного исполнения (рис. 3.10). В некоторых случаях при тщательном сопоставлении вариантов по данным технико-экономического обоснования раструбная отсасывающая труба может найти применение на ГЭС.

### 3.3. УНИФИКАЦИЯ ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ

В отечественной практике гидротурбостроения разработан отраслевой стандарт на изогнутые отсасывающие трубы [8]. В табл. 3.1 приведены характерные размеры изогнутых отсасывающих труб гидротурбин, используемых при разных напорах. Рассматриваемые в таблице параметры указаны в безразмерных величинах относительно номинального диаметра рабочего колеса  $D_1$ . В зависимости от типа используемого колена геометрические параметры отсасывающей трубы могут быть уточнены.

Отраслевым стандартом устанавливаются основные размеры проточной части изогнутых отсасывающих труб вертикальных гидротурбин (конуса, колена и отводящего диффузора).

Основным геометрическим параметром изогнутой отсасывающей трубы является относительная высота  $h = h/D_1$ , которая принимается для ПЛ гидротурбин  $h \geq 2,0$  (см. рис. 3.8), для РО гидротурбин  $h \geq 2,3$  (см. рис. 3.7).

Принятая высота отсасывающей трубы обосновывается технико-экономическими расчетами с учетом надежности работы гидротурбины.

Угол расширения конуса  $\beta$  принимается для ПЛ гидротурбин  $\beta = 8 \div 11^\circ$ ; для

РО гидротурбин  $\beta = 6 \div 9^\circ$ ; для РО гидротурбин подземных компоновок  $\beta = 5 \div 7^\circ$ . Существуют четыре унифицированных типа колена. В табл. 3.2 приводятся основные

Таблица 3.2. Типы и основные относительные размеры колена отсасывающих труб

Тип колена	Максимальный напор, м	Высота $h_k/D_k$	Длина $L_k/D_k$	Ширина $B_1/D_k$
КУ-1ПЛ	До 80	0,87	1,5	2,14
КУ-1РО	До 170	1,16	1,8	2,44
КУ-2РО	Свыше 170	1,4	2	2,49
КУ-3РО*	Свыше 230	1,3	—	1

\* Применяется при  $h > 3,5$ , если требуется уменьшение  $B_1$ .

ные размеры колена в долях диаметра его входного сечения.

Диаметр входного сечения колена  $D_k$  определяется по формуле

$$D_k = \frac{2(h - h'_k) \operatorname{tg} \beta + D'_k}{1 + 2h_k \operatorname{tg} \beta}$$

Угол наклона основания выходного диффузора  $\alpha_d$  не должен превышать  $12^\circ$ . В случае применения отсасывающих труб с коленом КУ-3РО угол  $\alpha_d$  может быть увеличен до  $20^\circ$ .

Угол расширения отводящего диффузора обычно характеризуется углом расширения эквивалентного кругового конуса  $\beta$ ,

$$\beta_s = 2 \operatorname{arctg} \frac{d_{2s} - d_{1s}}{2l}, \quad (3.7)$$

где  $d_{2s} = \sqrt{4F_2/\pi}$  — эквивалентный диаметр выходного сечения диффузора;  $d_{1s} = \sqrt{4F_1/\pi}$  — эквивалентный диаметр входного сечения диффузора;  $F_1$  и  $F_2$  — площади соответствующих сечений (без учета площади бычков);  $l$  — длина средней линии рассматриваемого участка.

Угол  $\beta$ , принимается в пределах  $10 \div 14^\circ$ . Для отводящего диффузора с длиной более  $2,5D_1$  значение угла  $\beta$ , следует при-

нимать близким к нижнему пределу, а для диффузора с длиной менее  $2,5D_1$  — близким к верхнему.

Относительная длина отсасывающей трубы  $L_{тр} = L_{тр}/D_1$  принимается  $L_{тр} \geq 4$ .

При ширине отсасывающей трубы  $B_1 > 10$  м в выходном диффузоре допускается установка опорного бычка. Расстояние от оси гидротурбины до входной кромки бычка  $L_b$  принимается не менее  $1,4D_1$ . Толщина бычка принимается в пределах  $\delta = (0,1 \div 0,15) B_1$ .

При большой ширине отсасывающей трубы, например при  $B_1 \geq 30$  м, в ней водят два бычка. Число бычков определяется при расчете перекрытия отсасывающей трубы.

### 3.4. ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ

Размеры элементов отсасывающих труб [11] должны приниматься на основании сравнения вариантов здания ГЭС с различными отсасывающими трубами и определения их экономической эффективности. Лишь в отдельных случаях размеры отсасывающей трубы зависят от компоновки машинного зала и могут считаться заданными (двухъярусное расположение агрегатов для подземной ГЭС). Изменение габаритов отсасывающей трубы при сохранении неизменным диаметра турбины  $D_1$  изменяет ее КПД, пропускную способность, а следовательно, и номинальную мощность гидроагрегата. При этом изменяется среднегодовая и гарантированная выработка энергии. Соответственно следует учитывать изменение заменяемой мощности и выработки электроэнергии [11].

В общем случае можно учитывать изменение установленной мощности ГЭС. Действительно, при данном диаметре и расчетном напоре увеличение КПД турбины дает увеличение ее номинальной мощности, что позволяет принимать генератор большей мощности. Таким образом, при неизменном числе гидроагрегатов увеличивается установленная мощность ГЭС.

Обозначим через  $\Delta Z_r$ , руб/год, увеличение приведенных расчетных затрат по ГЭС, которое может иметь место при увеличении размеров отсасывающих труб. Экономия затрат по заменяемой мощности и выработке энергии обозначим через  $\Delta Z_e$ , руб/год.

Увеличение размеров элементов отвода считается экономически обоснованным, если  $\Delta Z_r \leq \Delta Z_e$ .

Оптимальные размеры определяются из условий  $\Delta Z_r = \Delta Z_e$ . В предварительных расчетах  $\Delta Z_e$  можно определять по замыкающим затратам на электроэнергию  $Z_e$ , которые учитывают мощность и выработку электроэнергии. В таких расчетах  $\Delta Z_e = \Delta Z_e Z_e$ , где  $\Delta Z_e$  — приращение среднегодовой выработки энергии ГЭС, кВт·ч, а  $Z_e$  — замыкающие затраты на электроэнергию, руб/(кВт·ч).

В тех случаях, когда при увеличении размеров отсасывающих труб отодвигается пуск гидроагрегатов ГЭС на более поздний срок, следует учитывать ущерб от невыработки энергии ГЭС.

Расчет производится по действующей методике технико-экономических расчетов в энергетике [6].

В ориентировочных расчетах следует учитывать только приращение энергии на ГЭС (без учета установленной мощности) и экономии заменяемой энергии по замыкающим затратам на электроэнергию.

При предварительном проектировании размеры элементов отсасывающих труб принимаются по рекомендациям, изложенным в § 3.3 и в [5].

## Глава 4

### КАВИТАЦИЯ И КАВИТАЦИОННАЯ ЭРОЗИЯ

#### 4.1. УСЛОВИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ КАВИТАЦИИ И ПРИРОДА КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

дит к необходимости периодического их восстановления.

Возникновение кавитации, увеличение парогазовых пустот (каверн) связано с уменьшением давления в жидкости. В этом отличие кавитации от явления кипения, когда увеличение каверн происходит за счет повышения давления внутри каверн.

При образовании каверн происходит разрыв жидкости, а необходимое для этого напряжение определяется прочностью жидкости на разрыв при определенной температуре. Реальная жидкость не выдерживает растягивающих напряжений и разрушается при давлении, близком к давлению насыщенных паров ( $H_a = 2,35$  кПа при  $\theta =$

Под кавитацией понимают динамический процесс, характеризующийся местным разрывом сплошности жидкости с образованием парогазовых полостей и последующим их смыканием.

Развитая кавитация приводит к падению КПД турбины, пульсациям давления в потоке, к опасным вибрациям всего гидроагрегата. Следствие кавитации — кавитационная эрозия, которая разрушает детали проточной части турбины и приво-



Рис. 4.1. Стадии схлопывания кавитационного пузырька по Корнфельду

— 20 °С). Это объясняется наличием в жидкости мельчайших газовых пузырьков — ядер кавитации, по которым происходит разрыв сплошности.

Различают несколько типов кавитации. Кавитационные каверны, образовавшиеся в потоке, могут перемещаться вместе с потоком до зоны с повышенным давлением, где происходит конденсация паров и схлопывание каверн. Кавитационные каверны, движущиеся с потоком и не связанные с обтекаемой поверхностью, имеют, как правило, сферическую форму. Такую кавитацию называют перемещающейся или по форме кавитационных каверн — пузырьковой. Перемещающиеся нестационарные пузырьки могут возникать в точках низкого давления на твердой границе или в ядрах движущихся вихрей.

Другой тип кавитации называют присоединенной или полостной кавитацией. В этом случае поток жидкости отрывается от твердой границы обтекаемого тела с образованием квазистационарной кавитационной полости. Скоростная съемка такой полости показывает, что она пульсирует, претерпевая стадии возникновения, роста и отрыва. Граница раздела между кавитационной полостью и жидкостью может быть гладкой или шероховатой. В последнем случае вся полость как бы заполнена гроздьями более мелких каверн.

При развитии кавитационного процесса кавитационная полость может охватывать все обтекаемое тело и тогда это явление называется суперкавитацией.

Процессы схлопывания кавитационных пузырьков (каверн) происходят с огромной скоростью за весьма малые промежутки времени ( $t < 0,001$  с) и представляют большие трудности для изучения. В зависимости от характера замыкания кавитационных пузырьков различают и гидромеханические силы, возникающие при этом. При замыкании шарового пузырька возникает сферическая ударная волна, которая может вызвать разрушение поверхности обтекаемого тела, если замыкание произошло в непосредственной близости от него. При смыкании пузырька путем продавливания его стенки входящей струей (на рисунке показано стрелками) разрушение поверхности происходит под действием струи (рис. 4.1).

Механическое воздействие при кавитации сопровождается интенсивной коррозией. Объясняется это тем, что кавитационные удары, приводящие к пластической или ун-

ругой деформации материала, образуют на его поверхности точки со свойствами, отличными от основного материала. Для металлов из всей работы, затрачиваемой на деформацию, 85 % превращается в теплоту, а остальная часть переходит в потенциальную энергию внутреннего напряжения. Тем самым на металлической поверхности, находящейся в водной среде, служащей электролитом, образуются участки, представляющие собой мгновенные микроэлементы. Периодически возникающие, как бы пульсирующие микроэлементы резко усиливают электрохимические процессы коррозии. Усиление процессов коррозии способствует также чередование водной и парогазовой среды в месте пульсации кавитационной каверны.

В воде на поверхности металла образуется защитная пленка окислов. На нержавеющей стали пленка тонкая, очень прочная и образует с металлом прочное соединение. Защитная пленка и, следовательно, сама нержавеющая сталь стойки к электрохимическим процессам коррозии при кавитации. Разрушение нержавеющей стали происходит главным образом под действием гидроударов, имеющих давление выше предела текучести стали. Такие гидроудары со-



Рис. 4.2. Кавитационное разрушение лопасти рабочего колеса радиально-осевой турбины

ставляют менее 5—10 % общего числа ударов, поэтому процесс разрушения нержавеющей стали протекает медленно.

Углеродистая и низколегированная сталь имеет сравнительно толстую, но рыхлую пленку окислов, которая легко скалывается даже под действием слабых кавитационных ударов. В этом случае все ударные импульсы будут разрушающими. Вследствие электрохимических процессов, сопутствующих кавитации, происходит повторное окисление поверхности, очищенной от пленки окислов. Совместное действие коррозии и кавитационных гидроударов приводит к быстрому и глубокому разведению углеродистой и низколегированной стали с образованием характерной губчатой поверхности (рис. 4.2).

## 4.2. КОЭФФИЦИЕНТ КАВИТАЦИИ И ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ

В гидротурбостроении для определения условий возникновения кавитации используется понятие коэффициента кавитации установки

$$\sigma_{уст} = \frac{B - H_s - H_d}{H} \quad (4.1)$$

который связывает местное барометрическое давление  $B$ , высоту расположения рабочего колеса относительно уровня нижнего бьефа (высота отсасывания)  $H_s$ , напор, соответствующий давлению водяных паров при данной температуре,  $H_d$  и напор на установке (турбине)  $H$ .

Кавитационные свойства турбин одной серии определяются коэффициентом кавитации  $\sigma$ , который характеризуется отношением динамического разрежения на лопастях рабочего колеса к напору.

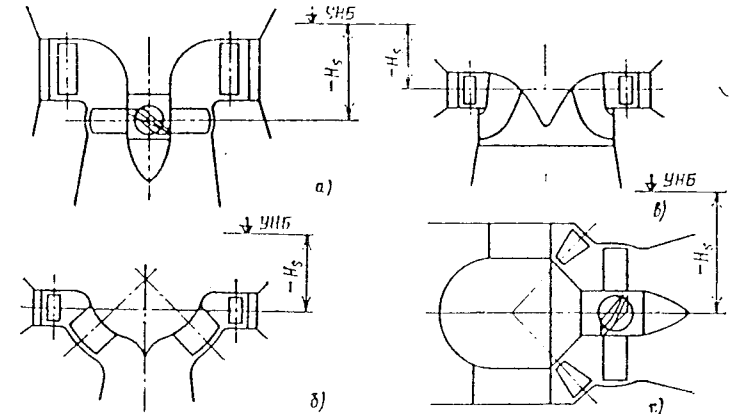


Рис. 4.3. Определение геометрической высоты отсасывания: а — поворотно-лопастной турбины; б — диагональной турбины; в — радиально-осевой турбины; г — горизонтальной капсульной турбины

Кавитация в турбине наступает тогда, когда абсолютное давление в какой-либо точке на лопасти рабочего колеса станет равным давлению водяных паров, в этом случае имеет место условие

$$\sigma_{уст} = \sigma \quad (4.2)$$

Если значение  $\sigma_{уст}$  характеризует работу установки и может меняться в зависимости от располагаемой высоты отсасывания, то значение  $\sigma$  остается постоянным при изогональных режимах серии геометрически подобных гидротурбин.

Высота отсасывания отсчитывается от уровня нижнего бьефа до кавитационно опасной точки (см. с. 34). В практике гидротурбостроения высота отсасывания  $H_s$  отсчитывается от нижнего бьефа до характерной для каждого типа турбин плоскости (рис. 4.3).

Высота отсасывания считается положительной ( $+H_s$ ), если уровень воды находится ниже указанной плоскости, и отрицательной ( $-H_s$ ), если уровень воды находится выше указанной плоскости. Чем меньше высота отсасывания, т. е. чем больше заглубление турбины, тем в более благоприятных условиях будет работать турбина по кавитационным условиям, но и тем больше будут затраты на сооружение ГЭС. Выбор оптимального значения высоты отсасывания является одним из важнейших вопросов проектирования ГЭС.

Из формулы (4.1) следует

$$H_s = B - H_d - \sigma_{уст} H \quad (4.3)$$

Значение  $\sigma_{уст}$  определяется по условию (4.2).

Значение  $\sigma$  может быть определено аналитическим путем. Однако возможности такого расчета ограничены, так как на

лопасти неизвестно положение точки с минимальным давлением, к тому же ее положение меняется в зависимости от режима работы турбины. Поэтому на практике коэффициент кавитации турбины  $\sigma$  определяется экспериментально при испытаниях моделей турбины. Для нахождения  $\sigma$  используется предположение, что в начале развития кавитации на лопастях рабочего колеса, т. е. когда минимальное давление  $p_{\min}$  в какой-либо точке лопасти становится равным давлению парообразования  $H_v$ , происходит резкое падение энергетических параметров турбины — КПД, расхода  $Q$ , момента  $M$ . Коэффициент кавитации установки, соответствующий этому режиму, называют критическим, и кавитационный коэффициент турбины принимается равным полученному значению  $\sigma_{уст.кр}$

$$\sigma = \sigma_{уст.кр} \quad (4.4)$$

Такой метод определения значений  $\sigma$  часто называют методом срывных характеристик.

При моделировании кавитационных явлений кроме известных критериев подобия (§ 1.3) необходимо также равенство значений кавитационного коэффициента турбины модели и натуре. Для двух турбин при изогональных режимах их работы значения кавитационных коэффициентов турбин  $\sigma$  равны между собой. Этот критерий впервые был введен в практику Тома.

Равенство кавитационных коэффициентов турбин  $\sigma$  может служить критерием подобия, строго говоря, при отсутствии кавитации, при этом  $\sigma$  является параметром, аналогичным критерию Эйлера<sup>1</sup>.

Необходимо отметить, что критерий Рейнольдса  $Re$  не является определяющим при исследовании кавитационных процессов, так как модельные испытания, как правило, проводятся в зоне автомодельности по числу  $Re$ .

Выполнение условий моделирования по критерию Фруда  $Fr$  приобретает особое значение при исследовании крупных низконапорных поворотно-лопастных и особенно горизонтальных капсульных гидротурбин, если вертикальные размеры лопастной системы рабочего колеса становятся больше чем 0,25  $H$ . Кроме того, соблюдение условий моделирования по критерию Фруда может существенно сказаться на результатах эксперимента при наличии вытянутых кавитационных полостей в отсасывающей трубе, сходящих с конуса рабочего колеса [15].

При исследовании высоконапорных поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин критерий Фруда имеет малое значение и его соблюдение не обязательно.

Моделирование условий возникновения и развития кавитационных процессов на

модельной и натурной турбинах требует строгого соблюдения геометрического подобия омываемых поверхностей, особенно лопастной системы рабочего колеса, а также их состояния и степени шероховатости.

Большое влияние на качество кавитационных испытаний оказывают физические свойства воды, особенно содержание в ней воздуха. Практика модельных испытаний показывает, что влиянием растворенного в воде воздуха можно пренебречь, если его содержание составляет менее 0,2% [15].

#### 4.3. ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ $\sigma$ . КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

Как правило, установки для кавитационных испытаний строятся по замкнутой циркуляционной схеме. Специфичность исследований предъявляет к их конструкции ряд требований:

возможность изменения абсолютного давления и регулирования напора на модельной установке в широких пределах; прозрачность и чистота воды, заполняющей установку, наличие устройств для регулирования содержания воздуха в воде и приборов для его измерения;

поддержание температуры воды в заданных пределах;

обеспечение возможности визуальных наблюдений за развитием кавитационных явлений на лопастях рабочего колеса;

полное исключение кавитации в питающих насосах и других элементах установки.

Передовые турбиностроительные фирмы в последнее время на кавитационных установках проводят и энергетические испытания, что требует особой точности измерения основных параметров модели.

На рис. 4.4 дана принципиальная схема кавитационной испытательной установки лаборатории водяных турбин ПО ЛМЗ, представляющей собой замкнутую герметичную систему и предназначенную для испытания моделей турбин с рабочим колесом диаметром 460—600 мм при напорах от 4 до 60 м. Расход воды, проходящей через модель турбины, может изменяться в пределах 150—2200 л/с. Максимальная мощность тормозного балансирного генератора двигателя постоянного тока равна 900 кВт при максимальной частоте вращения 1500 об/мин.

Установка по своим параметрам и точности их измерений соответствует нормам Международной электротехнической комиссии (МЭК) [15] и позволяет проводить на ней приемосдаточные испытания моделей гидротурбин.

При модельных испытаниях значение кавитационного коэффициента установки  $\sigma_{уст}$  определяется по формуле

$$\sigma_{уст} = \frac{B - H_n - H_d - H_s}{H} \quad (4.5)$$

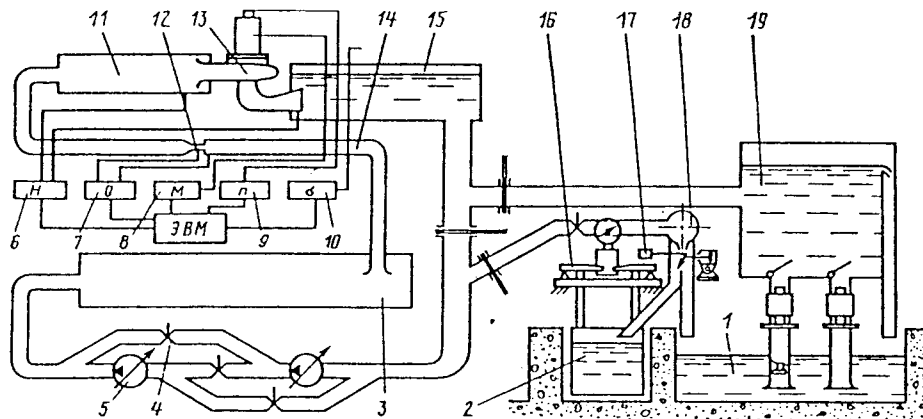


Рис. 4.4. Схема кавитационной испытательной установки с устройством для тарирования расходомеров:

1 — бассейн калибровочной установки; 2 — калибровочная емкость; 3 — ресорбер; 4 — задвижки; 5 — насосы; 6—10 — преобразователи напора, расхода, крутящего момента, частоты вращения, кавитационного коэффициента измерительно-вычислительного комплекса; 11 — напорный бак; 12 — водомер; 13 — модель турбины; 14 — трубопроводы; 15 — вакуумный бак; 16 — весы; 17 — таймер; 18 — струеуправляющий бак; 19 — уравнильный бак

где  $H_n$  — напор, соответствующий вакууму над нижним бьефом модели турбины.

Для изменения  $\sigma_{уст}$  на практике чаще всего пользуются более простым способом изменения абсолютного давления ( $B - H_n$ ).

В процессе испытаний, уменьшая или увеличивая давление в баке, изменяют значение  $\sigma_{уст}$  и по результатам испытаний строят срывные характеристики  $\eta = f(\sigma_{уст})$ ,  $M'_I = f(\sigma_{уст})$  и  $Q'_I = f(\sigma_{уст})$ , где  $M'_I = 93,7 Q'_I \eta / n'_I$ , кВт·м.

В зависимости от режима и типа турбины срывные характеристики могут быть различными, однако каждую из них можно отнести к одному из трех основных видов I, II или III (рис. 4.5).

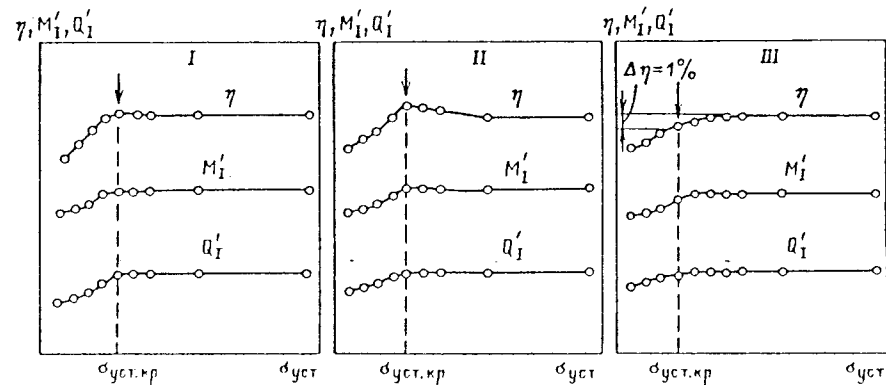


Рис. 4.5. Кавитационные срывные характеристики

<sup>1</sup> Пылаев Н. И., Эдельс Ю. У. Кавитация в гидротурбинах. Л.: Машиностроение, 1974.

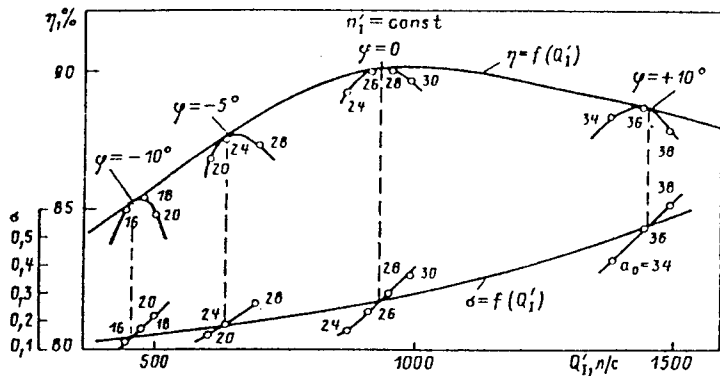


Рис. 4.6. Зависимость кавитационного коэффициента ПЛ турбины от приведенного расхода при  $n_1' = \text{const}$  для комбинаторных режимов

поворотно-лопастных турбин необходимо определять критические кавитационные коэффициенты для комбинаторных режимов, т. е. режимов, наименее благоприятных по КПД, при которых согласованы открытия лопаток направляющего аппарата и углы установки лопастей рабочего колеса. По результатам эксперимента строятся зависимости  $\sigma = f(Q_1')$  при  $n_1' = \text{const}$  для всех пропеллерных характеристик, на которых отмечаются комбинаторные точки, которые соединяются плавной кривой (рис. 4.6). На основе графиков (рис. 4.6) наносятся на универсальную характеристику линии постоянных значений  $\sigma$ .

Значения максимального коэффициента кавитации для всех типов турбин номенклатурного ряда приведены в гл. 6.

Отсчет высоты отсасывания принципиально должен производиться от наиболее опасной в кавитационном отношении точки, в которой кавитационное воздействие достигает опасного значения и приводит к разрушению лопастей рабочего колеса.

Однако положение такой точки на лопасти недостаточно определено и зависит от многих факторов: от характера эпюры распределения давлений, режима работы турбины и типа рабочего колеса и др. Из опыта эксплуатации известно, что кавитационно-опасная точка расположена на лопасти рабочего колеса в определенной зоне, характерной для каждого типа турбин. Так, у поворотно-лопастных турбин эта зона расположена в области оси поворота лопастей, у радиально-осевых и диагональных — на верхней поверхности нижнего кольца направляющего аппарата, у горизонтальных — в районе верхней точки лопастей рабочего колеса. В практике испытаний модельных турбин высота отсасывания отсчитывается от этих точек. Для натуральных поворотно-лопастных гидротурбин высоту отсасывания принято отсчитывать от поверхности ниж-

него бьефа до оси поворота лопастей рабочего колеса, для радиально-осевых и диагональных — до середины высоты направляющего аппарата, для горизонтальных — до оси гидротурбины (см. рис. 4.3).

Общая формула для расчета  $H_s$ , м, имеет вид

$$H_s = B - \frac{V}{900} - H_d + \Delta - H'_s, \quad (4.6)$$

где  $\Delta$  — поправка к  $H_s$ ; для поворотно-лопастных турбин  $\Delta = 0$ ; для радиально-осевых и диагональных  $\Delta = b_0/2$ ; для горизонтальных  $\Delta = -D_1/2$ ;  $V/900$  — поправка к барометрическому давлению ( $V$  — отметка нижнего бьефа ГЭС относительно уровня моря, м);  $H'_s$  вычисляется по данным кавитационных испытаний:

$$H'_s = \sigma H + 1,5. \quad (4.7)$$

Необходимость введения запаса (1,5 м) к высоте отсасывания  $H_s$  диктуется следующими соображениями: во-первых, на значение кавитационного коэффициента по графикам срывных характеристик несет в себе определенную ошибку и измерение величин, входящих в формулу для определения  $H_s$ , также имеет ограниченную степень точности; во-вторых, не удается выдержать с достаточной степенью точности геометрическое подобие проточной части модельной и натурной гидротурбин из-за неизбежных технологических отклонений; в-третьих, невыполнение условий подобия явлений кавитации модельной и натурной гидротурбин приводит к масштабному эффекту.

Поэтому высота отсасывания, определенная по формуле (4.6), гарантирует работу турбины без снижения КПД и мощности, так как кавитационный коэффициент  $\sigma$  назначен по моменту резкого изменения энергетических параметров. Практические формулы расчета  $H_s$  приведены в § 7.3.

Для оценочных ориентировочных расчетов  $H_s$  можно рекомендовать упрощенную формулу

$$H_s \approx 10 - \sigma H + \Delta - 1,5. \quad (4.8)$$

Опыт исследования моделей и эксплуатации натуральных гидротурбин показывает, что при высоте отсасывания  $H_s$ , определенной по формулам (4.6), (4.8), не исключается возможность появления кавитации и кавитационной эрозии. Выше отмечалось, что критические значения кавитационного коэффициента турбины определяются по моменту резкого снижения энергетических параметров: КПД, момента и расхода. Однако в ряде случаев в зависимости от качества отработки лопастной системы рабочего колеса это снижение может происходить, когда кавитация уже в значительной мере развилась и создаются все условия для возникновения кавитационной эрозии. Поэтому для правильного выбора  $H_s$  с учетом влияния кавитации не только на энергетические показатели гидротурбины, но и на эрозию испытания по определению  $\sigma$ , как правило, дополняют визуальными наблюдениями и специальными исследованиями кавитационной эрозии методом легкоразрушаемых покрытий. Наиболее просто можно обнаружить зоны, подверженные кавитационным разрушениям, наблюдая за развитием процесса кавитации в рабочем колесе при стробоскопическом освещении. Такие визуальные наблюдения желательно совместить по времени с экспериментом по определению  $\sigma$  и в необходимых случаях сопроводить их фотографиями. Некоторые зарубежные фирмы наносят на характеристики турбины

значения  $\sigma_{\text{крит}}$ , соответствующие моменту возникновения кавитации. Значения  $\sigma_{\text{крит}} \gg \sigma$ . Однако эти наблюдения дают лишь качественный результат, так как не отвечают на вопрос, в какой степени тот или другой тип кавитационного процесса опасен для лопасти.

Более точным и надежным методом является покрытие лопасти легкоразрушаемыми материалами, которые в процессе эксперимента будут разрушены именно в тех местах, где кавитация наиболее опасна. Такими материалами могут быть свинец, наносимый на поверхность лопасти электролитическим способом, и лаки на основе каинифоли. Методы легкоразрушаемых покрытий, кроме четкого определения зон, подверженных эрозии, позволяют качественно оценить интенсивность кавитационных разрушений по времени, необходимому для разрушения покрытий. Результаты, полученные с помощью методов свинцового и лакокрасочного покрытий хорошо совпадают с результатами натуральных наблюдений.

В качестве примера на рис. 4.7, б показана эрозионная характеристика рабочего колеса турбины РО115/697, полученная в ЛПИ.

#### 4.4. КАВИТАЦИЯ В ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ, РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ И КОВШОВЫХ ГИДРОТУРБИНАХ

Согласно принятой методике выбор заглубления реактивных турбин производится на основании срывных кавитационных характеристик, показывающих падение КПД турбины вследствие кавитации. При этом в

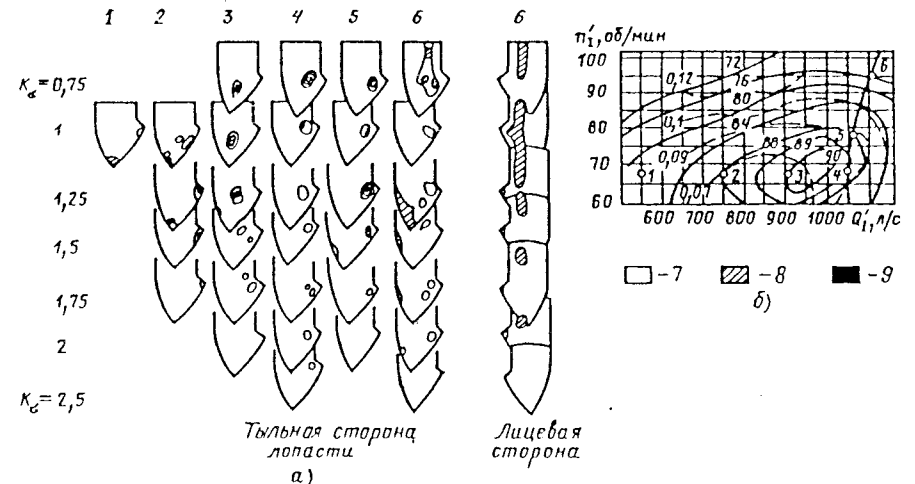


Рис. 4.7. Зоны кавитационной эрозии и ее интенсивность на рабочем колесе турбины РО115/697 (а) и эрозионная характеристика рабочего колеса (б): 1—6 — режимы работы турбины; 7 — помутнение поверхности; 8 — губчатое разрушение; 9 — сквозное разрушение покрытия; пунктиром обозначены линии равных значений  $\sigma$

отдельных элементах проточного тракта турбины допускается локальная кавитация, не влияющая на КПД. Поэтому большинство гидротурбин в той или иной степени подвержены кавитационной эрозии. Интенсивность эрозии определяется напором, размерами турбины и режимами ее эксплуатации.

В гидротурбинах обычно различают по месту расположения следующие основные типы кавитации: профильную, щелевую и местную.

Профильная кавитация возникает при обтекании решетки профилей рабочего колеса за счет общего понижения давления до давления парообразования.

Щелевая кавитация образуется в зазорах между деталями проточной части турбины при существовании определенного перепада давления.

Местная кавитация возникает при обтекании неровностей поверхности в результате местного понижения давления.

В поворотно-лопастных турбинах наблюдаются все три типа кавитации, но чаще образуется щелевая кавитация в зазорах между лопастью и камерой рабочего колеса и между лопастью и корпусом рабочего колеса. Под действием щелевой кавитации разрушаются камера, периферийная кромка лопастей, нижняя поверхность фланца лопасти и частично корпус.

Профильная кавитация вызывает разрушение тыльной стороны лопастей по всей поверхности. Основные разрушения наблюдаются, как правило, за входной кромкой лопастей. Иногда разрушения появляются и на лицевой стороне лопасти, вызванные обычно отступлением от расчетного режима работы.

Местная кавитация в поворотно-лопастных турбинах возникает за неровностями и уступами в сопряжении поясов камер рабочего колеса, за утопленными или выступающими монтажными заглушками лопастей, а также за отверстиями при выпадении этих заглушек.

В радиально-осевых гидротурбинах основные разрушения вызываются профильной кавитацией, щелевая и местная кавитация имеют второстепенное значение.

Под действием профильной кавитации в основном разрушается тыльная сторона лопастей. При работе турбин на нерасчетных режимах, например на пусковых пониженных напорах, разрушения могут захватывать значительные участки лицевой стороны лопастей.

На расчетных режимах зоны кавитационной эрозии располагаются на участках тыльной стороны лопастей вблизи обода. В зависимости от типа рабочего колеса и режима работы турбины эти зоны расположены непосредственно за входной кромкой лопасти, вблизи выходной кромки и между ними. Иногда эрозии подвержена и внутренняя поверхность обода. На некото-

рых турбинах разрушается также участок отсасывающей трубы, расположенный сразу за ободом рабочего колеса.

Щелевая кавитация в радиально-осевых гидротурбинах возникает в зазоре, образуемом ободом рабочего колеса и нижним кольцом направляющего аппарата. Разрушению подвержены верхний торец обода и обращенная к нему плоскость нижнего кольца направляющего аппарата. Возникновение щелевой кавитации связано с износом лабиринтных уплотнений, имеющих место в турбинах, работающих на воде с большим содержанием песчаных частиц. Турбины, работающие на чистой воде, как правило, из-за щелевой кавитации не разрушаются.

Местная кавитация в радиально-осевых турбинах встречается в разгрузочных отверстиях в ступице рабочего колеса. Обычно интенсивная кавитация появляется в этих зонах лишь при больших напорах.

В средне- и высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах кавитационная эрозия встречается и на лопатках направляющего аппарата. Разрушения наблюдаются на торцах лопаток, а в конструкциях со шнуровыми уплотнениями пера — за выступающей частью шнура. Особенно интенсивные разрушения наблюдаются на переломках в месте вырывания шнура.

Ковшовые турбины в меньшей степени подвержены кавитации, чем поворотно-лопастные и радиально-осевые. Однако опыт эксплуатации показывает, что на ряде ГЭС имеются разрушения нгЛ, сопл и внутренней поверхности ковшей.

#### 4.5. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Для снижения интенсивности кавитационной эрозии существуют два основных направления: уменьшение интенсивности кавитационного воздействия и изготовление деталей, подверженных кавитации, из кавитационно-стойких материалов.

Интенсивность кавитационного воздействия определяется скоростью обтекания, напором, размерами турбины, ее мощностью, высотой отсасывания. Знание этих факторов позволяет прогнозировать ожидаемую кавитационную эрозию на вновь проектируемых турбинах.

Исследование влияния скорости обтекания лопасти водой и размера турбины на интенсивность эрозии было выполнено на ПО ЛМЗ.

Экспериментальные исследования позволили получить функциональную зависимость интенсивности эрозии  $J_V$  от скорости  $v$  и линейного размера  $d$ :

$$J_V = f(\sigma^3 d^3),$$

где показатель степени  $\alpha$  зависит от материала образца и изменяется в пределах от 5 до 7, причем большие значения  $\alpha$  справедливы для материалов с более высокими прочностными свойствами.

Учитывая, что скорость воды пропорциональна корню из значения напора, а детали, подверженные кавитации, изготовлены из нержавеющей стали, при сохранении кинематического подобия режимов можно написать следующие зависимости для характеристик интенсивности эрозии вновь проектируемой машины (с индексом «пр») по известным данным модели (с индексом «м»):

$$\left(\frac{\Delta V}{\Delta t}\right)_{пр} = \left(\frac{\Delta V}{\Delta t}\right)_м \left(\frac{H_{пр}}{H_м}\right)^{3,5} \left(\frac{D_1_{пр}}{D_1_м}\right)^3;$$

$$\left(\frac{\Delta h_{ср}}{\Delta t}\right)_{пр} = \left(\frac{\Delta h_{ср}}{\Delta t}\right)_м \left(\frac{H_{пр}}{H_м}\right)^{3,5} \left(\frac{D_1_{пр}}{D_1_м}\right),$$

где  $\Delta V/\Delta t$  — объемные потери материала в единицу времени;  $\Delta h_{ср}/\Delta t$  — средняя глубина разрушений в единицу времени.

Влияние заглубления турбины на эрозию может характеризоваться разностью между фактической и допустимой высотами отсасывания ( $H_г - H_{доп}$ ) или разностью между коэффициентами кавитации установившейся турбины ( $\sigma_{уст} - \sigma$ ). Однако в зависимости от напора и типа рабочих колес абсолютные значения  $H_г$  и  $\sigma$  существенно меняются, поэтому влияние заглубления на кавитацию нагляднее характеризовать коэффициентом кавитационного запаса

$$K_\sigma = \sigma_{уст}/\sigma.$$

Подробные исследования влияния  $K_\sigma$  на эрозию РО турбин были проведены в ЛПИ. Выявлено (рис. 4.7, а), что наибольшие разрушения возникают в зоне за входной кромкой лопасти, около обода, при  $K_\sigma = 1$ .

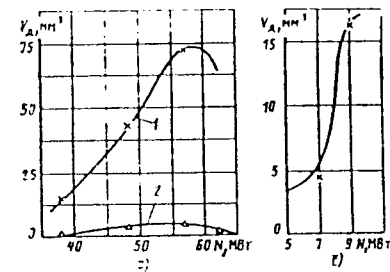


Рис. 4.8. Зависимость интегральной интенсивности кавитационной эрозии от мощности:

а — турбина Верхнеуфимской ГЭС; б — турбина Баксанской ГЭС; 1 — зона эрозии за входной кромкой лопасти; 2 — зона эрозии на периферийной кромке

С увеличением  $K_\sigma$  эрозия постепенно уменьшается и практически полностью исчезает при  $K_\sigma = 2 \div 2,5$ .

На выходной кромке при  $K_\sigma = 1,25 \div 1,5$  появляется небольшой участок кавитационной эрозии, который исчезает при  $K_\sigma = 1$  и  $K_\sigma = 1,7$ .

Рассмотренные зависимости влияния  $K_\sigma$  на эрозию подтверждаются также опытом эксплуатации. Например, на Князегубской ГЭС при  $K_\sigma = 2 \div 3$  первые следы эрозии появились лишь после семи лет эксплуатации (35 000 ч).

Влияние мощности турбины на эрозию подробно исследовалось как на модельных турбинах, так и на действующих гидроэлектростанциях. Из рис. 4.7, где показаны результаты исследования модели рабочего колеса РО697 на эрозию, следует, что основные разрушения возникают при расходах  $Q_1' \geq 550$  л/с, т. е. при  $N > 50\% N_{макс}$ .

Т а б л и ц а 4.1. Кавитационная стойкость нержавеющей стали и электродных наплавов

Марка материала	Химический состав, %						Твердость НВ	Коэффициент кавитационной стойкости $K_{к.с}$
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Другие добавки		
<i>Конструкционная сталь</i>								
12X18H10T	0,1	≤ 0,8	≤ 2	18	10	1Ti	170	1
10X13	0,1	0,8	0,8	13	—	—	150	0,4
10X12HД	0,1	0,4	0,4	12,5	1,2	1,1Cu	220	0,9
06X12H3Д	0,06	0,4	0,4	12,5	3	1,1Cu	230	1
10X14AГ12	0,1	0,6	12,0	14	0,8	—	190	2,7
<i>Электродные наплавки</i>								
ЭА-395	0,1	0,7	2,0	13	22	5Mo	160	0,7
ЦЛ-9	0,09	0,9	1,5	20	11,5	0,7Nb	190	1,2
ЦЛ-11	0,12	—	1,3	17,6	7,7	0,9Nb	250	1,4
ЦЛ-22	0,05	0,7	0,5	15	7	1,3Cu 0,9Nb	260	2

Исследования, проведенные на ряде действующих ГЭС, оборудованных как ПЛ, так и РО турбинами, показали, что кавитационные разрушения практически начинаются при  $N = 50\% N_{\max}$  и увеличиваются с повышением мощности. На рис. 4.8 приведены результаты испытаний ПЛ турбины Верхнетуломской ГЭС и РО турбины Баксанской ГЭС, проведенных на фиксированных нагрузках. Интенсивность эрозии подсчитывалась по объему деформации  $V_d$  на алюминиевых пластинках, наклеиваемых на лопасти.

Как указано выше для снижения интенсивности кавитационной эрозии применяют кавитационно-стойкие материалы. В настоящее время имеются результаты испытаний очень многих материалов, существующих в природе. Однако в некоторых лабораторных испытательных установках скорость разрушения образцов в тысячи, а иногда и в десятки тысяч раз превосходит интенсивность эрозии натуральных гидротурбин. Это приводит к тому, что эрозионный фактор не успевает проявиться — разрушение происходит только за счет механического фактора и стойкость материала определяется его прочностными характеристиками. На основании этих испытаний сделан ряд ошибочных рекомендаций по применению материалов для гидротурбин.

На ПО ЛМЗ проведены испытания с интенсивностью, близкой к натурной, ряда конструкционных материалов, которые убедительно показали преимущество нержавеющей стали по сравнению с углеродистой. Коэффициенты относительной кавитационной стойкости  $k_k$  применяемых для гидротурбин марок нержавеющей стали и электродных наплавов приведены в табл. 4.1. За эталон принята сталь 12Х18Н10Т.

#### 4.6. МЕРЫ БОРЬБЫ С КАВИТАЦИЕЙ

Допустимая в гидротурбинах локальная кавитация, не влияющая на КПД в начальный период эксплуатации, при повышенных напорах и больших размерах турбин может вызвать значительные разрушения деталей проточной части. Эти разрушения приведут к нарушению характера обтекания, снижению КПД и прочностных характеристик деталей.

Кроме того, кавитационные разрушения потребуют периодических остановок гидроагрегата для ремонтных работ, выполняемых обычно путем электродуговой наплавки. Большой объем наплавочных работ, в свою очередь, может вызвать остаточные деформации элементов проточной части турбины, приводящих опять же к снижению КПД и в ряде случаев к резкому увеличению интенсивности кавитационных процессов. Следует отметить, что ремонтные работы, выполняемые обычно без демонтажа гидроагрегата, производятся в сложных ус-

ловиях при ограниченных размерах межлопастного пространства.

При проектировании новых турбин нужно стремиться к тому, чтобы оставшаяся кавитация не разрушала обычную конструкционную нержавеющую сталь, т. е. интенсивность кавитационного воздействия или сила кавитационных гидроударов не превосходила предел текучести стали, оставаясь в пределах упругой деформации. В этом случае детали, изготовленные из нержавеющей стали или защищенные нержавеющей слоем, вообще не будут разрушаться. Это условие наиболее достижимо для турбин, работающих на малых напорах. Опыт эксплуатации многих горизонтальных капсульных, а также поворотно-лопастных гидротурбин, работающих при напорах 8—12 м, показывает, что гидротурбины, в которых детали проточной части защищены нержавеющей сталью, работают десятилетиями без заметных кавитационных разрушений.

До последнего времени основной задачей при проектировании лопастной системы рабочих колес считалось обеспечение высоких энергетических показателей турбины и удовлетворительных кавитационных свойств характеристик. При этом иногда вопросы кавитационной эрозии не учитывались. Проведенные расчеты обтекания некоторых находящихся в эксплуатации рабочих колес показали, что эпюра распределения давления на стороне разрежения имеет зоны максимальных значений, при которых происходит разрыв сплошности потока и возникает кавитация. На других рабочих колесах имеются зоны разрежения на входных кромках лопастей, где образуется пульсирующая кавитационная каверна. Эпюра с наличием зон разрежения и кавитационная эрозия, вызванная этой эпюрой, часто возникают в средней части профиля лопасти, в местах, труднодоступных для ремонтных работ. Во избежание кавитационной эрозии желательно, чтобы максимум разрежения был смещен на выходную кромку лопасти, в этом случае образовавшаяся кавитационная каверна будет смыкаться за лопастью системой, не вызывая разрушения лопастей.

Отработка лопастных систем с минимальной кавитацией проводится при модельных эрозионных испытаниях, когда за счет некоторой корректировки профиля лопастей можно существенно снизить интенсивность кавитационных процессов. Ограничить интенсивность кавитации можно также выбором соответствующих режимов эксплуатации. На лопастях многих рабочих колес при достижении предельной мощности часто появляются новые зоны эрозии и резко увеличивается глубина разрушений. Изменение условий работы турбины по напору по сравнению с оптимальными также часто приводит к появлению разрушений за входной кромкой лопастей.

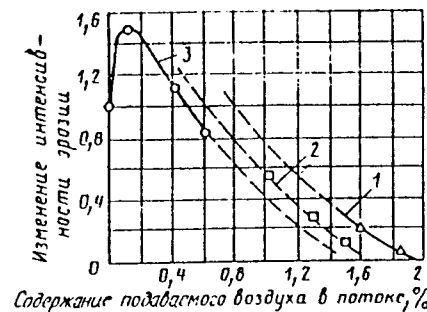


Рис. 4.9. Влияние впуска воздуха на интенсивность кавитационного воздействия: 1 — впуск воздуха в каверну; 2 — впуск воздуха перед каверной в узкое сечение сопла; 3 — впуск воздуха перед насосом стэнда

Большие возможности для подавления кавитации появляются при дополнительном заглублении турбины. Естественно, что дополнительное заглубление вызывает увеличение строительных затрат, в более тяжелых условиях будут работать уплотнительные узлы турбины, появится опасность глубокого затопления шахты турбины. Однако учитывая возросший уровень развития строительной техники, надежность уплотнительных устройств, необходимость дополнительного заглубления турбины как средство борьбы с кавитационной эрозией следует рассматривать в каждом конкретном случае. Так, например, дополнительное заглубление (более 1,5 м) целесообразно применять на подземных ГЭС, когда увеличение строительных затрат выразится в основном в увеличении стоимости дополнительного участка напорного водовода.

Если гидродинамические методы снижения интенсивности кавитационной эрозии, рассмотренные выше, оказываются недостаточными, то могут быть использованы конструктивные мероприятия.

Одним из эффективных способов снижения интенсивности кавитационной эрозии является подвод воздуха в зону кавитации. Наличие свободного воздуха в очаге кави-

тации снижает вакуум внутри каверны и способствует насыщению жидкости воздушными пузырьками. Характеристики жидкости при этом меняются, она становится менее плотной, резко повышается сжимаемость. Возникающий при смыкании кавитационной каверны удар струи становится менее жестким вследствие снижения скорости смыкания и повышенной податливости водовоздушной смеси.

Оценка эффективности подвода воздуха в зону кавитации была проведена при испытаниях на кавитационно-эрозионной установке ПО ЛМЗ. Результаты испытаний представлены на рис. 4.9. Из рисунка следует, что полное прекращение эрозии наступает при подаче воздуха 1,5—2%. Однако подача такого количества воздуха в поток затруднительна и, кроме того, вызывает изменение физических свойств жидкости и характера обтекания, что приведет к снижению энергетических характеристик. К тому же насыщение воздухом всего потока и не требуется, поскольку зона кавитации расположена на небольшом участке проточного тракта турбины и можно ограничиться подводом воздуха именно в эту зону.

В натуральных условиях подвод воздуха в зону кавитации впервые был осуществлен на РО турбинах Братской ГЭС (рис. 4.10). Воздух в зону кавитации засасывался через центральное отверстие вала, затем через коллектор распределялся по трубкам, врезанным в тело лопасти. В зоне кавитации каждой лопасти воздух распределялся через отверстия в трубках — восемь отверстий диаметром 5 мм и семь отверстий диаметром 3 мм на длине 350 мм. Расчетное содержание воздуха в зоне кавитации составляет примерно 2% расхода воды, проходящей непосредственно в зоне эрозии. Общее же количество воздуха, отнесенное ко всему расходу через турбину, значительно меньше и не превышает 0,1%. Воздух начинает засасываться при нагрузке 90 МВт, и его количество существенно не меняется при увеличении нагрузки до 240 МВт. Впуск воздуха не приводит к снижению КПД турбины, а в диапазоне нагрузок 200—235 МВт имеется тенденция его повышения. Подводимый воздух не-

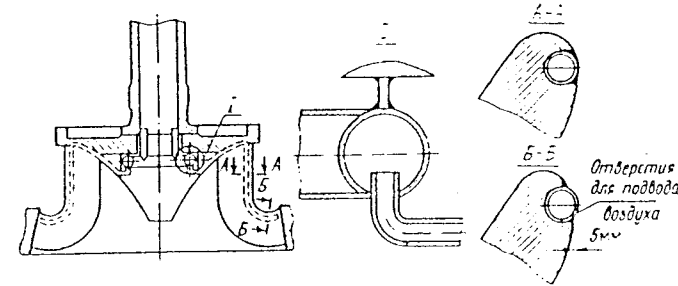


Рис. 4.10. Подвод воздуха в зону кавитации на турбинах Братской ГЭС

сколько снижает горизонтальные и вертикальные вибрации крестовины генератора.

Кавитационная эрозия наиболее существенно (в 30—80 раз) уменьшалась в зоне, расположенной непосредственно за трубкой подвода воздуха. В зонах эрозии, расположенных ниже по потоку, снижение эрозии наблюдалось в меньшей степени — лишь в 5—10 раз. Таким образом впуск воздуха в зону кавитации — действительное средство снижения кавитационной эрозии.

Другим конструктивным способом, направленным на уменьшение интенсивности кавитационного воздействия, является установка разделительных ребер в зоне кавитации. Этот способ может быть рекомендован, когда на лопасти имеется стабильная, не меняющаяся в зависимости от режимов кавитационная каверна. Ребра устанавливаются по направлению линии тока. Число ребер, их высота и длина определяются размерами зоны эрозии. Успешный опыт использования ребер имеется на Красноярской ГЭС, где удалось уменьшить в 6—8 раз очень интенсивную эрозию в зоне, расположенной за входной кромкой лопасти около обода рабочего колеса.

Для снижения кавитационной эрозии, вызванной щелевой кавитацией в поворотных-лопастных гидротурбинах, рекомендуется скругление верхнего участка периферийной кромки лопасти и установка бурта с нижней ее стороны (рис. 4.11). Длина бурта  $l$  выбирается равной 0,4—0,5 длины хорды лопасти  $L$ , а высота  $h = (0,7 \div 0,8) S_{\text{макс}}$ , где  $S_{\text{макс}}$  — максимальная толщина лопасти в периферийном сечении.

Для уменьшения кавитационной эрозии важным фактором является также применение кавитационно-стойких материалов. В настоящее время лопасти поворотных-лопастных турбин и рабочие колеса крупных радиально-осевых турбин, работающих на высоких напорах, изготавливаются полностью

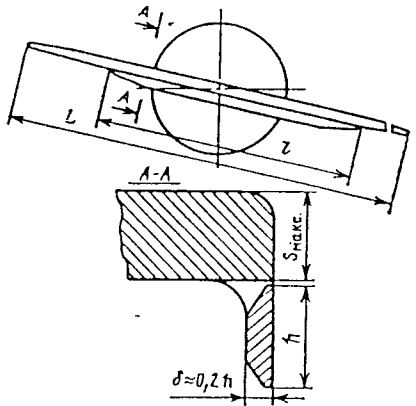


Рис. 4.11. Установка бурта на периферийном участке лопасти поворотной-лопастной турбины

из нержавеющей стали 06Х12Н13Д. Однако не обязательно изготавливать деталь, подверженную кавитации, целиком из нержавеющей стали, достаточно защитить ее слоем нержавеющей стали толщиной 4—6 мм. Например, камеры рабочих колес поворотных-лопастных турбин изготавливаются из биметалла с нержавеющей сталью, обращенным к потоку. Ряд крупных радиально-осевых рабочих колес, работающих с напорами 35—90 м, изготовлены из низколегированной стали с облицовкой в зоне кавитации, нанесенной взрывом. Этот метод облицовки дает практически 100 %-ное соединение облицовочного и основного металла, и его иногда называют сваркой взрывом. В качестве облицовки может использоваться нержавеющая сталь с повышенной кавитационной стойкостью, например сталь марки 10Х14АГ12 с  $k_{\text{к.с}} = 2,7$  (табл. 4.1). Эта сталь не может использоваться как конструкционный материал из-за невысоких прочностных характеристик.

Для сварки при кавитационных повреждениях широко применяются электроды ЭА-395 и ЦЛ-9. Эти электроды имеют сравнительно невысокую кавитационную стойкость (табл. 4.1). Более целесообразно использовать электроды ЦЛ-11 или ЦН-22. Эти электроды с повышенной кавитационной стойкостью хорошо наплавляются (без подогрева) как на углеродистую, так и на нержавеющую сталь, содержат меньший процент никеля.

#### 4.7. МЕЖДУНАРОДНЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОЦЕНКЕ КАВИТАЦИОННЫХ РАЗРУШЕНИЙ ГИДРОТУРБИН И НАСОС-ТУРБИН

Рекомендации МЭК [18] используются для разработки гарантийных обязательств предприятия, относящихся к кавитационным разрушениям. Они также служат для оценки степени кавитационных разрушений гидромашин при заданных мощностях, напоре, частоте вращения, использованных материалах и условиях эксплуатации.

Оценка базируется на определении потерь материала в течение заданного времени при точно оговоренных условиях эксплуатации. Другие последствия влияния кавитационных явлений на рабочие характеристики турбины, такие как мощность, КПД, вибрация, шум, а также влияния абразивных частиц и химической агрессивности воды рекомендациями не оцениваются.

Рекомендациями предусматривается срок, в течение которого проверяется размер кавитационной эрозии. Если такой срок согласован, за контрольный срок принимается гарантийный период, установленный для турбины в целом.

За проверяемую величину кавитационных повреждений может быть принята одна из характеристик: максимальная глубина

повреждения, площадь повреждения, объем унесенного металла. Возможна также проверка по двум или трем характеристикам.

Гарантии по кавитационным повреждениям могут также относиться к массе сварочных электродов, необходимых для ремонта, так как это можно связать с объемом кавитационных повреждений.

Для проверки гарантий по кавитационным повреждениям должны быть зарегистрированы в течение всего гарантийного периода значения мощности, напора, уровня нижнего бьефа (или высоты отсасывания). Такие данные должны быть представлены предприятию-изготовителю турбины.

Продолжительность гарантийного периода по кавитационным повреждениям, ч, рекомендуется следующая:

для турбин, работающих в базисе графика нагрузки . . . . . 8000  
для турбин, установленных на пиковых ГЭС и для насосов-турбин 3000

Кроме того, должно быть оговорено время работы гидроагрегатов отдельно в режимах с пониженной и повышенной мощностью. В частности, для турбин может быть разрешена работа в диапазоне повышенной мощности не более 100 ч, а в диапазоне пониженной мощности — не более 500 ч. Для насос-турбин разрешается работа в насосном режиме как при повышенном, так и при пониженном напорах — не более 100 ч.

Кроме того, оговаривается время работы турбины с нагрузкой меньшей, чем допускается при временной эксплуатации для каждого значения напора и уровня нижнего бьефа, или время работы насос-турбины с подачей меньшей, чем оговорено для каждой допустимой высоты всасывания при временной эксплуатации. Отдельное специальное согласование требуется для турбин с двойным регулированием при разрушении комбинаторной зависимости.

Если в результате дополнительных исследований условий эксплуатации обнаруживается, что вода более химически агрессивна, чем в согласованных ранее анализах, то это должно учитываться в решении о выполнении гарантии.

Абразивный износ, вызванный водой, содержащей твердые частицы, не относится к кавитационным разрушениям. Если кавитационная эрозия проникает в зоны, размер разрушений в которых больше из-за дополнительных химических и электрохимических эффектов по сравнению с нормальной кавитацией при согласованных условиях, то такие зоны должны быть исключены при оценке кавитационных разрушений. Дефекты материала, обнаруженные при износе поверхностей в течение эксплуатации, не включаются в гарантии по кавитационным повреждениям.

Методика измерения кавитационных разрушений имеет целью

точно определить размеры зон разрушения и сравнить фактическое разрушение с гарантированными значениями за согласованный период работы гидроагрегата. Если такие измерения проводились до истечения гарантийного срока и последовал ремонт, то гарантийный срок должен быть продлен с момента ввода гидроагрегата в эксплуатацию после ремонта. Максимальная глубина разрушения определяется с помощью инструментов и приспособлений, обеспечивающих точность в пределах 10 %, но не более 1 мм. Площадь повреждения определяется путем планиметрирования отпечатка зоны, перенесенного на бумагу. При этом погрешность также не должна превышать 10 %.

Потери металла от кавитационного разрушения могут быть определены несколькими способами:

непосредственным измерением объема какого-либо вещества, уложенного в выборку металла из поврежденной зоны с восстановлением нормальной границы поверхности, имевшей место до начала эксплуатации; погрешность измерения не должна превышать 15 %;

приближенной расчетной оценкой объема уноса металла  $V = \sum (k_i s_i A_i)$ , или  $V = k \sum s_i A_i$ , где  $A_i$  — площадь участка разрушения;  $s_i$  — глубина каверны;  $k_i$  — коэффициент, корректирующий геометрию выборки металла; возможно применение и более простой формулы  $V = 0,5sA$ ;

по массе сварочных электродов, требуемых для ремонта с учетом массы, удаляемой после шлифовки мест заправки.

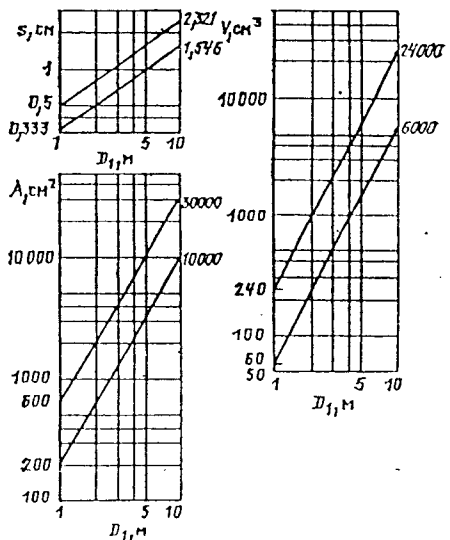


Рис. 4.12. Количественные характеристики кавитационных разрушений ( $s$  — глубина разрушений;  $A$  — площадь разрушений;  $V$  — объем унесенного металла)

Кавитационные гарантии считаются выполненными, если по истечении эксплуатационного срока в диапазоне согласованных режимов значение кавитационных повреждений  $C_A$  не превышает гарантированного  $C_A$  с учетом поправки на фактически проработанный срок

$$C_A = C_{A'} R^t / R'$$

Индекс  $A$  относится к фактическому времени;  $R$  — к гарантиям.

Допустимые значения кавитационных повреждений, основанные на приемлемом объеме ремонтных работ, требуемых после двухлетней эксплуатации, согласуются по-

ставщиком и заказчиком. При этом за основу таких согласований могут быть приняты некоторые средние зависимости, установленные в ряде стран (рис. 4.12).

Рекомендуется также при согласовании допустимых значений повреждений исходить из того, что главным фактором, влияющим на размер повреждения, является высота отсасывания турбины (высота всасывания для насос-турбины).

Если значение кавитационной гарантии назначает заказчик, то поставщик предлагает высоту отсасывания, а если высота отсасывания указана заказчиком, то значение гарантии предлагается поставщиком.

## Глава 5

### ГИДРОАБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС ТУРБИН

#### 5.1. ОСОБЕННОСТИ ИЗНОСА ГИДРОТУРБИН НАНОСАМИ

На гидроэлектростанциях, построенных на реках, транспортирующих большое количество взвешенных наносов, к кавитационной эрозии добавляется износ деталей турбин от истирающего действия песчаных частиц, содержащихся в потоке, называемый гидроабразивным износом.

Гидроабразивному износу подвержены турбины многих гидроэлектростанций Кавказа и Средней Азии. К их числу можно отнести турбины Баксанской, Эмвинской, Шаариханской ГЭС. Так, например, на Баксанской ГЭС при общем среднегодовом содержании наносов в воде примерно 0,8 г/л на твердые составляющие приходится до 0,35 г/л. На Шаариханской ГЭС № 7 общее среднегодовое количество наносов

1,3 г/л, а твердых составляющих — 0,53 г/л. Через турбины ГЭС в год проходит огромное количество песчаных частиц, например на Баксанской ГЭС — 170 тыс. т, на Шаариханской № 7 — 1000 тыс. т.

Ущерб, наносимый гидротурбинам вредным действием наносов, складывается как из физического разрушения деталей, так и из связанного с ним ухудшения энергетических показателей турбины. Потери только из-за снижения КПД за год работы на некоторых ГЭС превышают в 2—3 раза стоимость основных узлов (рабочего колеса и направляющего аппарата).

Под действием гидроабразивного износа наиболее интенсивно изнашиваются рабочее колесо и направляющий аппарат турбины. На рабочем колесе гидроабразивному износу в наибольшей степени подвержены лицевая сторона лопастей, внутренняя сто-

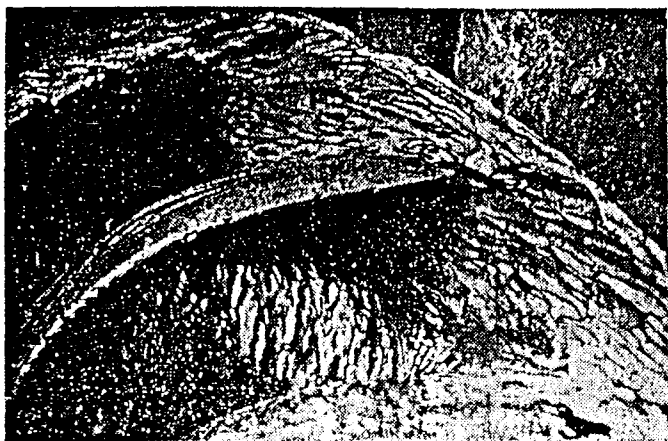


Рис. 5.1. Износ рабочего колеса Шаариханской ГЭС № 7 после одного года эксплуатации

рона обода и лабиринтные уплотнения (рис. 5.1).

Особую опасность представляет износ лабиринтных уплотнений. Проведенные исследования показывают, что на Баксанской ГЭС из-за износа уплотнений КПД турбины за год эксплуатации снижается на 6 %.

Изнашиваются лопатки направляющего аппарата, нижнее кольцо и крышка турбины. Лопатки направляющего аппарата изнашиваются в основном со стороны, обращенной к рабочему колесу. Износ нижнего кольца и крышки турбины происходит в большей степени в месте расположения торцов направляющих лопаток.

При гидроабразивном износе процесс разрушения материала происходит под ударом песчаных частиц, влекомых потоком, о поверхность детали. Общая сила прижатия песчинок может быть и невелика, но удельное давление под острыми гранями и выступами достигает значений, превосходящих предел прочности металла. При этом происходит механическое скалывание частичек металла с образованием характерной волнистой, матово-блестящей поверхности. По сравнению с кавитационной эрозией фактор коррозии здесь играет второстепенную роль, износостойкость материала при гидроабразивном износе определяется его механическими свойствами.

Износ деталей проточной части турбины под воздействием наносов определяет периодичность ремонтов.

#### 5.2. ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ГИДРОАБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС

Факторы, влияющие на износостойкость деталей, можно разделить на две группы. Первая группа определяется внешними силами, воздействующими на деталь: концентрацией наносов, минералогическим и granulометрическим составом, формой частиц, скоростью прохождения взвешенных частиц, длительностью воздействия наносов. Вторая группа факторов определяется свойствами самой детали — ее материалом, размерами.

Зависимость износа от концентрации абразивных частиц подробно исследована на примере износа стальных образцов под воздействием глинистого раствора, насыщенного частицами твердого минерала гематита. Испытания показали, что интенсивность износа прямо пропорциональна концентрации частиц твердого минерала в растворе. Так же исследовался абразивный износ металлических плит под воздействием струи воды, насыщенной песком. В этом случае интенсивность износа пропорциональна концентрации песка в степени 0,7—0,75.

По минералогическому составу наносы, проходящие через турбины ГЭС, можно разделить на твердые фракции (кварц, турмалин, полевой шпат) с твер-

достью по шкале Мооса более 4 и илестые частицы с твердостью менее 4. Опасными для гидротурбины являются частицы наносов, превышающие по твердости материалы, из которых изготовлены детали проточной части турбины. Твердость обычной углеродистой стали по шкале Мооса примерно равна 4. Если твердость стали превышает твердость зерен абразива, то интенсивность износа резко падает.

Как показали наблюдения за наносным режимом ряда ГЭС, содержание твердых минералов составляет 20—40 % общего количества наносов.

Большое значение имеет granulометрический состав или крупность наносов.

На ПО ЛМЗ исследования проводились на специальной абразивной установке, представляющей собой цилиндрическую ванну, заполненную смесью песка с водой, в которой находились испытываемые образцы. Абразивная смесь приводилась во вращение крыльчаткой с регулируемой частотой вращения. Испытания проводились на угловато-окатанном песке фракциями 0,1—0,25 мм; 0,25—0,5 мм; 0,5—1 мм. Образцы были изготовлены из углеродистой стали 25 в нормализованном состоянии и из нержавеющей хромоникелевой стали 12Х18Н9Т. Результаты испытаний приведены на рис. 5.2, откуда следует, что интенсивность износа возрастает с увеличением крупности песчаных частиц.

Форма песчаных частиц оказывает существенное влияние на износостойкость материалов. По данным исследований ПО ЛМЗ на песке двух разновидностей — угловато-окатанном и окатанном крупностью 0,1—0,25 мм, с частотой вращения крыльчатки 1500 об/мин, что соот-

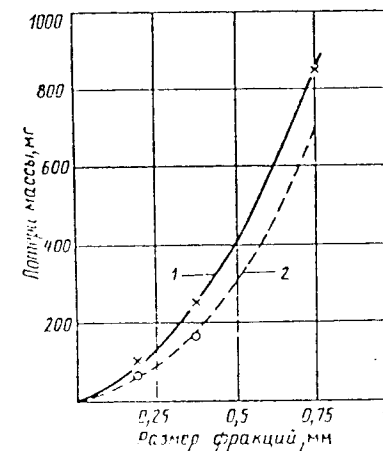


Рис. 5.2. Зависимость износа образцов от крупности песчаных частиц: 1 — сталь 12Х18Н9Т; 2 — сталь 25



Таблица 5.1. Потери металла по массе, мг, в зависимости от формы песчаных частиц

Марка стали	Угловато-окатанный песок	Окатанный песок
12X18H9T 25	170 135	60 105

ветствовало скорости обтекания образцов 16 м/с, получены данные, приведенные в табл. 5.1.

Из таблицы следует, что для разных видов песка износостойкость материалов может меняться не только количественно, но и качественно. При испытаниях с угловато-окатанным песком средние потери в

массе образцов из стали 25 меньше, чем у образцов из стали 12X18H9T, т. е. износостойкость стали 25 выше, чем износостойкость стали 12X18H9T. При испытаниях с окатанным песком потери в массе уменьшаются и происходит изменение износостойкости одного материала по отношению к другому. При окатанном песке износостойкость стали 12X18H9T выше, чем износостойкость углеродистой стали 25. Это объясняется способностью стали 12X18H9T упорночаться за счет наклепа при ударе окатанных частиц песка.

Скорость прохождения взвешенных песчаных частиц является основным фактором, определяющим степень абразивного износа деталей. Износ элемента поверхности за единицу времени пропорционален кинетической энергии каждой воздействующей частицы, а также числу

Таблица 5.2. Износостойкость различных материалов

Материал	Химический состав, %						Твердость НВ	Коэффициент износостойкости $k_{ис}$
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Другие добавки		
<i>Конструкционная сталь и цветные сплавы</i>								
Сталь 25	0,26	0,27	0,6	—	—	—	160	1
Сталь 3 (прокат)	0,18	0,2	0,5	—	—	—	130	0,8
20ГСЛ	0,19	0,7	1,1	—	—	—	160	1,1
12X18H9T	0,12	0,64	0,95	18,0	9	0,5 Ti	170	0,9
20X13HЛ	0,2	0,7	0,6	13,0	0,8	—	210	1,1
10X12HДЛ	0,1	0,4	0,4	12,5	1,2	1,1 Cu	220	1,1
06X12HЗД	0,06	0,4	0,4	12,5	3	1 Cu	230	1,1
10X14AG12M	0,1	0,6	12	14,0	0,8	0,8 Mo	190	1,1
06X12H9MTЮ	0,06	0,2	0,2	12,0	9	0,8 Mo 0,8 Ti	240	1,2
08X19H3ГЗД2Л	0,08	0,36	2,5	19,6	3,6	2 Cu	250	1,3
Сталь 25 (цементация и закалка)	—	—	—	—	—	—	700	4,4
Бронза БрОЦС 6-6-3	—	—	—	—	—	6 Sn; 6 Zn; 3 Pb	70	0,37
<i>Электродные наплавки</i>								
ЦЛ-33	0,08	0,14	1,7	21	8,6	—	200	1
ЭА-925	0,3	—	—	18	5	3 Mo	255	1,4
ЦН-21	0,5	—	—	20,5	8	4,0 V	240	1,5
X17Г (порошковая проволока)	—	—	1	17	—	—	390	3,1
X17Ю (порошковая проволока)	—	—	—	17	—	1 Al	400	3,4
<i>Неметаллические материалы</i>								
Стеклопластик на полиэфирной смоле	—	—	—	—	—	—	—	0,1
Нейлон	—	—	—	—	—	—	—	0,3
Капролон	—	—	—	—	—	—	—	1
Полиэтилен низкой плотности	—	—	—	—	—	—	—	0,8
Нанрит	—	—	—	—	—	—	—	0,9
Полнуретан	—	—	—	—	—	—	—	5
Эпоксидная смола с тинолом	—	—	—	—	—	—	—	0,2

ударов частиц. Учитывая, что кинетическая энергия частицы пропорциональна квадрату скорости, а число ударов определяется скоростью и концентрацией частиц, можно считать, что интенсивность износа пропорциональна кубу скорости частицы.

Так как песчаные частицы, проходящие через турбины, малы и находятся во взвешенном состоянии, можно с достаточной степенью точности полагать, что скорость частицы равна скорости потока и, следовательно, интенсивность износа деталей турбины пропорциональна кубу скорости потока.

Кубическая зависимость интенсивности износа от скорости потока была подтверждена лабораторными испытаниями на абразивной испытательной установке ПО ЛМЗ с угловато-окатанным песком крупностью 0,1—0,25 мм в диапазоне изменения скорости от 10 до 20 м/с. Нужно отметить, что при максимальной скорости показатель степени несколько возрастает, что, очевидно, связано с уменьшением длины свободного пробега частицы и более частыми ее ударами об образцы.

Испытания по проверке влияния длительности воздействия потока с абразивными частицами на износ материалов были проведены многими исследователями. Все они свидетельствуют о том, что износ пропорционален времени воздействия.

Исследование влияния группы факторов, которые определяются свойствами материалов деталей и ее размерами, выявило следующие закономерности.

Для однородных материалов основное значение имеет твердость, а для металлов с неоднородной структурой — микроструктура.

По стойкости против абразивного износа все материалы можно сравнить между собой с помощью коэффициента  $k_{ис}$ , показывающего, во сколько раз износостойкость одного материала выше или ниже другого, принятого за эталон. Обычно в качестве показателя износостойкости материала служит потеря его массы за определенный промежуток времени.

Износостойкость большого количества материалов определена на ПО ЛМЗ. Работы проводились как в лабораторных, так и в натурных условиях.

Натурные испытания были проведены на Баксанской ГЭС, где на торцах нижних бронзовых втулок направляющего аппарата были установлены защитные кольца, изготовленные из различных материалов.

В лабораторных условиях была испытана большая группа конструкционных сталей, электродных наплавки, неметаллических материалов (табл. 5.2).

Рассматривая влияние геометрических размеров детали, можно отметить следующее. Относительный износ какой-либо детали, например лопатки направляющего аппарата или рабочего колеса, можно оце-

нить как отношение потерь массы к общей массе детали. В то же время потеря массы металла пропорциональна омываемой потоком поверхности, т. е. квадрату характерного размера, а масса пропорциональна кубу размера. Принимая за характерный размер диаметр рабочего колеса  $D_1$ , можно утверждать, что абразивный износ обратно пропорционален диаметру рабочего колеса.

### 5.3. ОЦЕНКА ИСТИРАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ НАНОСОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖРЕМОНТНОГО ПЕРИОДА РАБОТЫ ТУРБИН ПРОЕКТИРУЕМОЙ ГЭС

На основании анализа факторов, влияющих на абразивный износ гидротурбин, функциональная зависимость степени абразивного износа  $I_{а.н}$  записывается в следующем виде:

$$I_{а.н} = f(\bar{P}_{тв}, v^3, t, k_{ис}, D_1), \quad (5.1)$$

где  $\bar{P}_{тв}$  — приведенная к одной крупности концентрация твердых составляющих наносов;  $v$  — скорость потока в характерном сечении;  $t$  — время работы турбины;  $k_{ис}$  — коэффициент износостойкости материала (для углеродистой стали  $k_{ис} = 1$ ).

Первые три члена зависимости (5.1) ( $\bar{P}_{тв}, v^3, t$ ) представляют собой истирающее воздействие водотока, с их увеличением степень износа также увеличивается. Последние два члена характеризуют способность детали противостоять абразивному износу, их увеличение уменьшает значение  $I_{а.н}$ .

Целесообразно судить об износе по времени работы турбины без ремонта или по ее потребности в ремонте, рассматривая узлы турбины, например рабочее колесо и направляющий аппарат, в целом. Показатели потребности в ремонте рабочего колеса могут служить: износ выходных кромок лопастей почти до полного исчезновения всей толщины и износ обода на 20—30 % толщины. Потребность в ремонте можно также определять, исходя из сопоставления ущерба от снижения КПД турбины и амортизации со стоимостью ремонта. Тогда время работы турбины в воде с наносами  $t$  будет соответствовать периодичности ремонтов  $T$ .

Приведенная концентрация твердых составляющих наносов  $\bar{P}_{тв}$  определяется по зависимости

$$\bar{P}_{тв} = \sum_{i=1}^n K_{\phi i} K_{д i} P_{тв i}, \quad (5.2)$$

где  $K_{\phi i}$  — коэффициент формы  $i$ -й фракции наносов (для предварительных расчетов принимаем  $K_{\phi} = 1$ );  $K_{д i}$  — коэффициент крупности частиц  $i$ -й фракции наносов;  $P_{тв i}$  — концентрация твердых составляющих наносов  $i$ -й фракции.

Обычно наносы подразделяются на следующие фракции: меньше или равно 0,01 мм; 0,01—0,05 мм; 0,05—0,1 мм; 0,1—0,25 мм; 0,25—0,5 мм; больше 0,5 мм. Воздействие частиц размером меньше 0,01 мм пренебрежимо мало, их энергия будет полностью затухать в пограничном слое жидкости. Для остальных фракций  $K_d$  будет зависеть от следующих значений:

Фракция 0,01—0,05 0,05—0,1 0,1—0,25 0,25—0,5  
 $K_d$  . . . . . 0,02 0,06 0,17 0,47

Характерная скорость определяется отдельно для рабочего колеса и направляющего аппарата.

В рабочих колесах наиболее подвержены износу выходные кромки лопастей, поэтому следует определить относительную скорость  $\omega_2$  на выходе из рабочего колеса на оптимальном режиме:

$$\omega_2 = \sqrt{u_2^2 + v_{m2}^2}, \quad (5.3)$$

где  $u_2$  — окружная скорость;  $v_{m2}$  — меридиональная составляющая абсолютной скорости.

Для направляющего аппарата определяем среднюю скорость потока  $v_0$ :

$$v_0 = \frac{Q}{a_0 b_0 z_0}, \quad (5.4)$$

где  $Q$  — расход через турбину при  $N_{\text{опт}}$  и  $H_p$ ;  $a_0$  — расстояние в свету между лопатками при  $N_{\text{опт}}$ ;  $b_0$  — высота направляющего аппарата;  $z_0$  — число лопаток.

Коэффициент износостойкости материала  $k_{ис}$  определяется по табл. 5.2.

Для определения степени абразивного износа  $J_{а.н.д}$  и периодичности ремонтов  $T_n$  проектируемой турбины ее необходимо сравнить с одной из близких по типу турбин на действующей ГЭС, имеющей хорошо изученный наносный режим и степень износа  $J_{а.н.д}$ . Потребность в ремонте вновь проектируемой турбины возникает при условии  $J_{а.н.д} = J_{а.н.д}$ . При известном наносном режиме реки  $\bar{P}_{тв.д}$  и определенных  $v_{н.д}$ ,  $k_{ис.д}$ ,  $D_{1д}$  для проектируемой ГЭС, используя данные близкой по типу турбины действующей ГЭС  $\bar{P}_{тв.д}$ ,  $v_{д}$ ,  $T_n$ ,  $k_{ис.д}$ ,  $D_{1д}$ , можно определить

$$T_n = \frac{\bar{P}_{тв.д} v_{д}^3 k_{ис.д} D_{1д}}{\bar{P}_{тв.п} v_{п}^3 k_{ис.п} D_{1д}} T_{п.д} \quad (5.5)$$

В качестве действующих гидроэлектростанций можно принимать ГЭС, оборудованные радиально-осевыми турбинами с напором от 20 до 170 м, имеющие известные характеристики износа и изученный наносный режим.

Основные параметры этих гидроэлектростанций и результаты расчета скоростей в рабочем колесе и направляющем аппарате по формулам (5.3) и (5.4) приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3. Основные параметры турбины ГЭС, подверженных абразивному износу

ГЭС	Тип рабочего колеса	$H$ , м	$N$ , МВт	$n$ , об/мин	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$D_{1н}$ , м	$D_{2н}$ , м	$D_{0н}$ , м	$z_0$	$b_0$ , мм	$a_0$ , мм	$v_0$ , м/с	$v_{0н}$ , м/с	$u_2$ , м/с	$v_{m2}$ , м/с	$\omega_2$ , м/с
Баксанская	PO82	90	8,8	500	11,7	1,2	1,23	1,45	16	240	120	25,5	32,2	9,9	33,3	
Эмзинская	PO170	160	15,6	428	11,4	1,65	1,17	2	18	196	115	28	26,2	10,6	28,4	
Канакерская	—	169	25,0	375	17,9	2,12	1,51	2,64	20	250	140	25,6	29,6	10	31,2	
Шаарханские:																
№ 6	—	37,1	5,25	250	16,8	1,74	1,90	2	20	510	136	12,1	24,9	6	25,6	
№ 7	—	21,3	4,2	214,3	23,2	1,95	2,06	2,36	16	700	270	7,7	23,2	7	24,3	
Верхне-Варзобская	PO80	47	3,67	375	9,5	1,2	1,25	1,45	16	240	160	15,1	21,7	7,6	25,8	
Ряонская	PO100	60	12,6	300	25,2	1,75	1,92	2,1	16	524	200	15	30	8,7	31,2	

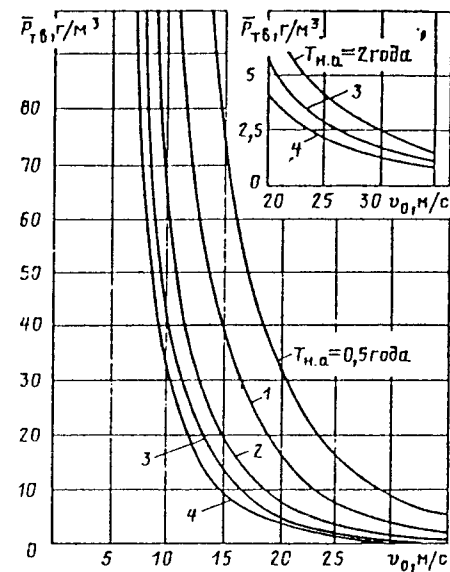


Рис. 5.3. Зависимость межремонтного периода направляющего аппарата  $T_{н.д}$  от истирающей способности водотока

Данные по наносному режиму этих гидроэлектростанций и значения  $\bar{P}_{тв}$  по формуле (5.2) приведены в табл. 5.4.

Подставляя в формулу (5.5) значения близкой по типу турбины действующей ГЭС, можно определить межремонтный период для направляющего аппарата и рабочего колеса турбины вновь проектируемой ГЭС.

Аналитический расчет по формуле (5.5) может быть упрощен с помощью некоторых графических построений. Проведем в формуле (5.5) преобразования, для этого обозначим:  $\bar{P}_{тв} v^3 = J'$  — истирающая способность водотока;  $k_{ис.п}/k_{ис.д} = K_{ис}$  — коэффициент относительной износостойкости материала;  $D_{1п}/D_{1д} = K_D$  — масштабный коэффициент.

Тогда

$$T_n = J'_д / J'_п K_{ис} K_D T_{п.д}$$

или

$$T_n = K / J'_п \quad (5.6)$$

где  $K = J'_д K_{ис} K_D T_{п.д}$ .

Из формулы (5.6) следует, что межремонтный период вновь проектируемой ГЭС обратно пропорционален истирающей способности водотока.

Истирающую способность водотока  $J'$  можно представить графически как степенную функцию от  $\bar{P}_{тв}$  и  $v_0^3$ . В качестве примера рассмотрим истирающую способность водотока Баксанской ГЭС, имеющего хорошо изученный наносный режим и из-

вестные характеристики износа. По данным табл. 5.3 и 5.4 для направляющего аппарата определим  $v_0$  и  $\bar{P}_{тв}$  и нанесем их на график (рис. 5.3). Истирающая способность в этом случае будет равна

$$J'_{п.д} = \bar{P}_{тв} v_0^3$$

Этой точке соответствует определенный межремонтный период, который на Баксанской ГЭС, где установлена турбина, изготовленная из углеродистой стали с  $D_{1н} = 1,2$  м, принят равным одному году. Однако за этот период детали проточной части значительно изнашиваются. Так, например, глубина износа направляющих лопаток достигает половины толщины, существенно снижается КПД. Поэтому целесообразно принять, что данной истирающей способности соответствует межремонтный период 0,5 года. Он и соответствует данной точке. Меняя значения  $\bar{P}_{тв}$  и  $v_0$  при условии  $J' = J'_{п.д} = \text{const}$ , можно получить линию равных значений истирающей способности водотока или соответственно линию межремонтных периодов, равных 0,5 года.

Учитывая, что гидроабразивный износ пропорционален времени эксплуатации, что межремонтный период обратно пропорционален истирающей способности водотока, можно построить на графике линии межремонтных периодов  $T = 1$  год, 2 года, 3 года и т. д. для любых значений  $\bar{P}_{тв}$  и  $v_0$ .

Для определения межремонтного периода проектируемой ГЭС найдем на рис. 5.3 значение  $T_{н.д}$  по известным величинам  $\bar{P}_{тв}$  и  $v_0$ . Умножив полученное значение  $T_{н.д}$  на соответствующие коэффициенты  $K_{ис}$  и  $K_D$ , рассчитанные для проектируемой и Баксанской ГЭС, определим  $T_{н.д}$ . Полученное значение  $T_{н.д}$  будет наиболее близко к действительному, если конструкция направляющего аппарата и условия его работы такие же, как на Баксанской ГЭС. Однако для предварительных расчетов точность значения  $T_{н.д}$ , определенная по этой методике и для других типов направляющих аппаратов, вполне достаточна. Это подтвердила проверка, выполненная для ряда действующих ГЭС (табл. 5.3), которая показала, что значения  $T_{н.д}$ , определенные с помощью графика (рис. 5.3), довольно близко совпадают с действительными.

Аналогичную зависимость  $T_{р.к}$  от  $\bar{P}_{тв}$  и  $\omega_2$  можно построить и для рабочего колеса (рис. 5.4).

Значения  $T_{р.к}$  определяются путем умножения найденного на графике значения  $T_{р.к}$  на коэффициенты  $K_{ис}$  и  $K_D$ , определенные для Баксанской и вновь проектируемой ГЭС.

График на рис. 5.4 охватывает рабочее колесо радиально-осевого типа, однако он может быть построен и для поворотно-ло-

Таблица 5.4. Характеристика наносного режима ГЭС

ГЭС	Концентрации твердых составляющих наносов	Фракции наносов, мм						Суммарные значения
		< 0,01	0,01—0,05	0,05—0,10	0,10—0,25	0,25—0,50	0,50	
		$K_d$						
		0	0,02	0,06	0,17	0,47	1	
Баксанская	$P_{общ.}$ %	53,6	27,5	15,1	3,6	0,2	—	100
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	430	220	120	28,4	1,6	—	800
	$P_{ТВ.}$ %	—	87	95,8	89,7	83,5	—	—
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	—	191	115	25,5	1,3	—	332,8
	$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	—	3,8	6,9	4,3	0,6	—	15,6
Эзмнская	$P_{общ.}$ %	49,3	31,3	13,4	5,3	0,7	—	100
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	272	172	73	29,1	3,9	—	550
	$P_{ТВ.}$ %	—	77,1	80,6	85	86,2	—	—
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	—	134	59	24,7	3,4	—	221
	$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	—	2,7	3,5	4,2	1,6	—	12
Канакерская	$P_{общ.}$ %	5	24,8	57,9	4,7	6,8	0,8	100
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	5	24,8	57,9	4,7	6,8	0,8	100
	$P_{ТВ.}$ %	—	6,8	15,4	83,5	77,6	43	—
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	—	1,7	8,9	3,9	5,3	0,3	20,1
	$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	—	0	0,5	0,7	2,5	0,3	4
Верхне Варзобская	$P_{общ.}$ %	67,7	16,8	4,7	8,7	0,9	1,2	100
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	135,5	33,5	9,4	17,4	1,8	2,4	200
	$P_{ТВ.}$ %	—	74,3	92,7	95,9	99,8	99,5	—
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	—	25	8,7	16,7	1,8	2,4	54,6
	$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	—	0,1	0,5	2,8	0,8	2,4	6,6
Шаариханская № 7	$P_{общ.}$ %	44,5	22,1	14,3	16,1	1,7	1,3	100
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	580	287	185	209	22,1	16,9	1300
	$P_{ТВ.}$ %	—	76	78,5	63,9	92,9	96,6	—
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	—	218	145	133,5	20,5	16,3	533,3
	$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	—	4,4	8,7	22,7	9,6	16,3	61,7
Рионская	$P_{общ.}$ %	74,6	14,5	8,8	1,9	0,2	—	100
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	582	113	68,5	14,9	1,6	—	780
	$P_{ТВ.}$ %	—	65,4	76,3	70,7	69,9	—	—
	$P_{г/м^3}$ г/м <sup>3</sup>	—	74	52,2	10,5	1,1	—	137,8
	$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	—	1,5	3,1	1,8	0,5	—	6,9

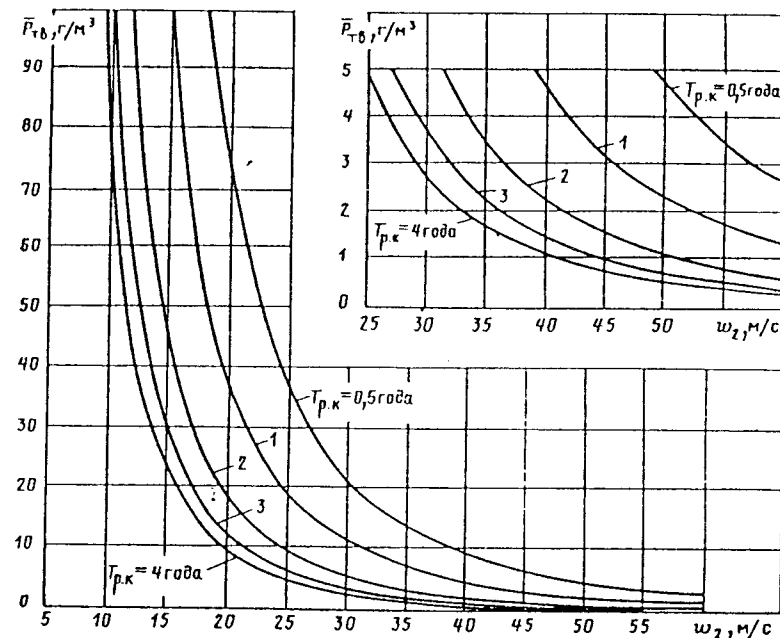


Рис. 5.4. Зависимость межремонтного периода рабочего колеса  $T_{р.к}$  от истирающей способности водотока

пастных гидротурбин, если принять за аналог ГЭС с ПЛ турбиной и известными наносным режимом и значением износа рабочего колеса.

Износ, характеризуемый межремонтным периодом, можно разделить на три степени: интенсивный (межремонтный период 1—2 года); умеренный (межремонтный период 3—4 года); слабый (межремонтный период больше 4 лет).

Пример расчета ожидаемого износа вновь проектируемой турбины. Основные показатели проектируемой РО турбины:  $N = 62$  МВт;  $H = 257$  м;  $n = 375$  об/мин;  $D_1 = 2,8$  м. Среднегодовое содержание наносов в потоке, проходящем через турбину,  $450$  г/м<sup>3</sup>; механический состав наносов по фракциям в %: меньше или равно  $0,01$  мм— $39,8$ ; от  $0,01$  до  $0,05$ — $34,7$ ; от  $0,05$  до  $0,1$ — $10$ ; от  $0,1$  до  $0,25$ — $7,5$ ; от  $0,25$  до  $0,5$ — $5,6$ ;

больше или равно  $0,5$ — $2,4$ . Содержание твердых фракций  $61$  %.

Определим значение  $P_{ТВ.пр}$  по формуле (5.2) и сведем вычисления в табл. 5.5.

Определяем скорости потока в направляющем аппарате  $v_0$  и в рабочем колесе  $w_2$  по формулам (5.4) и (5.3):

$$v_0 = 26,8 \text{ м/с}; \quad w_2 = 37,5 \text{ м/с}.$$

По графикам на рис. 5.3 и 5.4 определяем межремонтный период для направляющего аппарата и рабочего колеса, который составляет около 0,5 года. С учетом масштабного коэффициента  $K_D = \frac{2,8}{1,2} = 2,33$  межремонтный период будет 1 год. Таким образом, на проектируемой ГЭС ожидается интенсивный гидроабразивный износ турбины и должны быть предусмотрены специальные

Таблица 5.5. Определение  $P_{ТВ.}$

Параметр	Фракции наносов, мм						Суммарные значения
	$\leq 0,01$	0,01—0,05	0,05—0,1	0,1—0,25	0,25—0,5	$\geq 0,5$	
$K_d$	0	0,02	0,06	0,17	0,47	1	—
$P_{общ.}$ г/м <sup>3</sup>	179	156	45,2	33,8	25,2	10,8	450
$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	109,2	95,2	27,6	20,6	15,4	6,6	274,6
$P_{ТВ.}$ г/м <sup>3</sup>	0	1,9	1,7	3,5	7,2	6,6	20,9

меры, направленные на повышение износостойкости деталей проточной части.

Ремонты гидротурбин, работающих в условиях абразивного износа, должны быть более частыми, чем турбин, работающих на реках с небольшим количеством наносов.

Приведенные выше данные (рис. 5.3 и 5.4) получены в предположении отсутствия кавитационной эрозии. Они составлены также из условного срока межремонтного периода Баксанской ГЭС — 0,5 года. Так как наряду с абразивным износом происходит и кавитационная эрозия, то эти два процесса следует рассматривать в комплексе.

В процессе эксплуатации межремонтный период определяют, исходя из снижения КПД агрегата и степени износа элементов проточного тракта, а также технико-экономическим расчетом с учетом стоимости ремонта и стоимости потерянной из-за снижения КПД электроэнергии.

#### 5.4. МЕРЫ БОРЬБЫ С ИЗНОСОМ ГИДРОТУРБИН

Наиболее эффективным способом уменьшения износа гидротурбин является ограничение пропуска наносов через проточную часть гидроагрегата. Для приплотинных ГЭС, имеющих обширные водохранилища, значительная часть наносов осаждается в водохранилище. Однако по мере заполнения водохранилища все большая часть наносов начинает проходить через турбины гидроэлектростанции и изнашивать детали проточной части. В известной степени наличие больших водохранилищ является лишь некоторой отсрочкой износа гидротурбин.

Для деривационных ГЭС, не имеющих больших водохранилищ, сооружаются отстойники, рассчитанные на осаждение частиц наносов крупностью больше 0,25 мм. Отстойники — весьма дорогостоящие сооружения, их стоимость достигает 25 % стоимости всего гидроузла. В то же время эффективность отстойников невелика, так как

частицы твердых минералов даже менее 0,25 мм весьма опасны для гидротурбин. Например, на Баксанской ГЭС имеется трехкамерный отстойник, однако степень износа деталей проточной части является одной из наибольших в СССР.

Большое внимание должно быть уделено конструированию гидротурбин, предназначенных для работы в условиях гидроабразивного износа. Пока не разработан конструкционный материал, обладающий комплексом технологических свойств, необходимых для изготовления деталей и их ремонта, и имеющий повышенную износостойкость. Как видно из табл. 5.2, все исследованные марки сталей значительно отличаются друг от друга по износостойкости.

Существенно повышает износостойкость деталей поверхностное упрочнение, например цементацией и закалкой. Цементация обеспечивает достаточный по толщине поверхностный слой до 1 мм. Недостатком этого процесса являются деформации детали при закалке, исключая применение цементации для крупногабаритных и сложных по конфигурации деталей.

При проектировании проточной части гидротурбины нужно по возможности избегать крутого поворота потока, уступов в сопрягаемых поверхностях. Лопастная система рабочего колеса, где скорости особенно велики, должна иметь более плоские лопасти и плавные очертания нижнего обода.

При наличии абразивного износа следует выбирать более тихоходные турбины. Кроме снижения скорости, это приведет к некоторому увеличению размеров турбины, что повысит относительную износостойкость деталей.

Конструкция турбины должна обеспечивать возможность быстрой замены изнашиваемых деталей. Крышка турбины, нижнее кольцо направляющего аппарата должны иметь смещенные облицовки. Надежно должны быть защищены от износа втулки направляющих лопаток.

### Глава 6

## НОМЕНКЛАТУРА КРУПНЫХ ГИДРОТУРБИН

### 6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

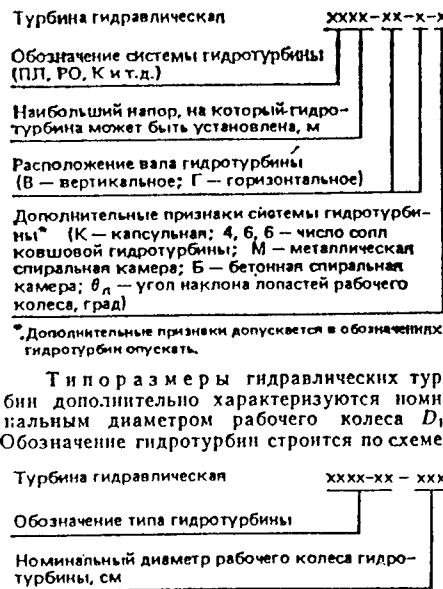
Под термином номенклатура в гидротурбостроении подразумевается нормативно-технический документ или комплекс таких документов, устанавливающих (с учетом накопленного опыта) системы и типы гидротурбин, область их применения, а также основные параметры и размеры гидротурбин предусмотренных типов.

Первая номенклатура отечественных гидротурбин была разработана в 1948 г., и все дальнейшие этапы ее совершенство-

вания наглядно отражают развитие отечественного гидротурбостроения.

Номенклатура гидротурбин способствует систематизации уже разработанных гидротурбин, определяет дальнейшие направления научно-исследовательских работ, создает условия для стандартизации и унификации гидротурбинного оборудования.

Деление гидротурбин на классы и системы приведено в гл. 1. Обозначение типа гидротурбин строится по следующей схеме:



Гидротурбины основных систем, применяемые в крупном гидротурбостроении, обозначаются следующим образом: ПЛ15-ГК-550, ПЛ40-В-500, ПЛД70-В-600, РО170-В-750, К400-В6-300.

Применяются также обозначения гидротурбин, содержащие порядковый номер рабочего колеса по нумерации организации-разработчика: ПЛ15/826-ГК-550; РО170/821-В-750.

Наиболее широкое распространение получили вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые гидротурбины.

Современная номенклатура вертикальных поворотно-лопастных осевых и радиально-осевых гидротурбин, разработанная в 1982 г., состоит из комплекса стандартов, устанавливающих:

типы, основные параметры и размеры гидротурбин;

очертания проточной части поворотно-лопастных гидротурбин в области рабочего колеса и направляющего аппарата;

типы и размеры профилей лопаток направляющего аппарата;

типы и размеры металлических спиральных камер;

типы и размеры бетонных спиральных камер;

типы и размеры изогнутых отсасывающих труб;

конструктивные схемы гидротурбин; предельную металлоемкость гидротурбин.

В 1980 г. разработана первая номенклатура крупных горизонтальных капсульных гидротурбин, промышленное освоение которых началось в 1963 г. изготовлением капсульных гидротурбин для Киевской и Череповецкой ГЭС.

В 1984 г. разработана первая номенклатура крупных вертикальных ковшовых гидротурбин, промышленное освоение которых началось изготовлением вертикальных ковшовых гидротурбин для Татевской ГЭС (1967 г.).

В 1985 г. разработана первая номенклатура вертикальных поворотно-лопастных диагональных гидротурбин, промышленное

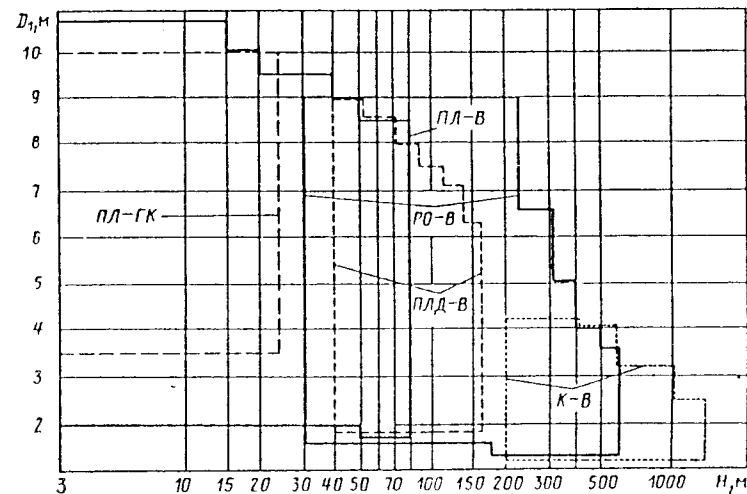


Рис. 6.1. Пределы применения гидротурбин различных систем по диаметру рабочего колеса  $D_1$  и действующему напору  $H$

освоение которых началось изготовлением гидротурбин для Зейской ГЭС (1975 г.).

Пределы применения основных систем крупных гидротурбин по номинальному диаметру рабочего колеса и действующему напору указаны на рис. 6.1.

## 6.2. НОМЕНКЛАТУРА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ОСЕВЫХ И РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Типы ПЛ и РО вертикальных гидротурбин, применяемых в настоящее время, указаны в табл. 6.1.

Таблица 6.1. Типы гидротурбин и диапазон их применения

Система гидротурбин	Тип гидротурбин	Максимальный напор гидротурбины $H_{\max}$ , м		Диапазон регулирования $H_{\min}/H_{\max}$ не менее		Диаметр рабочего колеса, $D_1$ , м	
		наибольшая	наименьшая	наименьший	наибольший	наименьший	наибольший
Поворотно-лопастные	ПЛ10-В	10	4	0,5	2	10,6	
	ПЛ15-В	15	10	0,5	2	10,6	
	ПЛ20-В	20	15	0,5	2	10	
	ПЛ30-В	30	20	0,5	2	9,5	
	ПЛ40-В	40	30	0,5	2	9,5	
	ПЛ50-В	50	40	0,5	2	9	
	ПЛ60-В	60	50	0,5	1,8	8,5	
	ПЛ70-В	70	60	0,5	1,8	8,5	
Радиально-осевые	РО45-В	45	30	0,6	1,6	9	
	РО75-В	75	45	0,6	1,6	9	
	РО115-В	115	75	0,6	1,6	9	
	РО140-В	140	115	0,6	1,6	9	
	РО170-В	170	140	0,65	1,6	9	
	РО230-В	230	170	0,65	1,25	9	
	РО310-В	310	230	0,65	1,25	6,7	
	РО400-В	400	310	0,7	1,25	5	
РО500-В	500	400	0,8	1,25	4		
РО600-В	600	500	0,8	1,25	3,55		

Максимальный напор гидротурбины, зависящий от природных условий района, в котором расположена проектируемая ГЭС, как правило, меньше соответствующего значения максимального напора, указанного в табл. 6.1. Так как выбор элементов проточной части для этих условий производится из номенклатурных элементов, отработанных в расчете на большие нагрузки, то это приводит к ухудшению энергетических свойств проектируемых гидротурбин из-за неизбежного сужения каналов проточной

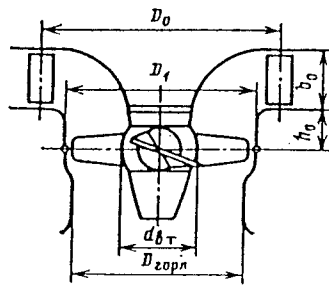


Рис. 6.2. Основные размеры проточной части поворотных лопастных гидротурбин

части. Однако практически это ухудшение энергетических свойств проектируемых гидротурбин незначительно и с ним приходится мириться.

Обработка номенклатурных типов гидротурбин в расчете на фиксированные значения максимального напора гидротурбин позволяет ограничить возможное многообразие элементов проточной части, существенно сократить объем научно-исследовательских работ, а в ряде случаев сократить и затраты на изготовление натуральных гидротурбин.

Указанные в табл. 6.1 отношения  $H_{\min}/H_{\max}$  следует рассматривать как ориентировочные. При проектировании конкретных объектов эти значения могут быть уточнены.

Основные относительные размеры проточной части, определяющие параметры и конструкцию поворотных лопастных гидротурбин, указаны на рис. 6.2, а радиально-осевых — на рис. 6.3.

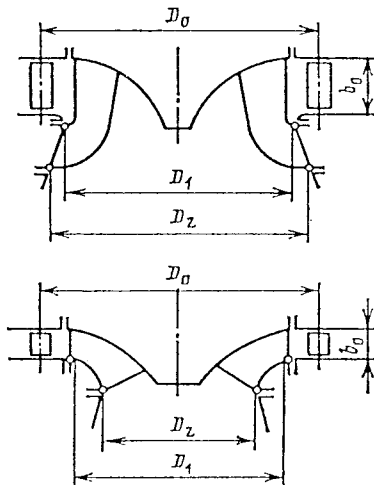


Рис. 6.3. Основные размеры проточной части радиально-осевых гидротурбин

Таблица 6.2. Основные геометрические и гидравлические параметры поворотных лопастных осевых гидротурбин

Параметр	Тип гидротурбин					
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	
Число лопастей рабочих колес $z_1$	3—4	3—4	4	4—6	5—6	
Относительный размер корпуса рабочего колеса $d_{вт}$	0,35	0,35	0,37	0,4	0,44	
Относительная высота направляющего аппарата $b_0$ , не менее	0,43	0,42	0,4	0,375	0,375	
Оптимальная приведенная частота вращения $n'_{1\text{ опт}}$ , об/мин	165—185	150—165	138—150	125—135	115—126	
Приведенный расход, л/с:	оптимальный $Q'_{1\text{ опт}}$	1250—1450	1150—1350	1050—1250	1000—1200	1000—1200
	максимальный по кавитационным условиям $Q'_{1\text{ макс}}$	2300—2500	2100—2350	1800—2250	1450—2000	1250—1700
Коэффициент быстроходности гидротурбины $\pi_1$ , об/мин	870—1010	750—880	640—780	520—600	450—570	
Коэффициент кавитации $\sigma$ при $Q'_{1\text{ макс}}$	1,5—1,9	1,1—1,6	0,78—1,35	0,54—1	0,42—0,78	

Параметр	Тип гидротурбин				
	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80	
Число лопастей рабочих колес $z_1$	7—8	7—8	8	8	
Относительный размер корпуса рабочего колеса $d_{вт}$	0,47	0,51	0,56	0,6	
Относительная высота направляющего аппарата $b_0$ , не менее	0,375	0,35	0,35	0,35	
Оптимальная приведенная частота вращения $n'_{1\text{ опт}}$ , об/мин	110—120	105—116	102—110	100—105	
Приведенный расход, л/с:	оптимальный $Q'_{1\text{ опт}}$	950—1150	900—1050	850—1000	800—950
	максимальный по кавитационным условиям $Q'_{1\text{ макс}}$	1150—1500	1050—1300	950—1200	900—1100
Коэффициент быстроходности гидротурбины $\pi_1$ , об/мин	410—510	370—460	340—420	320—380	
Коэффициент кавитации $\sigma$ при $Q'_{1\text{ макс}}$	0,35—0,6	0,31—0,48	0,27—0,4	0,25—0,36	

Примечания: 1. Для гидротурбин всех типов относительный диаметр горловины камеры рабочего колеса  $D_{горл} = 0,955 + 0,985$ , относительная высота  $b_0 = 0,21 + 0,26$ .

2. Относительный диаметр окружностей расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата  $D_0$  для гидротурбин всех типов равен 1,2. В технически обоснованных случаях разрешается изменять значение  $D_0$  в пределах от 1,15 до 1,25.

3. Допустимые отклонения от указанных значений  $d_{вт}$  не должны превышать  $\pm 5\%$ .

Таблица 6.3. Основные геометрические и гидравлические параметры радиально-осевых гидротурбин

Параметр	Тип гидротурбин				
	PO45	PO75	PO115	PO140	PO170
Относительный диаметр $D_2$	1,13	1,1	1,03	1,0	0,94
Относительная высота направляющего аппарата $b_0$ не менее	0,35	0,3	0,25	0,25	0,2
Оптимальная приведенная частота вращения $n'_{opt}$ об/мин	80—90	75—83	68—77	66—74	64—72
Приведенный расход, л/с:					
оптимальный $Q'_{I\text{opt}}$	1150—1300	1000—1150	850—1000	750—900	550—700
максимальный на линии 5 %-ного запаса мощности $Q'_{I\text{макс}}$	1350—1550	1150—1400	950—1150	850—1000	700—850
Коэффициент быстроходности гидротурбины $n_s$ , об/мин	320—390	280—340	230—290	210—260	180—230
Коэффициент кавитации $\sigma$ при $Q'_{I\text{макс}}$	0,15—0,24	0,13—0,21	0,1—0,17	0,09—0,15	0,07—0,13

Параметр	Тип гидротурбин				
	PO230	PO310	PO400	PO500	PO600
Относительный диаметр $D_2$	0,86	0,78	0,71	0,67	0,62
Относительная высота направляющего аппарата $b_0$ не менее	0,16	0,12	0,1	0,08	0,06
Оптимальная приведенная частота вращения $n'_{opt}$ об/мин	62—68	60—65	60—65	58—65	56—65
Приведенный расход, л/с:					
оптимальный $Q'_{I\text{opt}}$	400—550	300—400	200—300	180—250	150—200
максимальный на линии 5 %-ного запаса мощности $Q'_{I\text{макс}}$	500—650	350—500	300—370	250—300	200—260
Коэффициент быстроходности гидротурбины $n_s$ , об/мин	150—190	120—160	110—140	100—120	90—120
Коэффициент кавитации $\sigma$ при $Q'_{I\text{макс}}$	0,05—0,09	0,04—0,07	0,04—0,065	0,04—0,065	0,04—0,065

Примечания: 1. Относительный диаметр окружностей расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата  $D_0$  для гидротурбин всех типов равен 1,2. В технических обоснованных случаях разрешается изменять значение  $D_0$  в пределах от 1,15 до 1,25.  
2. Допустимые отклонения от указанных значений  $D_0$  не должны превышать  $\pm 12\%$ .

Основные геометрические и гидравлические параметры, приведенные к диаметру рабочего колеса  $D_1$ , поворотно-лопастных осевых гидротурбин различных типов приведены в табл. 6.2, радиально-осевых гидротурбин — в табл. 6.3.

Размеры гидротурбин. Сводный график применения гидротурбин. Гидротурбины различных типов, установленные номенклатурой с учетом спецификации гидроэнергетики, могут изготавливаться с мощностью примерно от 1 до 900 МВт.

Пределы изменения диаметров рабочих колес  $D_1$  различных типов гидротурбин, предусмотренных номенклатурой, указаны в табл. 6.1.

В указанных диапазонах изменения  $D_1$  конкретный размер выбирается из ряда предпочтительных чисел (по табл. 6.4). В этой таблице наряду с диаметрами рабочих колес указаны предпочтительные диаметры направляющего аппарата  $D_0$ , характеризующие размеры статорных частей гидротурбин. При этом если в обоснованных случаях отклонения от указанных значений  $D_1$  допускаются в пределах  $\pm 4\%$ , то отклонения от указанных значений  $D_0$  не допускаются.

Такое требование объясняется стремлением по возможности обеспечить большую повторяемость в производстве одинаковых гидротурбин, а если это полностью не удается, то хотя бы таких трудоемких сборочных единиц, как спиральные камеры, статоры и направляющие аппараты.

С этой же целью выбор типоразмера гидротурбин стремятся производить не индивидуально для каждой ГЭС, а с учетом группы объектов, строительство которых планируется в обозримом будущем. При такой унификации параметров гидротурбин для групп ГЭС иногда удается обеспечить значительную экономию средств на изготовление и проектирование гидротурбин.

Сводный график применения крупных вертикальных поворотно-лопастных осевых и радиально-осевых гидротурбин в координатах  $N-H$ , где  $N$  — мощность гидротурбины и  $H$  — действующий напор гидротурбины, представлен на рис. 6.4.

Рабочие колеса. В современную номенклатуру гидротурбин включено большое число новых модификаций высокоэффективных рабочих колес, разработанных с учетом отечественного и зарубежного опыта. Если в номенклатуре 1961 г. было представлено только 15 модификаций рабочих колес с комплектом универсальных характеристик соответствующих модельных гидротурбин, то в номенклатуру 1982 г. включено уже 33 модификации рабочих колес.

Для каждого типа гидротурбины в новой номенклатуре предусматривается несколько модификаций рабочих колес. К номенклатуре прилагается полный комплект универсальных и разгонных характеристик

Таблица 6.4. Диаметры рабочих колес и направляющих аппаратов

Система гидротурбин	Диаметр рабочего колеса $D_1$ , м	Диаметр направляющего аппарата $D_0$ , м	Число лопаток направляющего аппарата $z_0$
Радиально-осевые	1,25	1,5	20
	1,4	1,68	20
	1,6	1,92	20
	1,8	2,16	20
	1,9	2,28	20
Радиально-осевые и поворотно-лопастные	2,0	2,4	20
	2,12	2,54	20
	2,24	2,69	20
	2,36	2,85	20
	2,5	3,0	20
	2,65	3,18	20
	2,8	3,36	20
	3,0	3,6	20
	3,15	3,78	20
	3,35	4,02	20
	3,55	4,26	20
	3,75	4,5	20
	4,0	4,8	20
	4,25	5,1	20
4,5	5,4	20	
4,75	5,7	20	
5,0	6,0	20	
5,3	6,36	20	
5,6	6,72	20	
6,0	7,2	24	
6,3	7,56	24	
6,7	8,04	24	
7,1	8,52	24	
7,5	9,0	24	
8,0	9,6	24	
8,5	10,2	28	
9,0	10,8	28	
Поворотно-лопастные	9,5	11,4	28
	10,0	12,0	28
	10,6	12,72	28

гидротурбин с рекомендуемыми рабочими колесами. Независимо от стандартов разработаны приложения, включающие все характеристики, необходимые при проектировании гидротурбин и проектировании ГЭС (энергетические, кавитационные, эрозийные, пульсационные и силовые).

Гидротурбины с рабочими колесами различных модификаций отличаются гидравлическими свойствами. Пределы изменения параметров гидротурбин отражены в табл. 6.2 и 6.3. Указанные различия учитываются при выборе проточной части гидротурбин для проектируемых ГЭС.

Направляющие аппараты. Номенклатурой вертикальных ПЛ и РО гидротурбин предусматриваются направляющие аппараты с числом лопаток  $z_0$ , равным

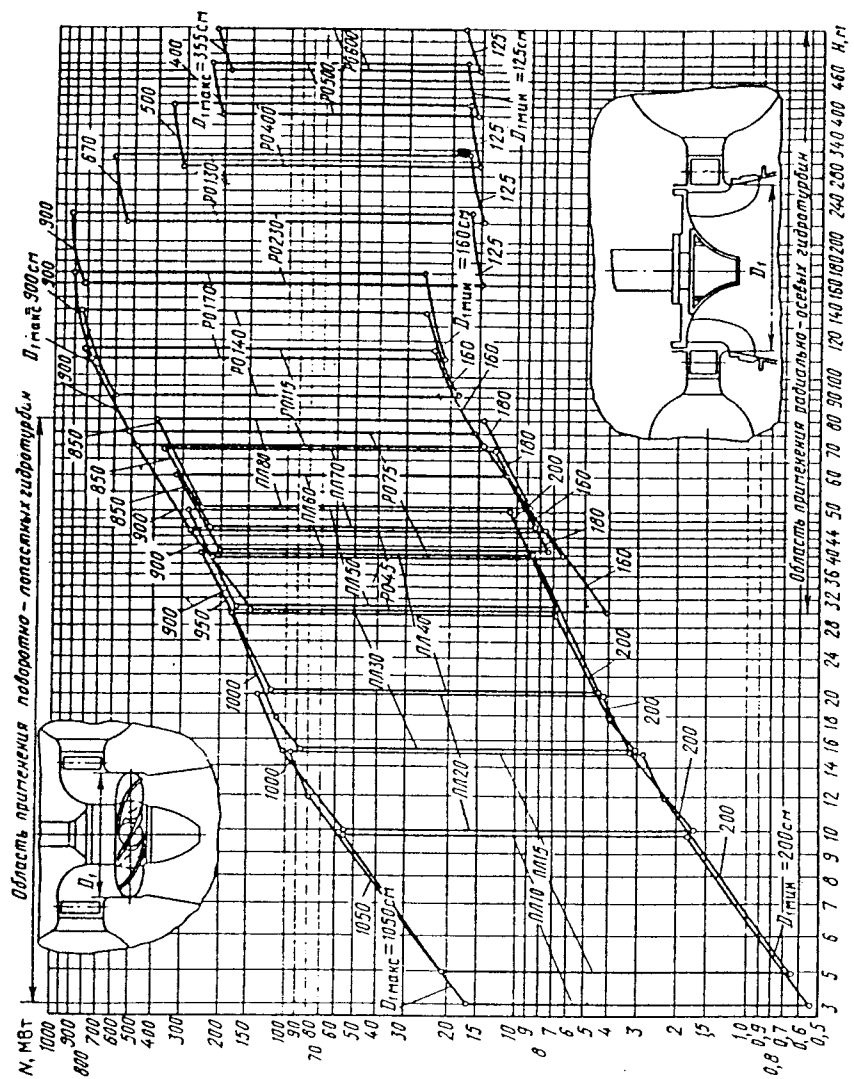


Рис. 6.4. Сводный график, характеризующий области применения крупных вертикальных поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин

Таблица 6.5. Типы профилей лопаток направляющего аппарата

Группа профилей	Максимальный напор, м	Диаметр направляющего аппарата, м	Тип профиля	Случаи применения
I	$H > 40$	$D_0 < 7$	УИ-20-1	Профили лопаток группы I применяют, если требуется обеспечить: согласование лопастной системы направляющего аппарата с набегающим на него потоком на режимах работы, соответствующих оптимальному универсальной характеристике; примерное равенство максимальных моментов, которые преодолеваются механизмом поворота лопаток при ходе на открытие и закрытие направляющего аппарата
	$H \approx 40$	$D_0 < 7$	УИ-20-2	
	$H > 40$	$7 \leq D_0 < 10$	УИ-24-1	
	$H \approx 40$	$7 \leq D_0 < 10$	УИ-24-2	
	$H \approx 40$	$D_0 \geq 10$	УИ-28-1	
II	$H > 40$	$D_0 < 7$	УИИ-20-1	Профили лопаток группы II применяют, если требуется обеспечить: согласование лопастной системы направляющего аппарата с набегающим на него потоком на режимах работы турбины с максимальной мощностью; гидравлические моменты на лопатках, действующие преимущественно на закрытие направляющего аппарата (самозакрывающийся направляющий аппарат)
	$H \approx 40$	$D_0 < 7$	УИИ-20-2	
	$H > 40$	$7 \leq D_0 < 10$	УИИ-24-1	
	$H \approx 40$	$7 \leq D_0 < 10$	УИИ-24-2	
	$H \approx 40$	$D_0 \geq 10$	УИИ-28-1	

Примечание. Профили лопаток направляющего аппарата группы II применяются также в сочетании со спиральными камерами, габариты которых меньше габаритов унифицированных спиральных камер. При этом обеспечивается согласование лопастной системы направляющего аппарата с набегающим потоком на режимах работы соответствующих оптимальной универсальной характеристики.

20; 24 и 28. Для них могут быть использованы две группы профилей лопаток, отличающихся как энергетическими, так и силовыми характеристиками. Условия применения профилей различных типов указаны в табл. 6.5.

Профили группы II по энергетическим характеристикам уступают профилям группы I в оптимальном КПД примерно на 0,3—0,5%. Вместе с тем профили группы II превосходят профили группы I на режимах максимальной мощности на 0,5—1%.

Применение новых профилей по сравнению с применявшимися ранее [7] позволяет существенно сократить металлоемкость направляющего аппарата (до 30 т). Кроме того, новые профили отличаются более равномерным изменением кривизны и характером распределения толщины, улучшающим сопряжение цапф и первь лопаток, а также упрощающим технологию изготовления сварных лопаток.

В стандарте на профили лопаток направляющего аппарата приведены гидродинамические характеристики, позволяющие производить расчет сил и моментов, действующих на лопатки, а также даны геометрические характеристики, необходимые для расчетов лопаток на прочность.

Спиральные камеры и отсасывающие трубы, предусмотренные номенклатурой гидротурбин, описаны в § 2.2 и 3.3.

### 6.3. НОМЕНКЛАТУРА КАПСУЛЬНЫХ, ДИАГОНАЛЬНЫХ И КОВШОВЫХ ГИДРОТУРБИН

Типы горизонтальных капсульных гидротурбин, применяемых в настоящее время, и их максимальный напор, м (наименьший и наибольший) указаны ниже:

ПЛ7-ГК	3—7
ПЛ10-ГК	7—10
ПЛ15-ГК	10—15
ПЛ20-ГК	15—20
ПЛ25-ГК	20—25

Для горизонтальных гидротурбин всех типов предусмотренной номенклатурой наибольший диаметр рабочего колеса  $D_1$  равен 10 м, наименьший — 3,55 м, отношение  $N_{мин}/N_{макс}$  допускается не менее 0,4. Это значение следует рассматривать как ориентировочное, подлежащее уточнению с учетом конкретных условий. Размеры, определяющие параметры и конструкцию горизонтальных гидротурбин, описаны в стандарте.

Таблица 6.6. Основные геометрические и гидравлические параметры горизонтальных капсульных гидротурбин

Параметр	Тип гидротурбины				
	ПЛ7-ГК	ПЛ10-ГК	ПЛ15-ГК	ПЛ20-ГК	ПЛ25-ГК
Число лопастей рабочих колес $z_1$	3—4	3—4	4	4	4—5
Относительный размер корпуса рабочего колеса $\bar{d}_{вт}$	0,35	0,35	0,36	0,37	0,4
Относительная высота направляющего аппарата $b_0$ не менее	0,4	0,4	0,4	0,375	0,375
Угол наклона оси поворота лопатки направляющего аппарата к оси турбины $\alpha$ , град	60—65	60—65	60—65	60	60
Относительный диаметр капсулы $B_k$	1,1—1,15	1,15—1,2	1,15—1,2	1,2	1,2
Оптимальная приведенная частота вращения $n'_{1\text{ опт}}$ об/мин	150—190	145—180	140—170	135—165	135—160
Приведенный расход, л/с:					
оптимальный $Q'_{1\text{ опт}}$	1800—2000	1700—1900	1600—1800	1500—1750	1450—1700
максимальный по кавитационным условиям $Q'_{1\text{ макс}}$	3200—3500	2800—3250	2400—3000	2000—2750	1700—2500
Коэффициент быстроходности гидротурбины $n_s$ об/мин	920—1230	850—1140	750—1020	660—920	610—850
Коэффициент кавитации $\sigma$ при $Q'_{1\text{ макс}}$	2,2—3,0	1,9—2,4	1,5—2,1	1,2—1,8	1—1,6

Примечания: 1. Для гидротурбин всех типов относительный диаметр горловины камеры рабочего колеса  $\bar{D}_{горл} = 0,97 + 0,985$ , относительное расстояние между рабочим колесом и направляющим аппаратом  $\bar{L}_0 = 0,7 + 0,85$ .  
 2. Значение  $B_k$  согласовывается с предприятием-изготовителем генератора.  
 3. Допустимые отклонения от указанных значений  $\bar{d}_{вт}$  не должны превышать  $\pm 5\%$ .

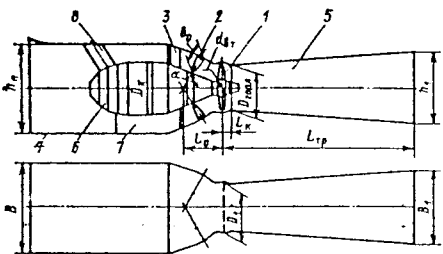


Рис. 6.5. Основные размеры проточной части горизонтальных капсульных гидротурбин:

1 — рабочее колесо; 2 — направляющий аппарат; 3 — статор; 4 — подводящая камера; 5 — отсасывающая труба; 6 — капсула; 7 — опорный вычок; 8 — проходная колонна

Таблица 6.7. Типы диагональных гидротурбин, максимальный напор  $H$  и диаметр рабочего колеса  $D_1$

Тип	$H_{\text{макс}}$ , м		$D_1$ , м	
	наибольший	наименьший	наименьший	наибольший
ПЛД50-В	50	40	1,8	9,0
ПЛД70-В	70	50	1,8	8,5
ПЛД90-В	90	70	1,8	8,0
ПЛД115-В	115	90	1,8	7,5
ПЛД140-В	140	115	1,8	7,1
ПЛД170-В	170	140	1,8	6,3

Примечание. Для гидротурбин всех типов отношение  $H_{\text{мин}}/H_{\text{макс}}$  допускается не менее 0,5.

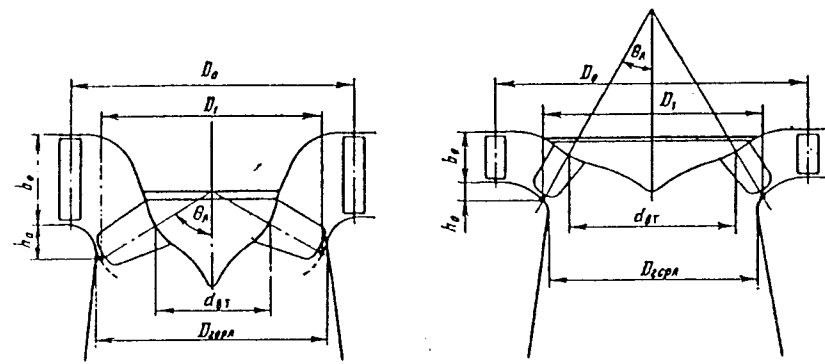


Рис. 6.6. Основные размеры проточной части диагональных гидротурбин

Таблица 6.8. Основные геометрические размеры и гидравлические параметры диагональных гидротурбин

Параметр	Тип гидротурбины					
	ПЛД50-В	ПЛД70-В	ПЛД90-В	ПЛД115-В	ПЛД140-В	ПЛД170-В
Угол наклона лопастей $\theta_{л}$ , град	60			45		30
Число лопастей $z_1$	7—8	8—9	9—10	9—10	9—11	10—12
Относительный диаметр корпуса $\bar{d}_{вт}^*$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,76
Относительный диаметр горловины $D_{горл}$	1,01—0,99			1—0,98		0,98—0,97
Относительный диаметр направляющего аппарата $B_0$	1,25—1,3			1,32—1,35		1,38—1,42
Относительная высота направляющего аппарата $b_0$ не менее	0,375	0,35	0,32	0,28	0,25	0,23
Относительное расстояние $h_0$	0,14—0,18			0,1—0,15		0,08—0,09
Оптимальная приведенная частота вращения $n'_{1\text{ опт}}$ об/мин	105—115	100—110	85—95	83—91	82—87	77—85
Приведенный расход, л/с:						
оптимальный $Q'_{1\text{ опт}}$	900—1150	850—1050	800—1000	760—900	720—850	550—650
максимальный по кавитационным условиям $Q'_{1\text{ макс}}$	1250—1500	1100—1300	1000—1200	850—1050	750—950	700—800
Коэффициент быстроходности гидротурбины $n_s$ об/мин	390—480	360—430	290—360	260—320	250—290	220—250
Коэффициент кавитации $\sigma$ при $Q'_{1\text{ макс}}$	0,28—0,48	0,24—0,42	0,26—0,35	0,23—0,32	0,18—0,26	0,11—0,18

\* Допустимые отклонения от указанных значений  $\bar{d}_{вт}$  не должны превышать  $\pm 5\%$ .



Таблица 6.9. Характеристики ковшовых гидротурбин

Тип гидротурбин	Число сопл	Максимальный напор гидротурбины $H_{\max}$ , м		Диаметр рабочего колеса $D_1$ , м	
		наибольший	наименьший	наименьший	наибольший
К400	4	400	300	1,12	4,25
	6			1,6	
	8			2	
К600	4	600	400	1,12	4
	6			1,6	
	8			2	
К1000	4	1000	600	1,12	3,35
	6			1,4	
К1500	4	1500	1000	1,12	2,5

Примечание. Для гидротурбин всех типов  $H_{\min}/H_{\max}$  допускается не менее 0,9.

тальных капсульных гидротурбин, указаны на рис. 6.5.

Относительные значения основных размеров, приведенные к диаметру рабочего колеса  $D_1$ , и параметры капсульных гидротурбин даны в табл. 6.6.

Относительные размеры подводящей камеры принимаются:  $\bar{B} = 1,9 \div 2,25$ ,  $\bar{h} = 1,9 + 2,25$ . Относительная длина отсасывающей трубы принимается  $\bar{L}_{\text{тр}} = 4 \div 5$ .

Выходное сечение  $B_1$  по ширине выбирают не больше ширины подводящей камеры  $B$ . Выходное сечение отсасывающей трубы выполняется круглым, прямоугольным или прямоуглым со скругленными углами (см. рис. 3.5). Угол расширения отсасывающей трубы характеризуется расширением эквивалентного кругового конуса  $\beta$ , определяемого по формуле (3.7). Угол  $\beta$ , принимается в пределах  $13-15^\circ$ . Очертание подводящей камеры, конфигурация отсасывающей трубы, относительные их размеры уточняются по условиям компоновки здания ГЭС.

В настоящее время в СССР освоены горизонтальные капсульные гидротурбины с максимальным диаметром  $D_1 = 7,5$  м.

Номинальный диаметр рабочих колес  $D_1$  должен соответствовать следующему предпочтительному ряду (м): 3,55; 3,75; 4,0; 4,25; 4,5; 4,75; 5,0; 5,3; 5,5; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10,0.

В зависимости от размеров гидротурбины число лопаток направляющего аппарата принимается при диаметре рабочего колеса:

< 5,5 м	16
5,5—7,5 м	16 или 20
> 7,5 м	24

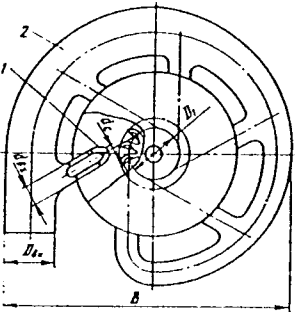
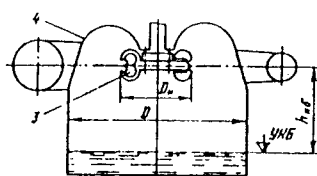


Рис. 6.7. Основные размеры проточной части ковшовых гидротурбин:

1 — сопло; 2 — распределитель; 3 — рабочее колесо; 4 — кожух

При диаметре рабочего колеса, меньшем или равном 7,5 м, капсульные гидротурбины изготавливаются с консольным рабочим колесом, при диаметре, большем 7,5 м, — с выходным статором, установленным за рабочим колесом.

Гидротурбины каждого исполнения могут изготавливаться с опорным бычком под капсулой при диаметре рабочего колеса, большем 6 м, и с распорными колоннами и растяжками при диаметре рабочего колеса, меньшем или равном 6 м.

Толщина опорного бычка принимается меньшей или равной 0,55  $D_1$ .

При установке выходного статора КПД горизонтальных капсульных гидротурбин снижается примерно на 1%, а установка массивного бычка под капсулой приводит к дополнительному снижению КПД на 0,5%.

Типы поворотно-лопастных диагональных гидротурбин и зоны их применения по напорам указаны в табл. 6.7. Отношение  $H_{\min}/H_{\max}$  следует рассматривать как ориентировочное значение, подлежащее уточнению с учетом конкретных условий.

Размеры, определяющие параметры и конструкцию диагональных гидротурбин, указаны на рис. 6.6.

Основные геометрические размеры, приведенные к диаметру рабочего колеса, и параметры крупных диагональных гидротурбин указаны в табл. 6.8.

В сочетании с диагональными гидротурбинами могут применяться отсасывающие трубы и спиральные камеры, предусмо-

Таблица 6.10. Основные геометрические размеры и гидравлические параметры ковшовых гидротурбин

Параметр	Тип гидротурбины									
	К400		К600			К1000		К1500		
Приведенный расход, л/с:										
оптимальный $Q'_{\text{опт}}$	85—125		70—100			40—55		20—25		
максимальный по условиям прочности $Q'_{\text{макс}}$	135	165	190	110	130	150	70	80	35	
Число сопел гидротурбины	4	6	8	4	6	8	4	6	4	
Относительный диаметр выхода сопла $\bar{d}_c$ *	0,126	0,112	0,105	0,112	0,100	0,093	0,091	0,078	0,064	
Число копшей рабочего колеса, $z_1$	18—20		18—24			20—24				
Коэффициент быстроходности, об/мин:										
гидротурбины $n_s$	51	56	61	46	50	54	37	39	26	
рассчитанный по расходу через одно сопло $n_{sc}$	25,5	23	21,5	23	20,5	19	18,5	16	13	

Примечания: 1. Допустимые отклонения от указанных значений  $\bar{d}_c$  не должны превышать  $\pm 5\%$ .

2. Для турбин всех типов относительный наибольший диаметр рабочего колеса  $\bar{D}_H = 1,25 + 1,29$ ; относительная высота расположения рабочего колеса над нижним быфом  $\bar{h}_{н.б} = 1,25 + 1,3$ .

3. Оптимальная приведенная частота вращения  $n'_{\text{опт}} = 39 \div 40$  об/мин.

тренные для вертикальных ПЛ и РО гидротурбин.

Номинальные диаметры рабочих колес должны выбираться из ряда предпочтительных чисел для  $D_1$  (табл. 6.4).

Число лопаток направляющего аппарата  $z_0$  при любых значениях  $D_1$  рекомендуется принимать равным 24. Профили лопаток направляющего аппарата выбираются из профилей, предусмотренных для вертикальных ПЛ и РО гидротурбин.

Типы ковшовых гидротурбин и зоны их применения по напорам указаны в табл. 6.9. Основные размеры, определяющие параметры и конструкцию ковшовых гидротурбин, указаны на рис. 6.7. Относительные размеры и параметры ковшовых гидротурбин указаны в табл. 6.10. Номинальный диаметр рабочего колеса для конкретных условий должен выбираться из ряда предпочтительных чисел для  $D_1$  (табл. 6.4).

В связи с тем, что ковшовые гидротурбины в отечественной практике изготавливаются сравнительно редко, типы гидротурбин и параметры, которые указаны в номенклатуре ковшовых гидротурбин, следует рассматривать как ориентировочные, они могут быть уточнены при проектировании конкретных объектов.

Как известно [10], коэффициенты быстроходности  $n_s$ , пропорциональны значениям  $\bar{d}_c$  и определяют напряженное состояние рабочего колеса. Напряжения в лопасти рабочего колеса прямо пропорциональны напору и примерно пропорциональны  $n_s^2$ . Дальнейшее увеличение коэффициента быстроходности ограничивается необходимостью обеспечения несущей способности рабочего колеса. Значения коэффициентов быстроходности, указанные в табл. 6.10, соответствуют мировому уровню турбиностроения.

#### 6.4. СТАНДАРТИЗАЦИЯ И УНИФИКАЦИЯ ГИДРОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Гидротурбостроение является отраслью машиностроения с индивидуальным и мелкосерийным производством, обусловленным большим разнообразием природных условий при сооружении гидроэнергетических объектов. Вместе с тем в гидротурбостроении разрабатывается много стандартов и применяются унифицированные сборочные единицы. Это позволяет обеспечить высокое качество, надежность и долговечность изделий; снизить затраты на проектирование.

изготовление и эксплуатацию изделий; сократить сроки подготовки производства при освоении новых изделий; создать условия для организации специализированных участков.

Одновременно со стандартизацией гидротурбинного оборудования проводится работа по унификации сборочных единиц гидротурбин, регуляторов, маслонапорных установок и средств автоматизации. При этом разрабатываются рабочие и базовые чертежи тех сборочных единиц и деталей, число возможных типоразмеров которых не превосходит 10—12 (маслоприемники поворотно-лопастных гидротурбин, сегменты направляющих подшипников, втулки подшипников лопаток направляющего аппарата, различные лапы и т. д.).

### 6.5. МАССА ГИДРОТУРБИН

Оценку стоимости гидротурбинного оборудования, а также способов его транспортировки и монтажа производят на основании данных по металлоемкости гидротурбин и их основных сборочных единиц.

Ориентировочные значения чистой массы гидротурбин различных систем и типоразмеров для случаев применения типовых конструктивных схем указаны на рис. 6.8. Эти значения даны без учета металлоемкости комплектов запасных, монтажных, ремонтных и цеховых приспособлений.

Приведенная на рис. 6.8 масса гидротурбин (ПЛД130-ВМ, РО45-ВМ, РО310-ВМ, ПЛ80-ВМ) дана с учетом массы спиральной камеры и изготовления ее из стали с хорошими механическими свойствами.

При изготовлении спиральных камер полностью из углеродистой стали обычного качества (Ст3, ГОСТ 380-71) масса гидротурбины увеличится примерно на 10 %.

Масса рабочего колеса вертикальной ПЛ гидротурбины составляет 15—25 % массы всей гидротурбины с бетонной спиральной камерой для высоконапорных гидротурбин и 12—20 % — для низконапорных гидротурбин. При этом большие указанные значения соответствуют меньшим значениям  $D_1$ .

Масса рабочего колеса горизонтальных и вертикальных гидротурбин примерно одинакова.

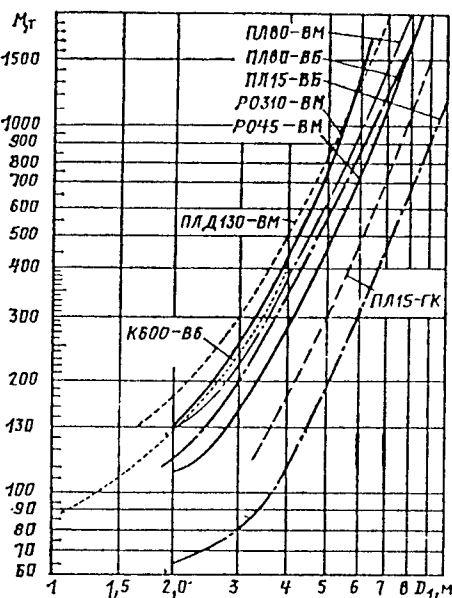


Рис. 6.8. Зависимости массы гидротурбины от диаметра рабочего колеса

Масса рабочего колеса диагональной гидротурбины составляет 20—25 % массы ПЛД гидротурбины с металлической спиральной камерой.

Масса рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины составляет 10—12 % для высоконапорных гидротурбин и 14—16 % для низконапорных радиально-осевых гидротурбин с металлической спиральной камерой.

С увеличением напора удельная металлоемкость гидротурбин (на 1 кВт установленной мощности) уменьшается. Если для горизонтальных капсульных гидротурбин удельная металлоемкость 20—50 кг/кВт, то для ковшовых гидротурбин она составляет 1,5—3 кг/кВт. Применение новых конструктивных материалов существенно уменьшит массу гидротурбин.

## Глава 7

### ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТУРБИН

#### 7.1. МЕЖДУНАРОДНЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОДЕЛЬНЫМ ПРИЕМО-САТОЧНЫМ ИСПЫТАНИЯМ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

Международный код приемно-сдаточных испытаний [16] содержит: общие рекоменда-

ции, терминологию по модельным испытаниям, сущность и объем технических гарантий, условия, необходимые для проведения испытаний, порядок проведения испытаний, порядок обработки результатов испытаний, форму и содержание отчета об испытаниях. Кроме того, в коде описаны рекомендованные способы замера расхода, на-

пора и мощности и указаны возможные погрешности в измерениях этих величин.

Целью кода является установление методов проведения модельных испытаний, а также методов оценки полученных результатов, с помощью которых можно определить характеристики модели и натурной турбины. Рекомендации применимы к любым типам активных и реактивных гидротурбин, испытываемых в лабораторных условиях. В основном коде (публикация № 193) изложены рекомендации для проведения модельных энергетических испытаний. В первом дополнении к публикации № 193А изложены рекомендации по проведению модельных испытаний, в изменениях № 1 изложены дополнения и уточнения к вопросам геометрического подобия и его проверки по допустимым отклонениям.

Модельная турбина должна удовлетворять следующим условиям:

минимальный размер модели должен обеспечивать для поворотно-лопастных и пропеллерных турбин  $Re = 2 \cdot 10^6$ , для радиально-осевых  $Re = 2,5 \cdot 10^6$ , для ковшовых  $Re = 3,5 \cdot 10^6$ . Эти значения для ПЛ и РО турбин соответствуют напору  $H_{мин} = 1$  м и диаметру горловины отсасывающей трубы  $D_{гор} = 250$  мм, для ковшовой турбины — при ширине ковша  $B_k = 80$  мм напору  $H_{мин} = 40$  м;

должно обеспечиваться геометрическое подобие модели и натурной турбины по всему тракту от входа до выхода. За вход принимается входное сечение спиральной камеры, удаленное от оси турбины на расстояние не меньше двух диаметров рабочего колеса. Выходом считается выходное сечение отсасывающей трубы. Основным требованием при модельных приемно-сдаточных испытаниях является проверка геометрического подобия.

Для реактивных турбин проверке подвергаются основные размеры отсасывающей трубы, спиральной камеры, рабочего колеса, статора, высота направляющего аппарата, профиль направляющих лопаток, основные размеры, профиль рабочих лопастей и углы установки, для активных турбин — основные размеры и профиль ковша, сопла и иглы, углы установки ковшей. Для каждого из указанных элементов имеются рекомендации по допустимым отклонениям.

Если гарантии по КПД выданы с учетом масштабного эффекта, то одновременно должно быть указано, выдаются ли гарантии для условий бескавитационной или кавитационной работы турбины. В случае, если формула пересчета заранее не согласована, целесообразно применение формулы Хаттона для ПЛ турбин:

$$(1 - \eta_t) = (1 - \eta_m) \left[ 0,3 + 0,7 \sqrt[5]{(Re_m/Re_t)} \right] \quad (7.1)$$

В 1985 г. было рекомендовано применять другую формулу для пересчета гидрав-

лического КПД модели на натурные условия:

$$\Delta \eta_{m \rightarrow t} = \delta_{ном} \left[ \left( \frac{Re_{ном}}{Re_m} \right)^{0,16} - \left( \frac{Re_{ном}}{Re_t} \right)^{0,16} \right] \quad (7.2)$$

где

$$\delta_{ном} = \frac{1 - \eta_{м. опт}}{\left( \frac{Re_{ном}}{Re_{м. опт}} \right)^{0,16} - \frac{1 - \chi_{ном}}{\chi_{ном}}};$$

$\chi_{ном}$  — отношение пересчитываемых потерь к полным потерям для точки характеристики с оптимальным КПД при номинальном  $Re_{ном} = 7 \cdot 10^6$ . Значения  $\chi_{ном}$  находятся в пределах от 0,6 до 0,8 и зависят от типа турбины;  $Re_{м. опт}$  — число Рейнольдса, при котором было определено КПД модели в оптимальном режиме;  $Re_m$ ,  $Re_t$  — числа Рейнольдса для кинематически подобных режимов.

Для РО турбин рекомендуется формула

$$(1 - \eta_t) = (1 - \eta_m) \sqrt[5]{(D_m/D_t)}; \quad (7.3)$$

для активных турбин  $\eta_t = \eta_m$ .

Во всех случаях погрешность в определении КПД модельной турбины подсчитывается через частные значения погрешности в измерении расхода, напора, крутящего момента и времени:

$$I_{\eta_m} = \pm \sqrt{I_Q^2 + I_H^2 + I_M^2 + I_t^2}$$

Полными и законченными будут считаться приемно-сдаточные испытания, включающие энергетические и кавитационные испытания. Оба эти испытания имеют условия проверки гарантий.

Основными гарантиями поставщика являются: максимальная мощность; КПД; комбинаторная зависимость (для ПЛ турбин); разгонная скорость; кавитация.

Гарантии по кавитации оцениваются по результатам комплекса специальных испытаний, которые могут проводиться отдельно от остальных испытаний. При кавитационных испытаниях очень важными являются такие параметры, как содержание воздуха в воде, циркулирующей в испытательной установке, и температура воды.

Критерием кавитационных явлений с точки зрения изменения характеристик является кавитационный коэффициент (коэффициент Тома)  $\sigma_{кр}$  [см. формулу (4.1)].

При кавитационных испытаниях в качестве основного критерия подобия принимается критерий Фруда.

Влияние кавитации на повреждение поверхности элементов проточной части и оценка повреждений рассмотрены в публикации МЭК № 609 (см. гл. 4) [18].

Документ МЭК № 4 (SECR), 81, March 1985.

При модельных испытаниях гидротурбин для определения параметров даются следующие рекомендации по методам их определения.

**Методы определения расхода.** При модельных испытаниях допустимы как непосредственные (прямые), так и косвенные методы. При использовании косвенных методов должна быть предусмотрена тарировка каким-либо прямым методом. Из непосредственных методов практическое применение имеют лишь три: объемный, весовой и метод подвижного экрана Андерссона.

Сущность измерения расхода объемным методом заключается в определении времени заполнения мерного объема. Точность метода находится в прямой зависимости от точности определения вместимости резервуара, который должен периодически проверяться (тарироваться). Наиболее надежным способом тарировки является взвешивание воды, заполняющей резервуар. При этом важно учитывать воду, остающуюся на стенках калибруемого резервуара при опорожнении, и поглощаемую покрытиями, а также учитывать протечки, испарение и т. д. Возможная погрешность метода находится в пределах  $\pm 0,3\%$ .

В случае измерения расхода весовым методом вода, проходящая через модельную установку, непосредственно взвешивается на стационарном весовом устройстве. Объем прошедшей воды в единицу времени при этом будет равен

$$Q = \frac{1}{\gamma} \frac{W_1 - W_2}{T}$$

где  $W_1$  и  $W_2$  — начальный и конечный вес воды;  $T$  — время заполнения мерного резервуара;  $\gamma$  — удельный вес воды.

В полученные значения расхода следует вводить поправки, учитывающие влияние температуры, которая должна систематически контролироваться. Возможная погрешность метода  $\pm 0,3\%$ .

Измерение расхода методом подвижного экрана Андерссона заключается в определении объема воды, проходящей через специальный канал за определенный промежуток времени, с помощью экрана, который перемещается по каналу со скоростью потока. Расход определяется по формуле

$$Q = LA/t,$$

где  $L$  — расстояние по оси канала между точками отсчета времени;  $A$  — площадь сечения канала;  $t$  — время пробега экрана.

Возможная погрешность метода находится в пределах  $\pm 0,3\%$ .

Для определения расхода косвенными методами в испытательных установках, имеющих свободные поверхности, рекомендуется применять водосливы. При этом обязательным условием является наличие

устройств для тарировки водослива, обеспечивающих соответствующую точность тарировки. В установках, не имеющих свободных поверхностей, рекомендуется применять дифференциальные расходомеры, такие как водомеры Вентури, диафрагмы, сопла. Измерение расхода такими средствами регламентируется Международным стандартом ISO/TC 30. При невозможности выполнить стандартные условия измерения расходомеры должны быть протарированы на месте при испытаниях. На расходомерах целесообразно установить несколько независимых друг от друга пар пьезометрических отводов. Погрешность перечисленных методов  $\pm 0,5\%$ .

В последнее время при модельных испытаниях используются и другие методы измерения расходов — ультразвуковой, магнитный и др.

**Методы измерения напора.** Измерение напора на модельной гидротурбине должно производиться только при стационарном режиме. При каждом значении нагрузки следует произвести не менее пяти замеров через равные промежутки времени.

Измерение уровня свободной поверхности. В сечении, выбранном для измерений, поток должен быть стабильным, без асимметрии или других возмущений. Выбранное сечение должно обеспечивать определение площади поперечного сечения. Замер уровня свободной поверхности производится двумя приборами, установленными в выбранном сечении, и определяется среднее значение.

При измерении уровня нижнего бьефа предпочтительным является измерение уровня свободной поверхности сразу за выходным сечением отсасывающей трубы. Если свободная поверхность недоступна для измерений или недостаточно спокойна, то следует применять успокоительные камеры по обеим сторонам измерительного сечения. Для измерения уровня свободной поверхности применяют прямой и обратный щупы, поплавковый указатель уровня  $s d = 150$  мм и жидкостный манометр.

**Измерение статического давления.** При выборе измерительных сечений для измерения статического давления следует руководствоваться следующими принципами: поток должен быть равномерным, без завихрений и вращений, измерительные сечения должны быть доступны для измерений.

В каждом измерительном створе устанавливается не менее четырех пьезометрических отводов. Их расположение должно соответствовать форме измерительного сечения. При круглой форме отводы располагают на равных расстояниях друг от друга, при прямоугольной форме — в середине каждой из сторон сечения. Сами отводы целесообразно соединить с манометром через коллектор. При измерении давления до 5 МПа целесообразны ртутные манометры

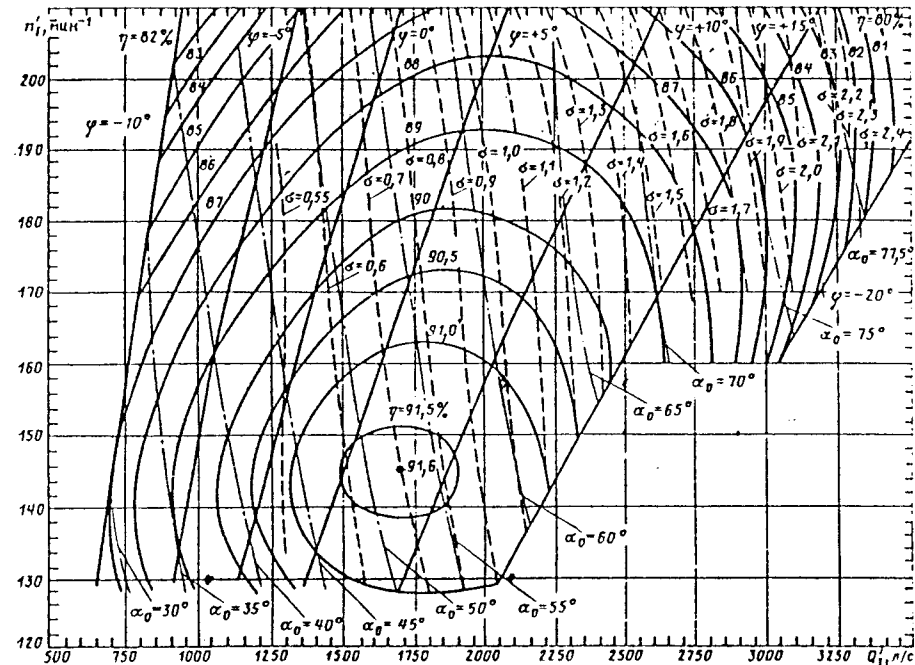


Рис. 7.1. Универсальная характеристика гидротурбины П115/826-ГК-46:

$\bar{B} = 1,93$ ;  $\bar{D}_K = 1,2$ ;  $\alpha = 60^\circ$ ;  $b_0 = 0,4$ ;  $z_0 = 16$ ;  $L_0 = 0,841$ ;  $d_{AT} = 0,35$ ;  $z_1 = 4$ ;  $\bar{D}_{горл} = 0,973$ ;  $L_{TP} = 4,533$ ;  $\bar{B}_1 = 1,93$  (см. рис. 6.5). Испытания проведены при напоре гидротурбины 2,5—3 м и температуре 6 °С

с одной или двумя шкалами, диаметр трубок для воды должен быть не менее 12 мм и для ртути — не менее 8 мм. Манометры для измерения могут быть как U-образные, так и чашечные.

При измерении давления свыше 5 МПа целесообразно использовать грузовые или поршневые манометры с простым или дифференциальным поршнем. Погрешность измерений  $\pm 0,1\%$ . В ряде случаев целесообразны весовые или пружинные манометры, при этом погрешность может составить до  $\pm 0,5\%$ .

При колебаниях давления следует применять соответствующие демпфирующие устройства, но необходимо, чтобы они оказывали потоку одинаковое сопротивление в обоих направлениях. Перед испытаниями все манометры должны быть проверены в диапазоне шкал приборами более высокой точности.

**Методы измерения мощности.** Мощность на валу модельной турбины может непосредственно измеряться с помощью механического, гидравлического, электрического или электромагнитного тормоза.

Допускается косвенное определение мощности с помощью торсионного динамометра. При измерениях крутящего мо-

мента необходимо осуществлять тарировку тормоза калиброванными грузами. Ошибка системы, измеряющей усилие, не должна превышать  $\pm 0,1\%$ .

При испытаниях одновременно с измерением крутящего момента необходимо измерять частоту вращения. При этом средняя частота вращения в период измерения должна изменяться в пределах  $\pm 0,25\%$ . Само измерение средней частоты вращения должно вестись с точностью до  $\pm 0,1\%$ . Это может быть достигнуто при измерениях: механическим счетчиком с автоматически останавливающимися часами; электрическим частотомером, соединенным с генератором, получающим вращение от вала модельной турбины; электрическим тахометром; генератором электрических импульсов в сочетании с электронным счетчиком импульсов.

Крутящий момент определяется как среднее значение из пяти замеров. При испытаниях обязательно исключение механических потерь в модели и тормозе.

## 7.2. ТИПОВЫЕ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТУРБИНЫ

Для конкретного варианта проточной части выбор основных параметров гидротурбины производится с помощью универсальной

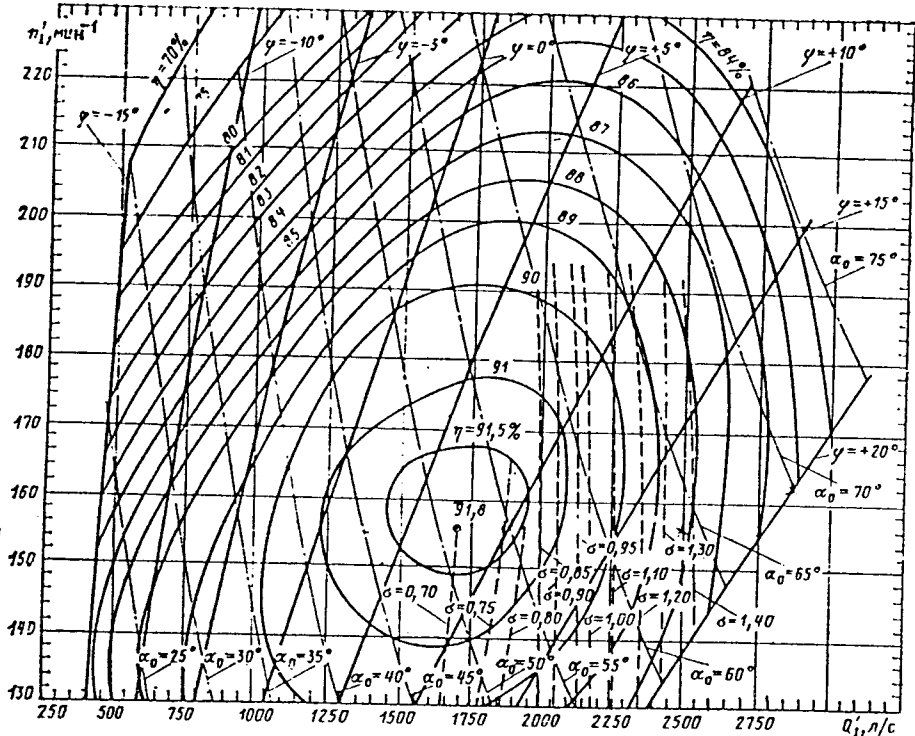


Рис. 7.2. Универсальная характеристика гидротурбины ПЛ25/3166-ГК-46:  
 $\bar{B}=2.0$ ;  $\bar{D}_k=1.2$ ;  $\alpha=65^\circ$ ;  $b_0=0.4$ ;  $z_0=24$ ;  $L_0=0.7$ ;  $d_{HT}=0.39$ ;  $z_1=4$ ;  $\bar{D}_{горл}=0.982$ ;  $L_{TP}=4.4$ ;  $\bar{B}_1=2.0$   
 (см. рис. 6.5). Испытания проведены при напоре гидротурбины 3,6 м и температуре 18 °С

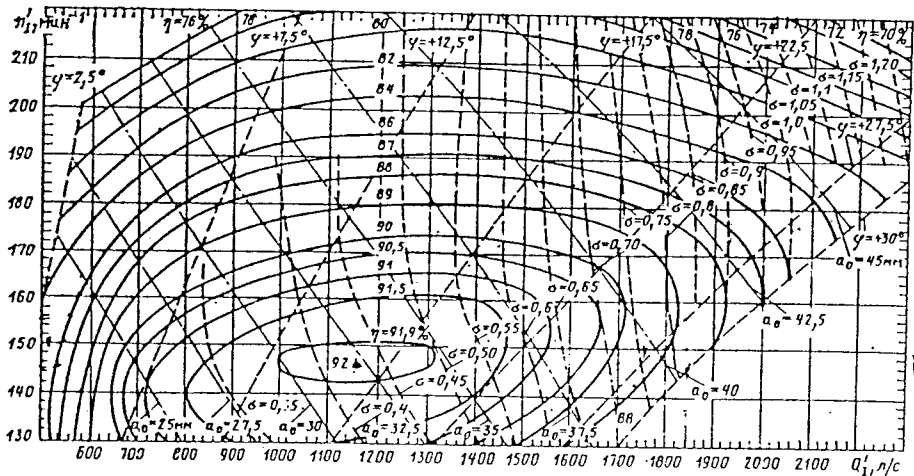


Рис. 7.3. Универсальная характеристика гидротурбины ПЛ20/811-ВБ-50:  
 $\bar{B}=2.65$ ;  $\varphi_0=210^\circ$ ;  $\bar{D}_0=1.2$ ;  $b_0=0.43$ ;  $z_0=28$ ;  $k_0=0.26$ ;  $d_{HT}=0.4$ ;  $z_1=4$ ;  $\bar{D}_{горл}=0.96$ ;  $k=2.43$ ;  
 $L_{TP}=4.05$ ;  $\bar{B}_1=2.65$  (см. рис. 2.3, 3.8, 6.2). Испытания проведены при напоре гидротурбины 6–10 м и тем-  
 пературе 20 °С

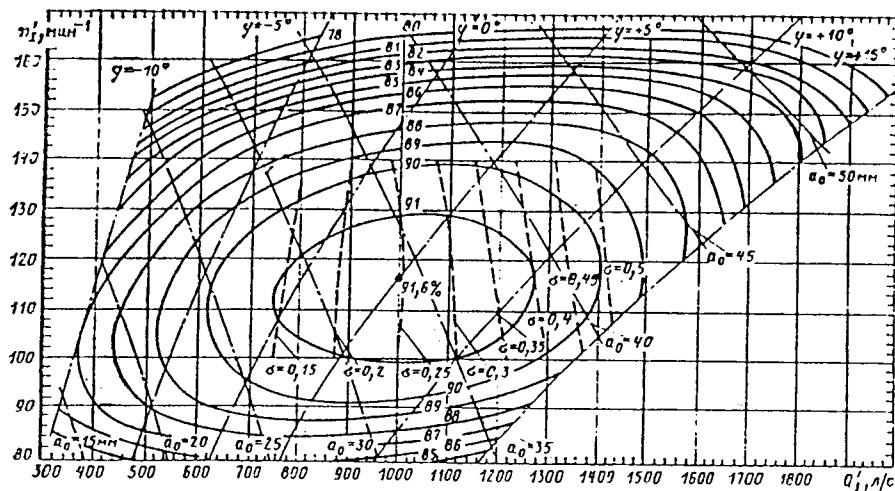


Рис. 7.4. Универсальная характеристика гидротурбины ПЛ50/1075-ВБ-46:  
 $\bar{B}=2.928$ ;  $\varphi_0=225^\circ$ ;  $\bar{D}_0=1.25$ ;  $b_0=0.35$ ;  $z_0=24$ ;  $k_0=0.224$ ;  $d_{HT}=0.48$ ;  $z_1=7$ ;  $\bar{D}_{горл}=0.973$ ;  $k=2.267$ ;  
 $L_{TP}=4.828$ ;  $\bar{B}_1=2.917$  (см. рис. 6.2, 2.3, 3.8). Испытания проведены при напоре гидротурбины 12 м и тем-  
 пературе 21 °С

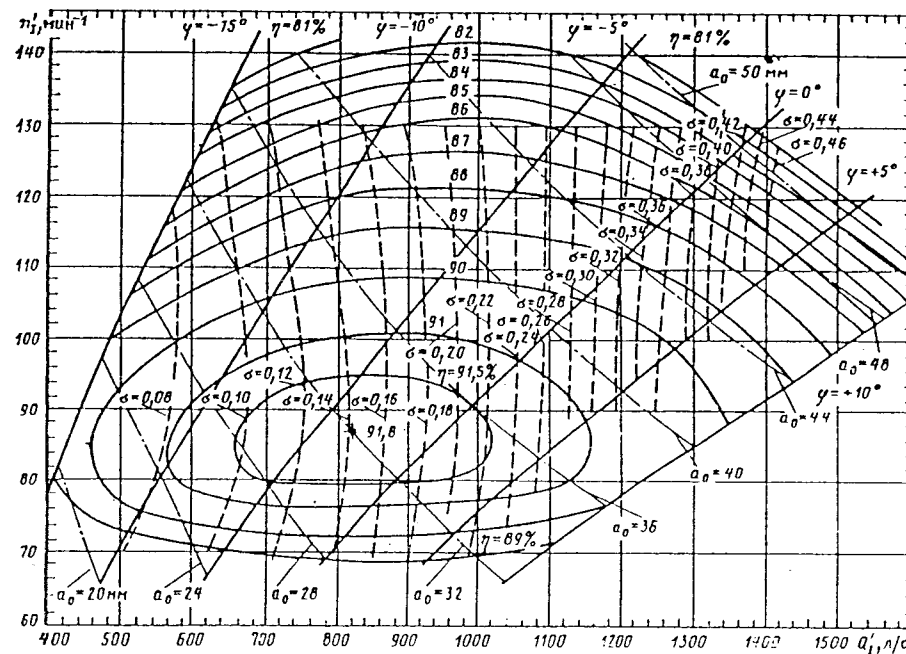


Рис. 7.5. Универсальная характеристика гидротурбины ПЛД90/2556-ВМ-46:  
 $\bar{B}=3.683$ ;  $\varphi_0=345^\circ$ ;  $\bar{D}_0=1.283$ ;  $b_0=0.25$ ;  $z_0=24$ ;  $d_{HT}=0.6$ ;  $z_1=9$ ;  $\bar{D}_{горл}=0.996$ ;  $k=2.34$ ;  $L_{TP}=4.548$ ;  
 $\bar{B}_1=2.5$  (см. рис. 2.4, 3.7, 6.6). Испытания проведены при напоре гидротурбины 4 м и температуре 14–18 °С

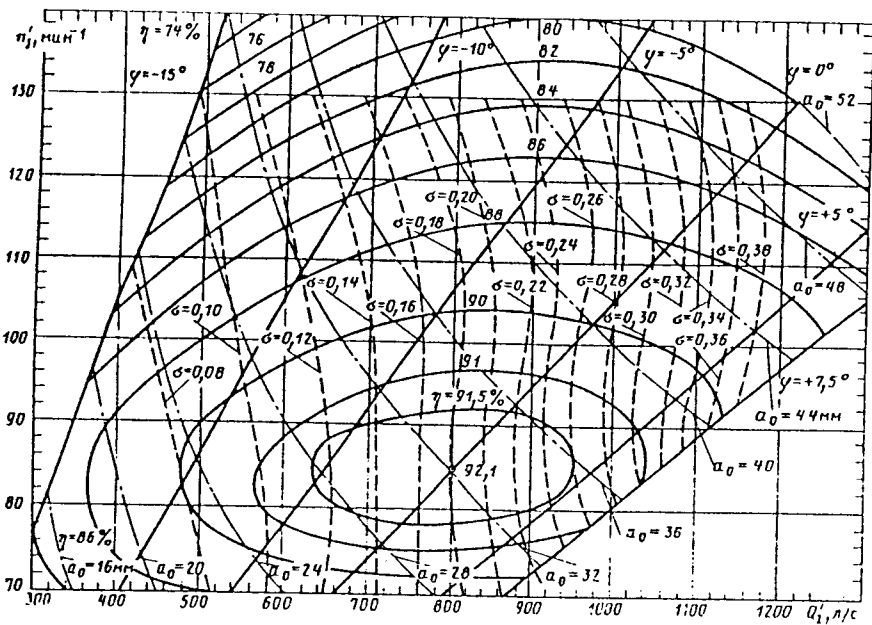


Рис. 7.6. Универсальная характеристика гидротурбины ПЛД140/2556r-BM-46:  
 $\bar{B}=3,683$ ;  $\varphi_0=345^\circ$ ;  $\bar{D}_0=1,35$ ;  $b_0=0,25$ ;  $z_0=24$ ;  $d_{гр}=0,676$ ;  $z_1=10$ ;  $\bar{D}_{горл}=0,996$ ;  $h=4,1$ ;  $\bar{L}_{тр}=8,38$ ;  
 $\bar{B}_1=1,615$  (см. рис. 2.4, 3.7, 6.6). Испытания проведены при напоре гидротурбины 4 м и температуре 5–7 °C

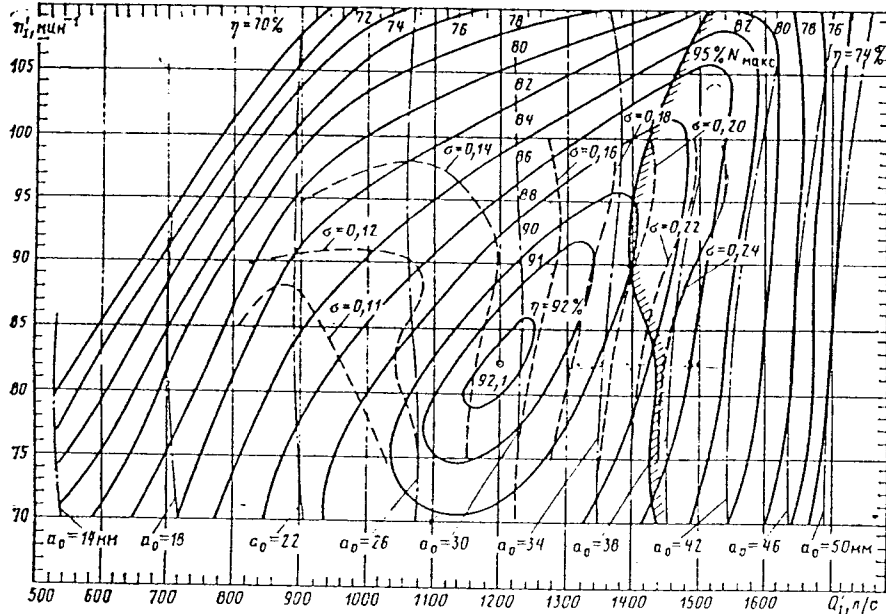


Рис. 7.7. Универсальная характеристика гидротурбины PO45/820-BM-46:  
 $\bar{B}=4,028$ ;  $\varphi_0=345^\circ$ ;  $\bar{D}_0=1,2$ ;  $b_0=0,35$ ;  $z_0=24$ ;  $\bar{D}_2=1,13$ ;  $z_1=14$ ;  $\bar{D}_3=2,572$ ;  $\bar{L}_{тр}=5,0$ ;  $\bar{B}_1=2,848$  (см. рис. 2.4, 3.7, 6.3). Испытания проведены при напоре гидротурбины 4 м и температуре 8 °C

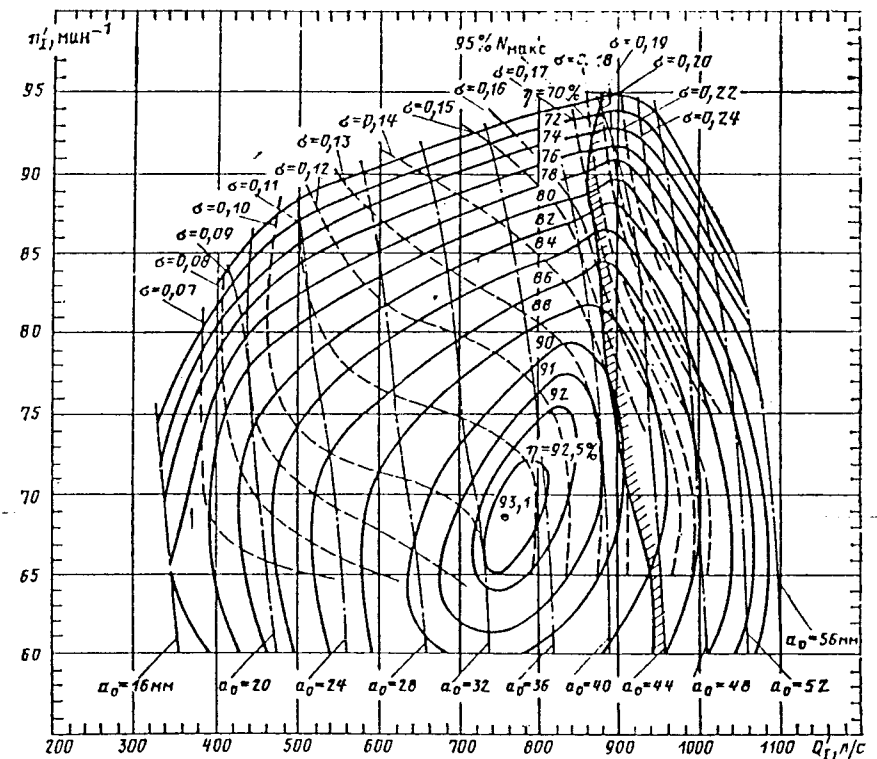


Рис. 7.8. Универсальная характеристика гидротурбины PO140/8466-BM-51,5:  
 $\bar{B}=3,526$ ;  $\varphi_0=351^\circ$ ;  $\bar{D}_0=1,213$ ;  $b_0=0,251$ ;  $z_0=20$ ;  $\bar{D}_2=0,964$ ;  $z_1=16$ ;  $h=2,573$ ;  $\bar{L}_{тр}=4,367$ ;  $\bar{B}_1=2,998$  (см. рис. 2.4, 3.7, 6.3). Испытания проведены при напоре гидротурбины 4 м и температуре 7 °C

ных характеристик, отражающих гидравлические качества гидротурбин.

На универсальных характеристиках гидротурбин, включенных в номенклатуру, в зависимости от режима работы гидротурбины указываются значения:

коэффициента полезного действия модели гидротурбины  $\eta$ , %;

критического коэффициента кавитации модели гидротурбины  $\sigma$  (для реактивных гидротурбин);

открытий лопаток направляющего аппарата

Таблица 7.1. Условия экспериментального определения КПД модельных гидротурбин

Гидротурбины	Параметры испытаний					
	возможные			стандартные		
	$D_{1м}$ , м	$H_m$ , м	$\theta$ , °C	$D_{1м}$ , м	$H_m$ , м	$\theta$ , °C
Горизонтальные капсульные	$\geq 0,46$	$\geq 2$	0–35	0,46	4	20
Поворотные-лопастные осевые и диагональные	$\geq 0,46$	$\geq 2,5$	0–35	0,46	4	20
Радиально-осевые при:						
$H_m < 230$ м	$\geq 0,46$	$\geq 2,5$	0–35	0,46	4	20
$H_m \geq 230$ м	$\geq 0,6$	$\geq 2,5$	0–35	0,6	4	20
Ковшовые	$\geq 0,335$	$\geq 20$	0–35	0,335	40	20

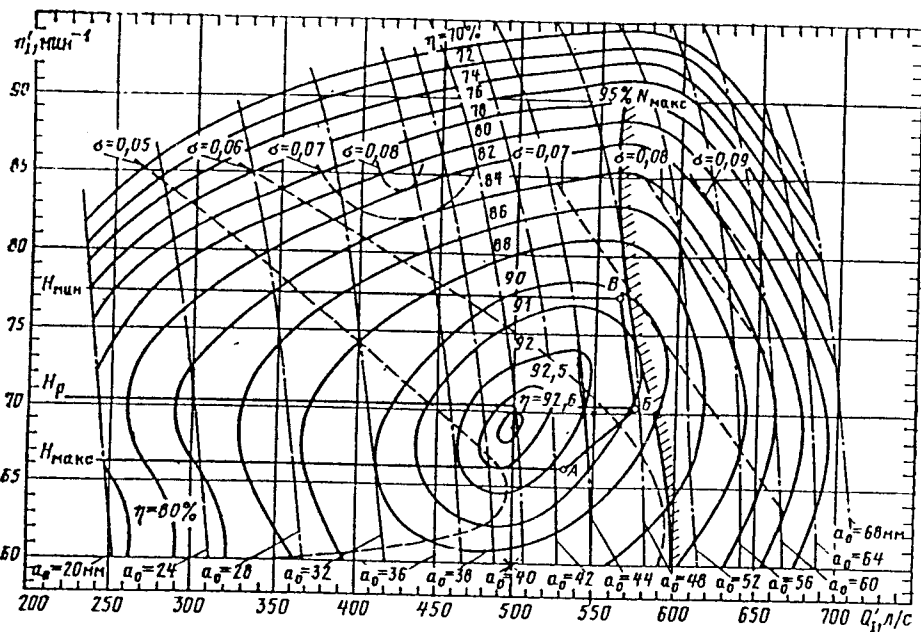


Рис. 7.9. Универсальная характеристика гидротурбины РО230/833-ВМ-63:  
 $\bar{B}=3.072$ ;  $\varphi_0=342^\circ$ ;  $\bar{D}_0=1.159$ ;  $b_0=0.171$ ;  $z_0=20$ ;  $\bar{D}_1=0.924$ ;  $z_1=16$ ;  $k=2.554$ ;  $T_{гр}=4.278$ ;  $\bar{B}_1=2.71$   
 (см. рис. 2.4, 3.7, 6.3). Испытания проведены при напоре гидротурбины 4 м и температуре  $7^\circ\text{C}$

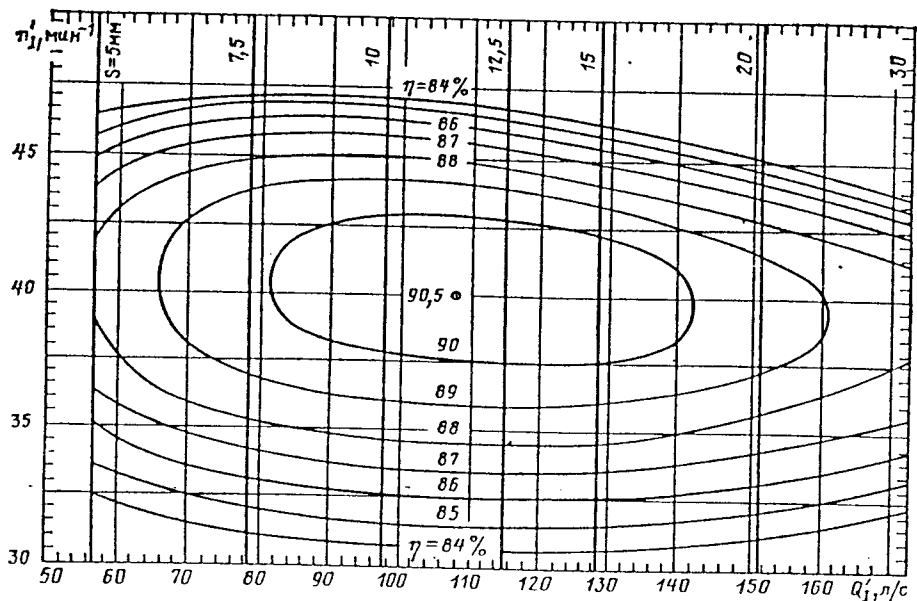


Рис. 7.10. Универсальная характеристика гидротурбины К600/461-В6-33.5:  
 $\bar{B}=5.37$ ;  $\bar{D}_{вх}=0.70$ ;  $\bar{D}=2.70$ ;  $\bar{d}_c=0.105$ ;  $F_{нб}=1.3$  (см. рис. 6.7). Испытания проведены при напоре гидро-  
 турбины 40 м и температуре  $20^\circ\text{C}$

рата  $\alpha_0$ , мм,  $\alpha_0$ , град (для реактивных гидротурбин);  
 открытый сопла (для активных гидротурбин)  $S$ , мм;  
 угла установки лопастей рабочего колеса  $\varphi$ , град (для поворотно-лопастных гидротурбин).

Режим работы гидротурбины определяется приведенной частотой вращения  $n_1$  и приведенным расходом  $Q_1'$ , определяемым по формулам (1.11) и (1.12).

В качестве примеров на рис. 7.1—7.10 приведены универсальные характеристики гидротурбин различных систем и типов. Описание испытательного оборудования дано в гл. 4.

Испытания моделей гидротурбин в энергетических и кавитационных установках должны быть выполнены в соответствии с Международным кодом модельных приемно-сдаточных испытаний гидравлических турбин (см. § 7.1).

Сравнение универсальных характеристик номеклатурных гидротурбин по КПД должно производиться при стандартных условиях, указанных в табл. 7.1.

### 7.3. МЕТОДЫ ПЕРЕСЧЕТА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Экспериментальные данные, указанные на универсальных характеристиках, могут пересчитываться на натурные условия или на стандартные условия испытаний моделей (см. табл. 7.1) по формулам, учитывающим влияние масштабного эффекта.

Для пересчета КПД в заданной режимной точке универсальной характеристики реактивных и активных гидротурбин номеклатурой рекомендуется формула:

$$\frac{1 - \eta_n}{1 - \eta_m} = (1 - \chi) + \chi \sqrt{\frac{Re_m}{Re_n}} \quad (7.4)$$

где  $\eta_m$  и  $\eta_n$  — КПД модельной и натурной гидротурбин;  $\chi$  — доля пересчитываемых потерь;

для всех поворотно-лопастных гидротурбин в зоне гарантируемых режимов работы гидротурбины при  $Q_1' \geq 0.4Q_1'_{\text{опт}}$  рекомендуется  $\chi = 0.75$ ;

для радиально-осевых гидротурбин в зоне гарантируемых режимов работы гидротурбины при  $Q_1' \geq 0.7Q_1'_{\text{опт}}$  рекомендуется

$$\chi = 0.25 + 0.5 \frac{Q_1'}{Q_1'_{\text{опт}}} \quad \text{при } Q_1' < Q_1'_{\text{опт}};$$

$$\chi = 0.75 \quad \text{при } Q_1' \geq Q_1'_{\text{опт}};$$

для ковшовых гидротурбин рекомендуется

$$\chi = 0.67 - 0.44 \frac{Q_1'}{Q_1'_{\text{опт}}};$$

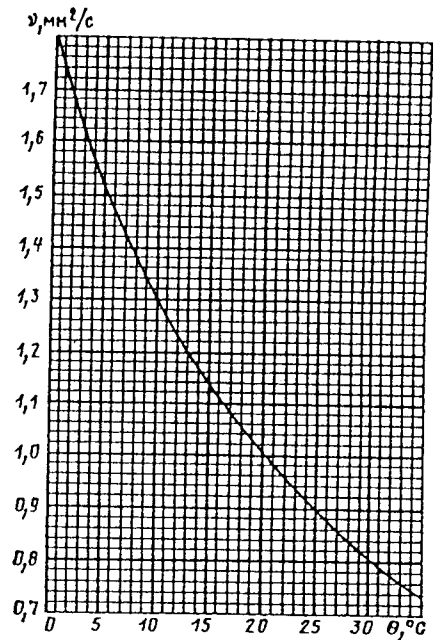


Рис. 7.11. Зависимость коэффициента кинематической вязкости воды  $\nu$  от температуры

$Re_m$  и  $Re_n$  — числа Рейнольдса модельной и натурной гидротурбин:

$$\frac{Re_m}{Re_n} = \frac{\nu_n D_{1м} \sqrt{H_m}}{\nu_m D_{1н} \sqrt{H_n}}$$

Здесь  $\nu_m$  и  $\nu_n$  — коэффициенты кинематической вязкости воды при испытаниях модельной и натурной гидротурбин.

Зависимость коэффициента кинематической вязкости воды от ее температуры указана на рис. 7.11.

В результате испытания отечественных реактивных гидротурбин установлено, что при пересчете КПД по формуле (7.4) целесообразно поправку определять для оптимальных режимов работы и принимать ее постоянной для каждого фиксированного положения лопастей рабочего колеса. По договоренности с заказчиком могут применяться и другие способы пересчета КПД реактивных и активных гидротурбин.

При пересчетах с универсальных характеристик на натурные условия приведенной частоты вращения реактивной гидротурбины соответствие между модельной и натурной гидротурбиной учитывается поправкой

$$\Delta n_1' = n_1' - n_1'_{\text{м}} = n_1'_{\text{м. опт}} \left( \sqrt{\frac{\eta_{н. макс}}{\eta_{м. макс}}} - 1 \right), \quad (7.5)$$

где  $n'_{1м. опт}$  — оптимальная приведенная частота вращения модели, об/мин;  $\eta_{м. макс.}$  — максимальный коэффициент полезного действия модельной и натурной гидротурбин.

Приведенная частота вращения гидротурбины  $n'_{1н}$  определяется по формуле (1.11) и соответствующее значение  $n'_{1м} = n'_{1н} - \Delta n'_1$ . Вычисленная по формуле (7.5) поправка условно принимается постоянной для всех режимов работы гидротурбины. Для ковшовых гидротурбин при пересчетах на натурные условия принимается  $n'_{1н} = n'_{1м}$ .

При пересчете на натурные условия для гидротурбин всех систем принимается также, что  $Q'_{1н} = Q'_{1м}$ .

Мощность натурной гидротурбины, кВт, вычисляется по формуле

$$N = 9,81 D_1^2 H \sqrt{H} Q'_1 \eta_n \quad (7.6)$$

где  $H$  и  $D_1$  — в м;  $Q'_1$  — в м<sup>3</sup>/с.

По указанным на универсальных характеристиках коэффициентом кавитации могут быть подсчитаны высоты отсасывания (минимального подтопления рабочего колеса), при которых гарантируются энергетические свойства гидротурбины в рассматриваемых режимных точках. При этом в формулы пересчета вводятся поправки, учитывающие разницу в отметках кавитационно-опасных точек и принятых точек привязки гидротурбины к уровню нижнего бьефа (см. рис. 4.3).

Высота отсасывания  $H_s$ , м, горизонтальной капсульной гидротурбины отсчитывается от отметки оси гидротурбины до уровня нижнего бьефа и определяется по формуле

$$H_s = B - \frac{V}{900} - H_d - \frac{D_1}{2} - \sigma H - 1,5. \quad (7.7)$$

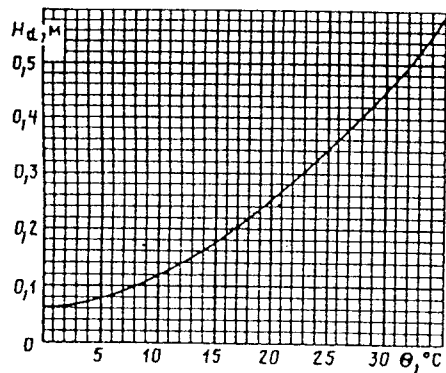


Рис. 7.12. Зависимость высоты водяного столба  $H_d$ , соответствующего давлению парообразования, от температуры

Высота отсасывания вертикальных поворотно-лопастных осевых гидротурбин отсчитывается от отметки осей поворота лопастей рабочего колеса до уровня нижнего бьефа и определяется по формуле

$$H_s = B - \frac{V}{900} - H_d - \sigma H - 1,5. \quad (7.8)$$

Высота отсасывания радиально-осевых и диагональных гидротурбин отсчитывается от отметки средней линии направляющего аппарата до уровня нижнего бьефа и определяется по формуле

$$H_s = B - \frac{V}{900} - H_d + \frac{b_0}{2} - \sigma H - 1,5. \quad (7.9)$$

В формулах (7.7)–(7.9)  $B$  — высота водяного столба, соответствующая барометрическому давлению над уровнем моря, м;  $V$  — отметка расположения гидротурбины над уровнем моря, м;  $H_d$  — высота водяного столба, соответствующая давлению парообразования, м (определяется по зависимости, приведенной на рис. 7.12); 1,5 м — запас на высоту отсасывания (см. § 4.3).

При указанных высотах отсасывания не ухудшаются энергетические характеристики турбин, но имеет место унос металла вследствие кавитационной эрозии.

Для уменьшения кавитационных разрушений заглупление гидротурбины, рассчитанное по формулам (7.7)–(7.9), может быть увеличено. Значение дополнительного заглупления гидротурбины согласовывается проектной организацией и заводом-изготовителем с учетом конкретных условий (тип проточной части, режимы работы и применяемые материалы). Принятые запасы оцениваются обычно коэффициентом  $K_\sigma$  (см. § 4.5).

В табл. 7.2 указаны значения  $K_\sigma$  для гидротурбин ряда ГЭС в СССР и за рубежом. Рабочие колеса этих гидротурбин изготовлены из нержавеющей стали (кроме рабочих колес ГЭС Сайт 1, лопасти которых изготовлены из углеродистой стали, облицованной слоем нержавеющей стали). Указанные значения  $K_\sigma$  приблизительно соответствуют режимам эксплуатации при  $H_p$  и номинальной мощности гидротурбины.

При известных параметрах гидротурбины (выбор основных параметров см. § 19.3) на универсальной характеристике наносят зоны работы гидротурбины. Для этого на универсальной характеристике проводятся линии  $n'_{1м} = \text{const}$ , соответствующие  $H_p$ ,  $H_{ср. вэ}$ ,  $H_{макс}$ ,  $H_{мин}$ . На этих линиях отмечаются точки А, Б, В со значениями  $Q'_{1макс}$ . Эти точки соединяют последовательно друг с другом.

Построенная ломаная линия соответствует линии ограничения мощности, зона,

Таблица 7.2. Принятые значения  $K_\sigma$  для гидротурбин

ГЭС, страна	Система гидротурбины	Максимальный напор $H_{макс}$ , м	$K_\sigma$
Джердап — Железные Ворота, СФРЮ — СРР	ПЛ	35,5	1,97—1,3
Мактаввак, Канада	ПЛ	36,3	1,51—1,15
Сайт 1, Канада	РО	42,7	3,03—2,13
Капивара, Бразилия	РО	50	2,02—1,44
Курейская, СССР	РО	65,5	1,66—1,18
Асуанская, АРЕ	РО	74	2,06—1,63
Майка, Канада	РО	182,9	2,08—1,39
Саяно-Шушенская, СССР	РО	220	2,03—1,49

расположенная слева от этой линии, соответствует возможным режимам эксплуатации выбранной гидротурбины (см. рис. 7.9).

Значения  $Q'_{1макс}$ , соответствующие максимальной мощности при заданном напоре, определяются из выражения

$$Q'_{1макс} = \frac{N}{9,81 D_1^2 H \sqrt{H} \eta_n},$$

где КПД натурной гидротурбины определяется последовательным приближением (задается приблизительно, после подсчета  $Q'_{1макс}$  определяется  $\eta_n$  по универсальной характеристике, пересчитывается  $Q'_{1макс}$  и т. д.).

После того, как на универсальную характеристику нанесена зона работы гидротурбины с необходимым запасом, определяются пределы изменения регулирующих органов  $\alpha_0$ ,  $\alpha_0$ ,  $S$ ,  $\varphi$ , которые должны быть обеспечены разработчиками конструкции гидротурбины.

#### 7.4. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Эксплуатационная характеристика является основным техническим документом гидротурбины, характеризующим ее энергетические и кавитационные свойства при различных напорах и мощностях. Эксплуатационная характеристика строится в координатной плоскости  $N—H$ , на которую наносятся линии постоянных значений КПД гидротурбины ( $\eta = \text{const}$ ), линии постоянных значений высот отсасывания ( $H_s = \text{const}$ ), линия ограничения максимальной мощности гидротурбины при раз-

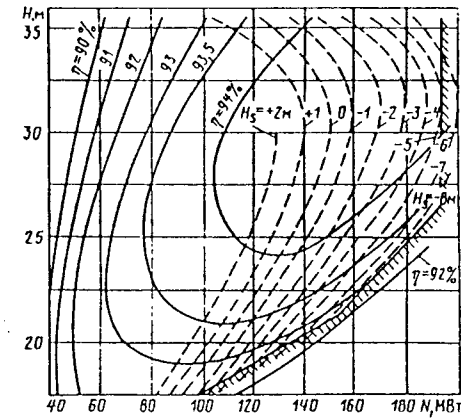


Рис. 7.13. Эксплуатационная характеристика гидротурбины ПЛ/587а-ВБ-950

личных напорах. Эксплуатационная характеристика строится для варианта гидротурбины с определенными значениями диаметра рабочего колеса  $D_1$  и частоты вращения гидротурбины  $n$ .

Для построения линий  $\eta = \text{const}$  для ряда напоров строят рабочие характеристики  $\eta = f(N)$ . Для построения рабочих характеристик универсальную характеристику пересекают линиями  $n'_{1м} = \text{const}$ , соответствующими заданным значениям  $H$ . В точках пересечения этих линий с линиями  $\eta_n = \text{const}$  подсчитывают по принятым формулам пересчета натурные значения КПД  $\eta_n$ , а затем и мощность натурной гидротурбины. Если поправка по КПД принимается для каждой линии угла постоянной, то значения  $\eta_n$ , а затем  $\eta_n$  и  $N$  определяются в точках пересечения линий  $n'_{1м} = \text{const}$  и  $\varphi = \text{const}$ .

Линии  $\eta = \text{const}$  на эксплуатационной характеристике получают, рассекая рабочие характеристики рядом прямых  $\eta = \text{const}$ , и переносят эти точки на координатную сетку  $N—H$ , соединяя их плавными кривыми.

Линии  $H_s = \text{const}$  строят по значениям  $\sigma = f(n'_1, Q'_1)$ , указанным на универсальной характеристике. Порядок их построения аналогичен построению линий  $\eta = \text{const}$ .

При напорах от  $H_p$  до  $H_{макс}$  мощность гидротурбины чаще всего ограничивается мощностью генератора при его работе с  $\cos \varphi = 0,8 \div 0,85$ .

Линия ограничения мощности при  $H < H_p$  для радиально-осевых гидротурбин наносится примерно соответствующей линии 95%  $N_{макс}$  на универсальной характеристике, а для поворотно-лопастных или ковшовых гидротурбин — линии открытия  $\alpha_0$  или  $S$ , проходящей через расчетную точку на

универсальной характеристике, при  $H_p$ . Возможны и другие варианты ограничения мощности гидротурбины.

Эксплуатационная характеристика вертикальной поворотно-лопастной гидротурбины приведена на рис. 7.13.

## Глава 8

### КОНСТРУКЦИИ ГИДРОТУРБИН

#### 8.1. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ, ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫЕ И ДИАГОНАЛЬНЫЕ ГИДРОТУРБИНЫ

На рис. 8.1—8.4 приведены разрезы радиально-осевой (Усть-Илимская и Саяно-Шушенская ГЭС), поворотно-лопастной (ГЭС Собрадньо, Бразилия) и диагональной турбины (Зейская ГЭС).

Характерной особенностью для большинства гидроагрегатов отечественной конструкции является зонтичная компоновка, при которой подпятник гидроагрегата располагается на опоре, установленной на крышке турбины. Эта компоновка позволяет ограничить высоту гидроагрегата. Рабочее колесо гидротурбины связано с ротором генератора единым валом тонкостенной конструкции, управление лопатками направляющего аппарата осуществляется сервомотором, расположенным на крышке турбины. При проектировании учитываются вопросы эстетики гидроагрегата, освещения и использования средств малой механизации.

В настоящее время самыми мощными являются радиально-осевые гидротурбины, быстрое развитие которых началось с создания гидротурбины мощностью 230 МВт для Братской ГЭС.

Созданы также мощные гидроагрегаты с подпятником, расположенным как на верхней, так и на нижней крестовинах генератора. В ряде гидроагрегатов, особенно старой конструкции, а также на высоконапорных, привод сервомотора направляющего аппарата расположен в специальных шахтах.

Во всем многообразии конструкций прослеживается единая тенденция, характеризующая особенности отечественной школы гидротурбостроения. Дальнейшее содержание главы в основном строится на обобщении опыта отечественного гидротурбостроения.

Закладные и фундаментные части. В настоящее время в конструкциях гидротурбин практически все детали закладных и фундаментных частей изготавливаются сварными из проката. На некоторых турбинах только колонны статора выполняются литыми. Эти детали, как правило, механически не обрабатываются. Звенья металлических спиральных камер выполняются круглого сечения, сопряжение их со статором производится без излома. Козырьки поясов статора имеют переменный радиус, соответствующий радиусу данного звена спираль-

ной камеры. При высоких напорах и больших размерах сечений во избежание чрезмерного увеличения толщины листов (свыше 40 мм) спиральные камеры некоторых турбин усилены кольцевой арматурой (рис. 8.5), которая через бетон воспринимает часть нагрузки. Однако существуют и другие решения. Например, для изготовления турбин Красноярской ГЭС использовалась высоколегированная сталь, на турбинах ГЭС Майка в Канаде по требованию заказчика толщина листов из углеродистой стали была принята 70 мм. Листы большой толщины обычно стареются не применять из-за сложности сварки в условиях монтажа. При сварке спиральных камер ГЭС Майка применялся подогрев звеньев гибкими электронагревателями, а сварка велась по специальной технологии.

В последние годы появилась тенденция конструирования пояса статора, не испытывающего моментных нагрузок за счет особого присоединения оболочки спиральной камеры к статору.

Поворотно-лопастные гидротурбины имеют спиральные камеры трапециевидного сечения, выполненные из бетона. Для напоров более 40 м спиральные камеры делаются металлическими круглого сечения. Но в двух случаях — на Асуанской ГЭС (АРЕ) и Табка (Сирия), на которых напоры достигают соответственно 75 и 69 м, спиральные камеры выполнены железобетонными трапециевидного сечения. Во избежание фильтрации воды они полностью облицованы тонкой листовой сталью. Такая конструкция, несмотря на сложность, позволила уменьшить размеры турбинного блока в плане, что для этих ГЭС было крайне необходимо. Кроме того, это дало возможность расположить между гидроагрегатами дополнительный водосброс.

Камеры рабочих колес поворотно-лопастных осевых турбин изготавливаются в последние годы из биметаллического листа без механической обработки. Тонкий (3—4 мм) нержавеющей слой надежно защищает основной лист из углеродистой стали от кавитационной эрозии.

Сферическая поверхность камеры обеспечивается гнутьем в штампе. Как показывает опыт, такие конструкции камер при сварке в условиях монтажа позволяют достигнуть минимального зазора камера-лопасть. На таких камерах удалось снизить номинальный зазор до  $0,0005D_1$ , против  $0,001D_1$ , допустимого на механически обрабатываемых камерах. Применение биметал-

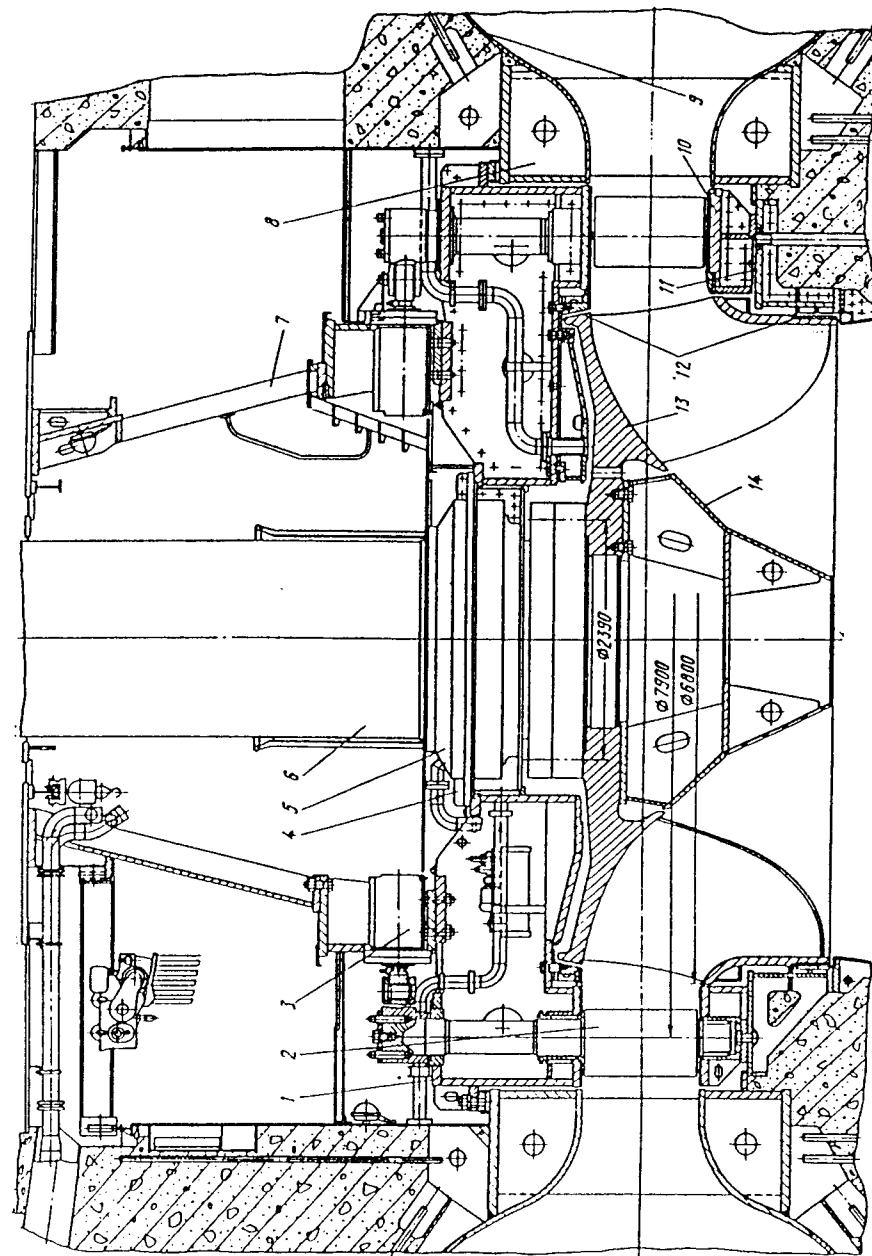


Рис. 8.1. Разрез турбины Саяно-Шушенской ГЭС.

1 — крышка турбины; 2 — лопатка направляющего аппарата; 3 — сервомотор направляющего аппарата; 4 — корпус подшипника; 5 — уплотнение вала подшипника; 6 — вал турбины; 7 — опора подпятника; 8 — опора подпятника; 9 — статор; 10 — спиральная камера; 11 — опорное кольцо; 12 — лабиринтное кольцо; 13 — рабочее колесо; 14 — корпус рабочего колеса



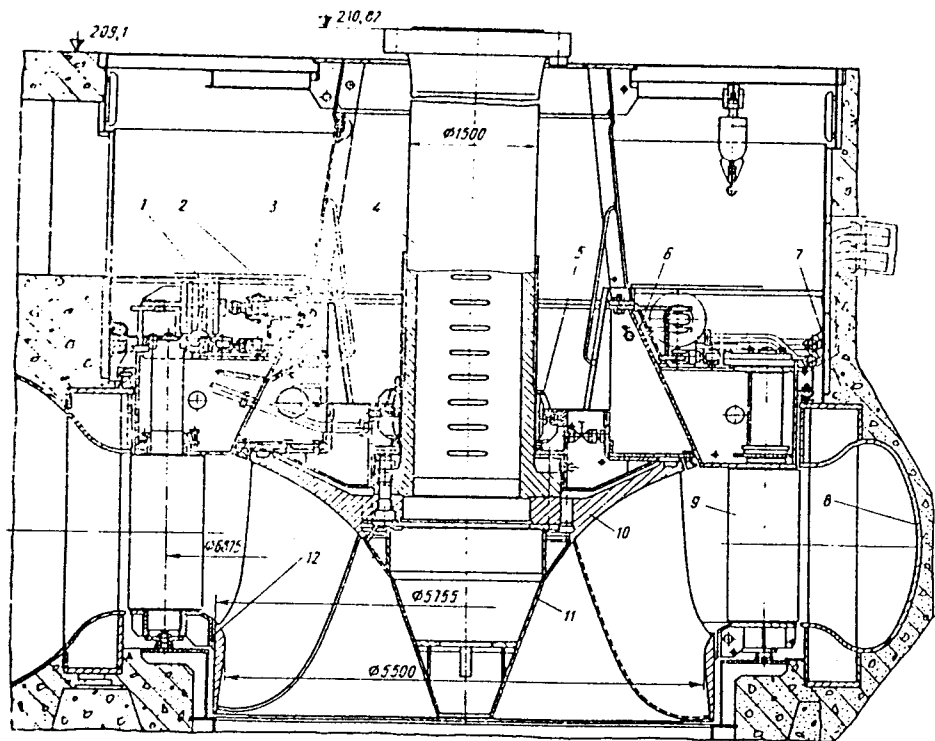


Рис. 8.2. Разрез турбины Усть-Илимской ГЭС:

1 — сервомотор направляющего аппарата; 2 — регулирующее кольцо; 3 — опора подпятника; 4 — вал турбины; 5 — направляющий подшипник; 6 — крышка турбины; 7 — статор; 8 — спиральная камера; 9 — лопатка направляющего аппарата; 10 — рабочее колесо; 11 — конус рабочего колеса; 12 — лабиринтные уплотнения

лического листа исключило необходимость защитной облицовки или наплавки поверхностей, подверженных воздействию кавитации. Высокая точность биметаллических камер достигается путем раскрепления их в штрабном бетоне талрепами и распорами. В ранее изготовлявшихся конструкциях применялись съемные сегменты, сдвигаемые в незабетонированную нишу, что позволяло снять лопасть рабочего колеса. Однако опыт показал, что на крупных турбинах такие незабетонированные сегменты камер ненадежны в эксплуатации и от них пришлось отказаться. В камере может быть предусмотрен небольшого размера люк, который открывается в проход, оставленный в бетоне. Такой люк позволяет при необходимости произвести подварку периферийных кромок лопастей в случае повреждения их шелевой кавитацией.

Сферическая часть камеры рабочего колеса диагональных турбин изготавливается из нержавеющей стали и проходит механическую обработку. Этот участок камеры соприкасается с фундаментным кольцом, выпол-

няется достаточно жестким, что дает возможность обеспечить высокую точность обработки. Для диагональных турбин это особенно важно, так как незначительное увеличение зазора лопасть-камера приводит к заметному снижению КПД. В этих турбинах зазор между камерой и лопастями зависит также от просадки ротора на опоре, поэтому величина просадки при работе агрегата контролируется специальным прибором. При монтаже диагональных турбин устанавливается зазор лопасть-камера  $0,001D$ .

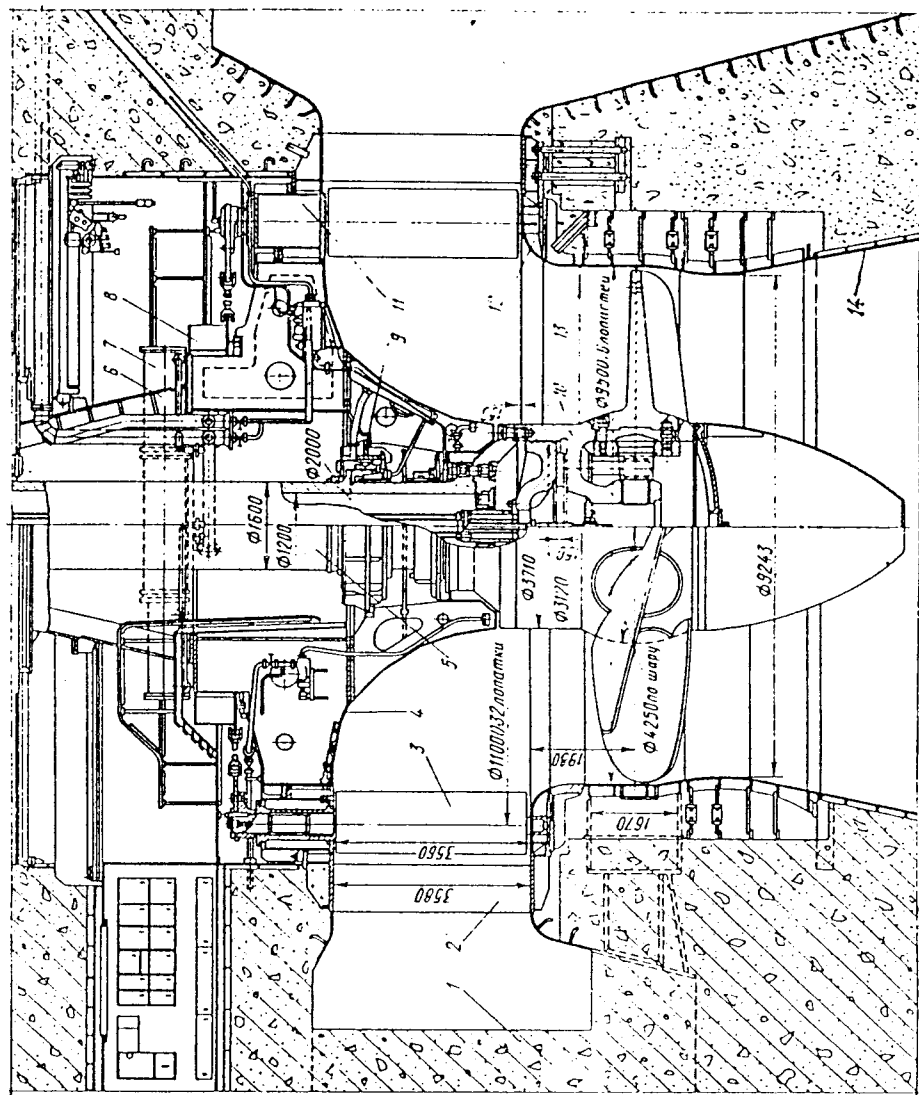
Конструкции элементов направляющих аппаратов. В настоящее время существуют разнообразные конструкции направляющих аппаратов. Это объясняется, с одной стороны, различными параметрами гидротурбин, а с другой — поисками наилучших решений, которые не всегда очевидны.

Однако в настоящее время конструкции большинства элементов направляющего аппарата унифицированы.

Широко применяются металлические втулки цапф лопаток, внутренняя поверхность которых покрыта стекловолокном,

Рис. 8.3. Разрез турбины ГЭС Соборадишью:

1 — спиральная камера; 2 — статор; 3 — лопатка направляющего аппарата; 4 — крышка турбины; 5 — вал турбины; 6 — опора подпятника; 7 — сервомотор направляющего аппарата; 8 — регулирующее кольцо; 9 — направляющий подшипник; 10 — рабочее колесо; 11 — верхнее кольцо направляющего аппарата; 12 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 13 — камера лопатки; 14 — обшивочная труба



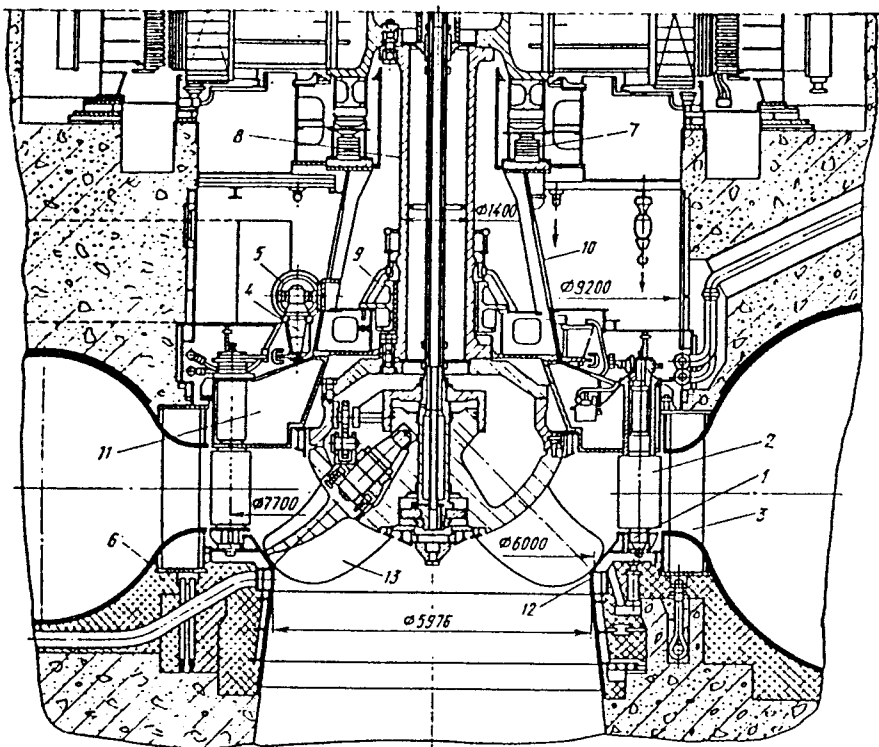


Рис. 8.4. Разрез турбины Зейской ГЭС:

1 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 2 — лопатка направляющего аппарата; 3 — статор; 4 — палец регулирующего кольца; 5 — сервомотор направляющего аппарата; 6 — спиральная камера; 7 — подпятник гидроагрегата; 8 — вал турбины; 9 — направляющий подшипник; 10 — опора подпятника; 11 — крышка турбины; 12 — камера рабочего колеса; 13 — рабочее колесо

пропитанным эпоксидной смолой с наполнителем — фторопластом. Цапфы лопаток из углеродистой стали облицованы листовой нержавеющей сталью. Такая пара трения обладает высокими антифрикционными свойствами (коэффициент трения  $f = 0,15$ ), практически не изнашивается, не вступает в реакцию и не требует смазки ни водой, ни маслом. Такие же втулки применяются и в механизме привода лопаток. Все это позволило отказаться от смазки всех элементов трения в системе направляющего аппарата.

В отдельных случаях в направляющих аппаратах по требованию заказчика могут применяться бронзовые втулки. В этом случае для смазки пар трения используется густая смазка, которая подается через централизованную систему при помощи специального насоса. При этом нижняя цапфа лопатки смазывается через центральное отверстие, просверленное по оси лопатки.

Отработана конструкция предохранительного приспособления, которая включает рычаг, насаженный на цапфу лопатки с за-

крепленной на ней цилиндрической разрезной шпонкой, позволяющей производить натяг в соединении. Сверху на рычаг надета накладная, связанная с ним срезным пальцем. При попадании между лопатками постороннего предмета палец срезается, при этом лопатка остается без управления, зато все остальные лопатки продолжают нормально функционировать. Накладки с помощью регулируемых по длине серег соединяют все лопатки с регулирующим кольцом, которое поворачивается в пущное положение сервомоторами, установленными, как правило, на крышке турбины.

Конструкции силового привода направляющего аппарата окончательно не отработаны. В последнее время в основном применяется компоновка из двух — четырех обычных прямоосных сервомоторов, закрепленных на крышке турбины. Сервомоторы располагаются над или под механизмом поворота лопаток в зависимости от размеров турбины и самих сервомоторов. Например, на турбинах Нижнекамской и Чебоксарской ГЭС при относительно небольшой мощно-

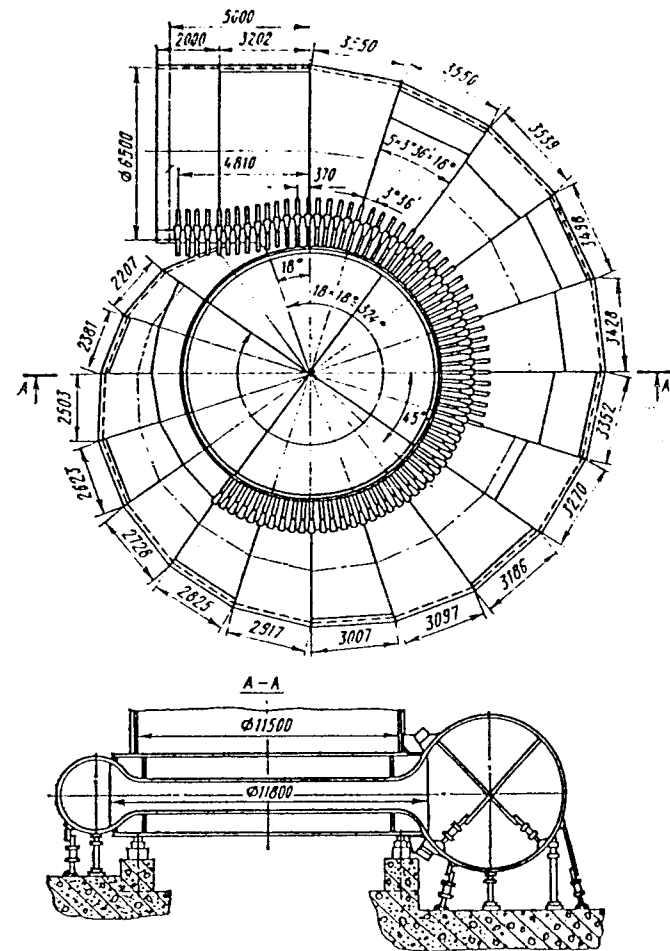


Рис. 8.5. Металлическая спиральная камера

сти (80 МВт), но значительных габаритах ( $D_1 = 10$  м) удалось уменьшить размеры крышки турбины и поместить сервомоторы под механизмом поворота лопаток.

На турбинах Усть-Илимской ГЭС сервомоторы расположены над механизмом. В принципе компоновку с четырьмя сервомоторами следует считать прогрессивной. Она позволяет выбрать наиболее экономичные размеры регулирующего кольца. Вместе с тем следует ожидать дальнейшего развития этой конструкции, которая должна найти отражение на многих элементах направляющего аппарата.

На многих крупных гидроагрегатах, например Братской, Красноярской, Джердап — Железные Ворота, Асуанской и дру-

гих ГЭС, применены четыре попарно сдвоенных сервомотора (рис. 8.6). Сервомоторы расположены очень компактно, но создают на регулирующем кольце момент, скручивающий его в горизонтальной плоскости. На турбинах высоконапорных ГЭС сервомоторы устанавливаются на спиральных камерах или в специальных шахтах.

На турбинах Саяно-Шушенской ГЭС единичной мощностью 650 МВт и диаметром рабочего колеса 6,6 м впервые осуществлена схема индивидуального привода лопаток направляющего аппарата. При этой схеме не требуется установка регулирующего кольца, серег и накладок рычагов. Индивидуальный привод лопаток имеет наилучшее решение при использовании поворотного



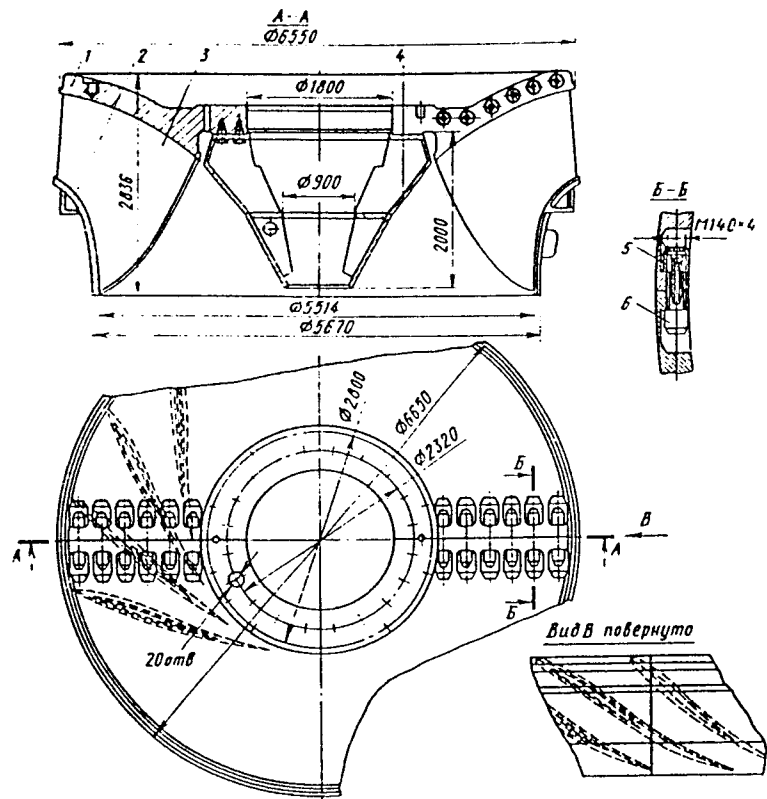


Рис. 8.7. Рабочее колесо турбины ГЭС Майка:  
1 — ступица; 2 — обод; 3 — лопасть; 4 — конус; 5 — гайка; 6 — болт

колес из двух и более частей с последующей их сборкой и сваркой в условиях монтажа.

Рабочие колеса для Усть-Илимской, Красноярской, Асуанской ГЭС (АРЕ), Капивара (Бразилия), Сайт 1 (Канада) изготовлены цельными. Рабочие колеса турбин для ГЭС Сайт 1 являются вторыми по размерам и уступают только рабочим колесам турбин ГЭС Гранд Кули (США), которые сваривались и окончательно обрабатывались при монтаже.

При изготовлении разъемных рабочих колес ступица соединяется болтами, обод — сваркой. Наиболее удачным болтовым соединением ступицы можно считать соединение, выполненное на рабочих колесах турбин ГЭС Майка в Канаде (рис. 8.7). Болты затянуты термомаслятом. Углубления под гайки залиты эпоксидной смолой, благодаря чему поверхность ступицы получилась без выступающих фланцев. Части лопастей, переходящие на другую половину, приварены к ступице и ободу при монтаже. Точная фиксация половин колеса относительно друг

друга осуществляется цилиндрическими шпонками.

На рабочих колесах, изготавливаемых ПО ЛМЗ, применяется конструкция елочного лабиринта на ступице, а нижний лабиринт устанавливается в нижней части обода. Расположение и конструкция лабиринтов зависят от быстроходности рабочих колес. На тихоходных колесах применяется гребенчатый лабиринт, на быстроходных просто щелевое уплотнение.

Соединение рабочего колеса с валом, так же как и вала со ступицей генератора, до последнего времени осуществлялось с помощью припасованных болтов. Совместная расточка отверстий во фланцах валов, рабочем колесе и ступице генератора производилась на турбинных заводах. Однако сейчас доказана возможность отказаться от применения припасованных болтов и такое решение уже широко внедряется. Это позволяет производить расточку отверстий в соединяемых деталях отдельно по кондукторам, которые изготавливаются на тур-

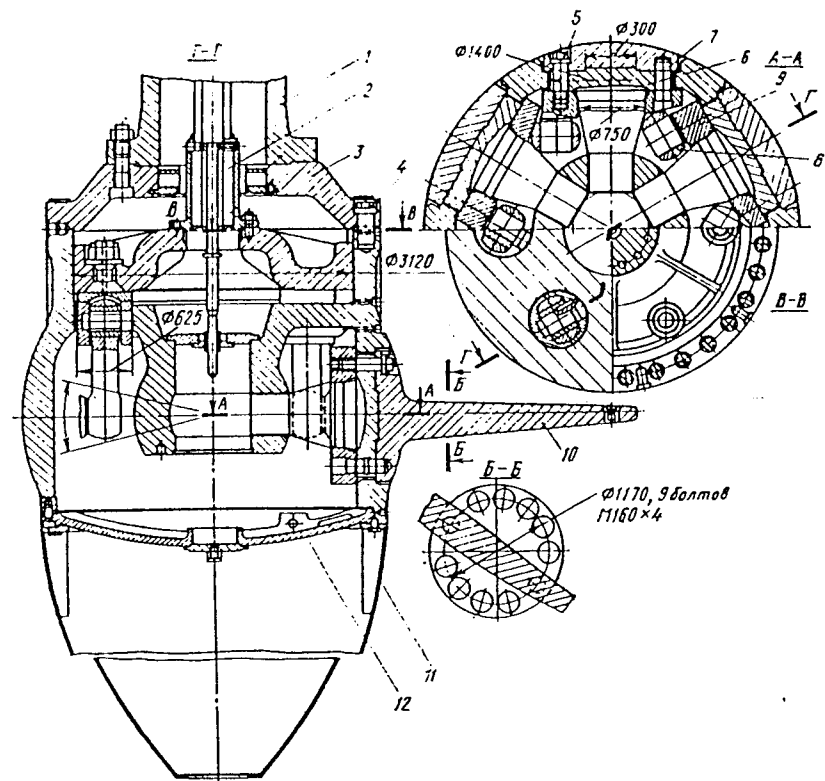


Рис. 8.8. Рабочее колесо турбины ГЭС Собрадньо:

1 — вал турбины; 2 — шток поршня; 3 — крышка рабочего колеса; 4 — болты крышки; 5 — болты фланца лопасти; 6 — цапфа лопасти; 7 — шпонка лопасти; 8 — серьга; 9 — рычаг; 10 — лопасть; 11 — конус; 12 — диск

бинных заводах. Один из кондукторов остается на турбинном заводе, а другой — передается заводу, производящему генераторы.

Первые опыты подобной организации производства оказались положительными. Такая технология позволяет производить при монтаже соединение вала со ступицей генератора с учетом неперпендикулярности фланцевых поверхностей элементов ротора гидротурбины и линии вала, что приводит к уменьшению биения вала. Однако указанная технология не является единственной. Может быть выполнено совместное развертывание отверстий во фланцах при монтаже или заливка эпоксидной смолы в зазор между болтом и отверстием фланца.

Рабочие колеса поворотных лопастных турбин. Широкое распространение получила конструкция рабочего колеса, в которой поршень сервомотора с помощью серег соединен непосредственно с рычагами лопастей. Такая конструкция применена на ГЭС Собрадньо, Бразилия

(рис. 8.8). Серьги проходят сквозь стаканы, направляемые в бронзовых втулках, запрессованных в днище сервомотора, при этом верхний шарнир серег размещается в стаканах. Сверху поршня располагается шток, направляемый во втулке, установленной по оси в центре крышки рабочего колеса. К штоку сверху присоединены штанги — концентричные трубы, по которым в полости сервомоторов подается масло под давлением. Лопасти рабочего колеса прикреплены к цапфам, поворачивающимся в бронзовых втулках, запрессованных в корпус. На цапфы насажены рычаги. К рычагам болтами присоединены фланцы лопастей. Вращающий момент от лопастей передается на рычаги через две цилиндрические шпонки. Усилия от центробежных сил, возникающих в системе лопасть—цапфа—рычаг, воспринимаются фланцами наружных втулок и замыкаются на корпусе рабочего колеса. Снизу корпус закрыт крышкой и конусом-обтекателем. Вся внутренняя полость рабочего колеса заполнена маслом, смазы-

вающим все пары трения. Между фланцами лопастей и корпусом рабочего колеса предусмотрены манжеты, предотвращающие протечки масла из корпуса и предохраняющие от попадания воды во внутреннюю полость корпуса. Крышка рабочего колеса соединяется с фланцем вала болтами. Масло, находящееся внутри корпуса, отводится на слив через центральную трубу, прикрепленную к штоку снизу, во внутреннюю полость вала. Все протечки масла из сервомотора попадают в эту полость и направляются в сливной бак маслянопоршневой установки (МНУ). Опорожнение корпуса рабочего колеса от масла возможно через установленный в днище клапан. При быстрых остановках ротора гидроагрегата возможно возникновение насосного режима, в результате которого наблюдались перемещения ротора вверх. В качестве упора сверху на крышке рабочего колеса установлены бронзовые сектора, которыми рабочее колесо упирается в обтекатель крышки турбины. Все соединения корпусных элементов колеса уплотняются круглыми резиновыми шнурами.

Описанная конструкция имеет разновидности, реализованные на некоторых турбинах. Например, корпус рабочего колеса некоторых турбин имеет снизу днище, отличное вместе с центральной частью корпуса. В этом случае давление под поршень сервомотора подается непосредственно в

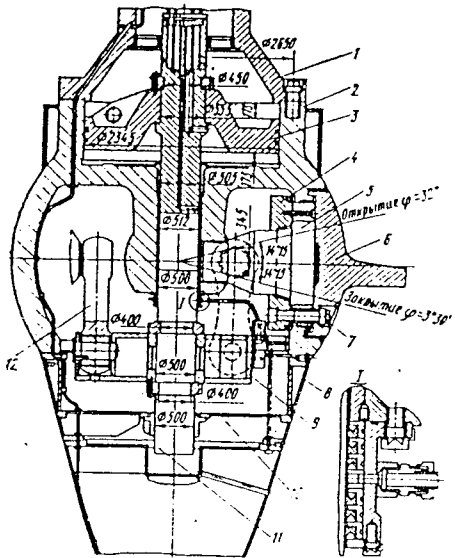


Рис. 8.9. Рабочее колесо турбины Чебоксарской ГЭС:

1 — фланец вала; 2 — корпус рабочего колеса; 3 — поршень сервомотора; 4 — рычаг; 5 — цапфа лопасти; 6 — лопасть; 7 — болты фланца лопасти; 8 — конус; 9 — крестовина; 10 — днище; 11 — шток; 12 — рычаг

полость, в которой размещен механизм поворота лопастей. Большого распространения эта конструкция не получила, так как при выходе из строя уплотнений протечки масла наружу становятся значительными. Кроме того, в этом случае доступ к механизму поворота лопастей возможен только при полной разборке колеса.

При небольших размерах рабочих колес цапфы лопастей выполняются едиными с лопастями, что несколько упрощает конструкцию. Основным вопросом, осложняющим эксплуатацию, является возможность протечек масла из рабочих колес в поду. Эти протечки возникают из-за некачественных уплотнений, некачественного монтажа и по другим причинам. Опыт показывает, что при качественном изготовлении и тщательном монтаже протечки масла отсутствуют и уплотнения надежно работают много лет.

В результате поиска решения уплотнений рабочих колес, которые бы гарантированно исключали протечки масла в реку, появилась новая конструкция рабочего колеса (рис. 8.9). Первые крупные рабочие колеса этой конструкции в настоящее время успешно эксплуатируются на Чебоксарской и Нижнекамской ГЭС. Для подшипников лопастей вместо бронзы применяется стеклоэпоксидная композиция, которая используется также в системе направляющего аппарата. При этом несколько изменилась и конструкция механизма поворота лопастей.

Поршень сервомотора закреплен на штоке, который проходит вниз в полость корпуса. Внизу на штоке закреплена крестовина, от которой с помощью серег усилии для поворота лопастей передается на рычаги. Стеклоэпоксидная композиция выдерживает большое удельное давление и имеет меньший коэффициент трения по сравнению с бронзой. Вся полость рабочего колеса, в которой расположен механизм поворота, заполнена водой. Шток надежно уплотняется от протечек масла по нему из полости сервомотора. Необходимость в уплотнениях лопастей отпадает. На фланцах лопастей устанавливаются резиновые уплотнения, которые только предохраняют полость рабочего колеса от загрязнения.

Детали механизма поворота лопастей в этой конструкции должны изготавливаться из коррозионно-стойких материалов или хорошо защищаться от коррозии соответствующими покрытиями. Это необходимо как для предотвращения износа в парах трения, так и для обеспечения коррозионно-усталостной прочности деталей.

На всех современных поворотно-лопастных турбинах лопасти рабочих колес выполняются литыми из нержавеющей стали.

Применение лопастей, выполненных из углеродистых сталей, успеха не имело. Большинство таких лопастей заменены нержавеющей сталью.

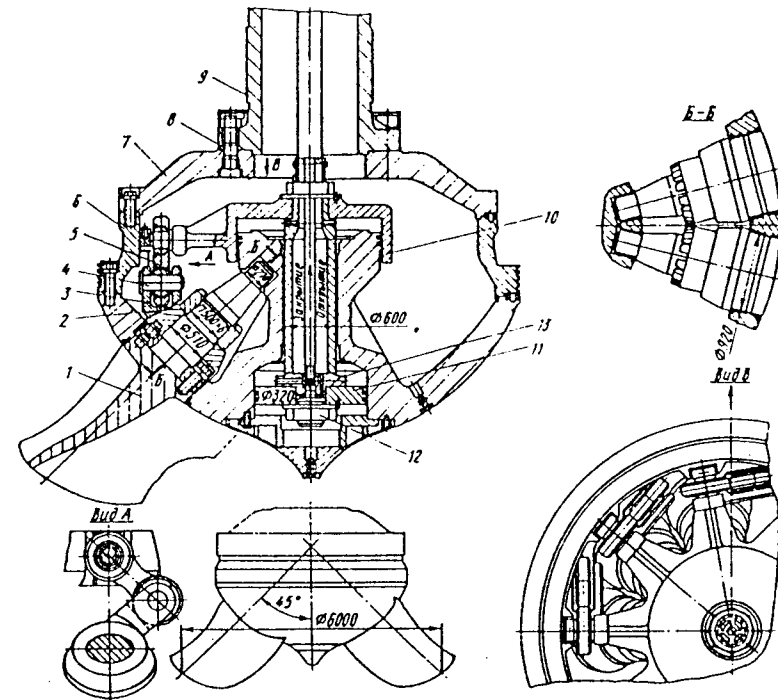


Рис. 8.10. Рабочее колесо турбины Зейской ГЭС:

1 — лопасть; 2 — гайка; 3 — рычаг; 4 — палец; 5 — серьга; 6 — верхняя часть корпуса; 7 — крышка рабочего колеса; 8 — болты фланца вала; 9 — вал турбины; 10 — поршень-крестовина; 11 — поршень; 12 — гайка; 13 — шток поршня сервомоторов

В качестве эксперимента на одной турбине Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС применена конструкция со сварными лопастями. Эксперимент, в принципе, оказался удачным. Возможно, что при применении турбин очень большого диаметра конструкция сварных полых лопастей найдет более широкое применение.

Была также реализована идея применения в цапфах и механизме поворота лопастей роликовых подшипников, что позволяет значительно уменьшить размеры сервомотора. Весь механизм становится более компактным, масса рабочего колеса значительно уменьшается. Однако широкого применения эта конструкция не получила из-за сложности изготовления роликовых подшипников большого размера, а также из-за необходимости проведения длительных опытных испытаний, подтверждающих высокую надежность конструкции. Возможно, что развитие техники будет способствовать применению роликовых подшипников, в том числе нержавеющей стали.

Рабочие колеса диагональных турбин. При создании первой опытной турбины диагональной системы, кото-

рая установлена на Бухтарминской ГЭС, в качестве привода лопастей был применен крыльчатый сервомотор. Однако дальнейшего развития эта конструкция не нашла так как конструкторские разработки показали, что более компактной является конструкция обычного сервомотора с применением в механизме привода лопастей шаровых шарниров. Вследствие того, что моменты открытия и закрытия лопастей различны, оказалось целесообразным выполнить сервомотор комбинированной конструкции и верхний односторонний сервомотор совместить с крестовиной. Такая конструкция рабочего колеса турбины применена на Зейской ГЭС (рис. 8.10). В целом конструкция компактна и позволяет уменьшить размер корпуса рабочего колеса и тем самым увеличить КПД.

Разместить на корпусе девять лопастей удалось за счет отказа от обычной фланцевой конструкции их крепления. Лопасти соединены с цапфой болтами, ввернутыми в нее. Момент передается, как обычно, двумя цилиндрическими шпонками, а рычаг притягивается к цапфе гайкой. Такая конструкция позволила значительно уменьшить

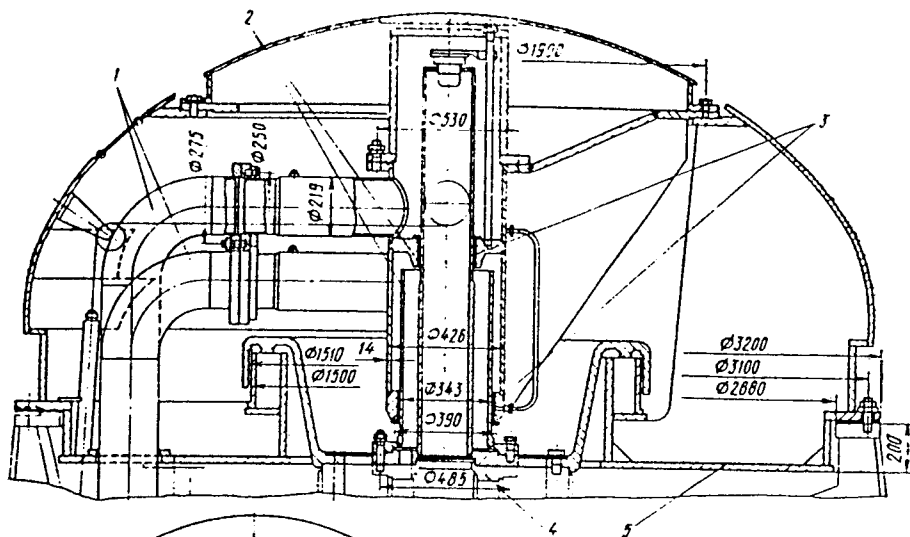
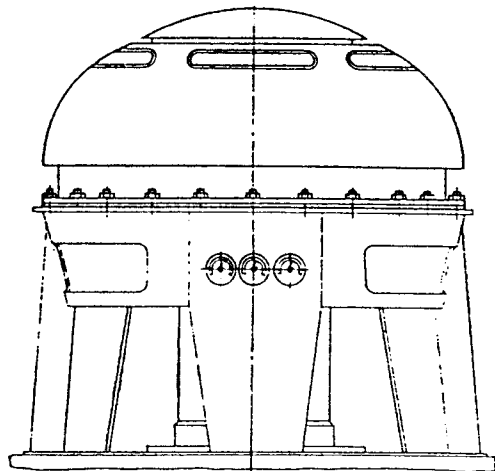


Рис. 8.11. Маслоприемник турбины Нижнекамской ГЭС:

1 — маслопроводы; 2 — штанги маслоприемника; 3 — бронзовые втулки; 4 — штанги турбины; 5 — корпус маслоприемника



размеры всех деталей и надежно разместить все девять лопастей при уменьшенном втулочном отношении. В перемычках корпуса рабочего колеса обеспечивается необходимый запас прочности.

Перспективным является применение синтетических втулок в рабочих колесах диагональных турбин.

**Подача масла в сервомоторы рабочих колес.** Масло подается к сервомоторам по штангам, которые представляют собой две концентрические трубы, проходящие внутри вала гидроагрегата. Нижним фланцем штанги прикреплены к поршню сервомотора и перемещаются вместе с ним в осевом направлении. Это перемещение используется и для обратной связи. Верхний конец штанги перемещается во втулке маслопри-

емника. Разрабатывается конструкция штанг, имеющих только поступательное движение.

Маслоприемник (рис. 8.11) состоит из корпуса, в котором расположены две напорные камеры. Одна камера соединяется с трубопроводом, по которому масло под давлением подается в сервомотор при закрытии лопастей, другая камера — со сливом. Внутренняя штанга через шариковый подшипник соединяется с тросом. При этом перемещение его обеспечивается системой блоков. Маслопроводы соединены с золотником рабочего колеса. Все протечки масла через полость вала попадают в корпус маслоприемника и отводятся в сливной бак маслонпорной установки системы регулирования.

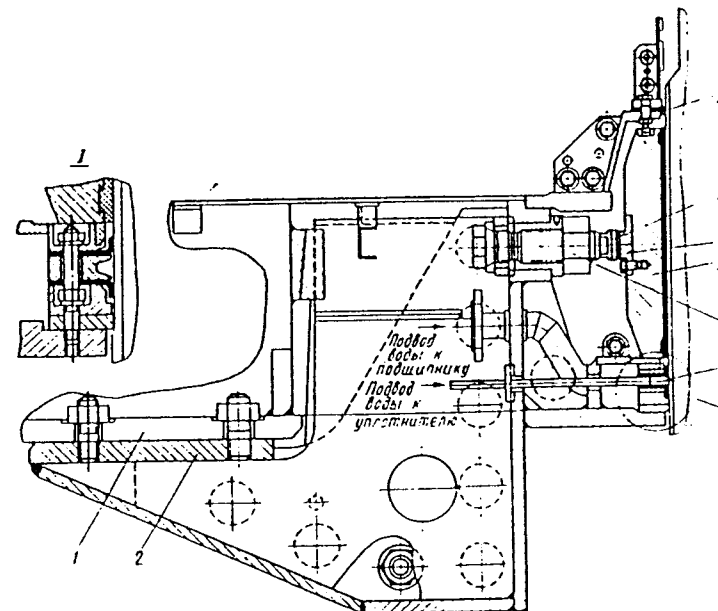


Рис. 8.12. Направляющий подшипник с водяной смазкой:

1 — крышка турбины; 2 — корпус подшипника; 3 — верхнее уплотнение ваны подшипника; 4 — упор сегмента; 5 — пята сегмента; 6 — сегмент; 7 — гайка упора; 8 — нижнее уплотнительное кольцо

Маслоприемник расположен в верхней части гидроагрегата, как правило, выше отметки пола машинного зала.

Опыт эксплуатации показал, что на ряде ГЭС корпус маслоприемника недостаточно жесткий, что приводит к выходу из строя втулок, в которых вращаются и перемещаются штанги. Во избежание этого недостатка следует или ужесточить корпус, или пропускать обе штанги сквозь корпус. В последнем случае исчезает сила, действующая вдоль оси штанги. Такие конструкции маслоприемников применены на ряде ГЭС.

**Направляющие подшипники.** В отечественной практике нашли применение направляющие подшипники на масляной и водяной смазке. Первый подшипник на водяной смазке был применен на Угличской ГЭС. Он состоит из корпуса, внутри которого помещается набор обрезиненных секторов, образующих цельный вкладыш. Парой трения в таких подшипниках служит резина и нержавеющей сталь. Поэтому вал облицовывается сравнительно тонкими листами из нержавеющей стали (в последние годы применяется наплавка вала в зоне соприкосновения с подшипником).

Резиновые подшипники требуют гарантированной подачи чистой воды. При прекращении подачи воды вкладыш подшипника немедленно выходит из строя и его

приходится заменять. Иногда одновременно с вкладышем выходит из строя и облицовка, замена которой очень трудоемка и сложна. В процессе эксплуатации облицовка вала подвергается износу и поэтому ее иногда необходимо протачивать и менять размер вкладыша.

В настоящее время применяются сегментные резиновые подшипники (рис. 8.12), в которых легко регулировать зазор вал-сегмент. Кроме того, вместо проточной воды применяют водяную ванну, из которой вода не может исчезнуть мгновенно. Но конструкция сегментных подшипников на водяной смазке требует доработки. Перспективным материалом для вкладышей представляется синтетическая композиция, которая может некоторое время работать без смазки. В настоящее время такие сегменты успешно применяются на подпятниках.

Подшипник на водяной смазке обладает очень важным свойством — позволяет уменьшить консольность рабочего колеса. Кроме того, смазкой в таких подшипниках служит вода, она же отводит и теплоту от пары трения. Эти подшипники очень просты и дешевы. Они применяются много лет на многих отечественных ГЭС.

Вместе с тем в СССР имеется большой опыт применения сегментных баббитовых подшипников на масляной смазке



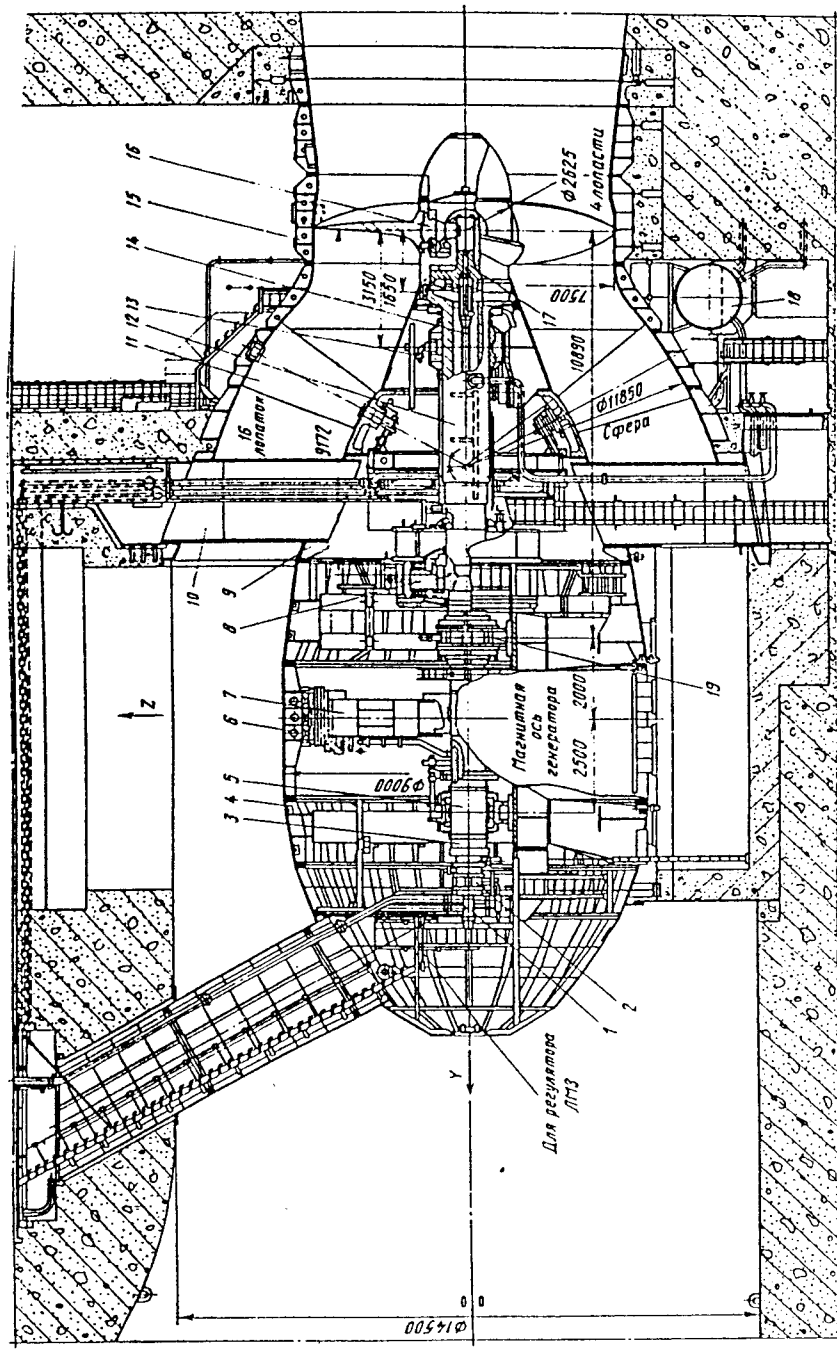


Рис. 8.15. Разрез турбины ГЭС Джердан-II:

1 — маслопроницник; 2 — водопроницник; 3 — вал генератора; 4 — капсула; 5, 19 — генераторный подшипник; 6 — статор генератора; 7 — ротор; 8 — подшипник; 9 — внутренний пояс статора турбины; 10 — статор турбины; 11 — конический направляющий аппарат; 12 — вал турбины; 13 — турбинный подшипник; 14 — шагунг; 15 — камера; 16 — консольное рабочее колесо; 17 — поршень сервомотора рабочего колеса; 18 — шпильный бак; 19 — фланцевое соединение

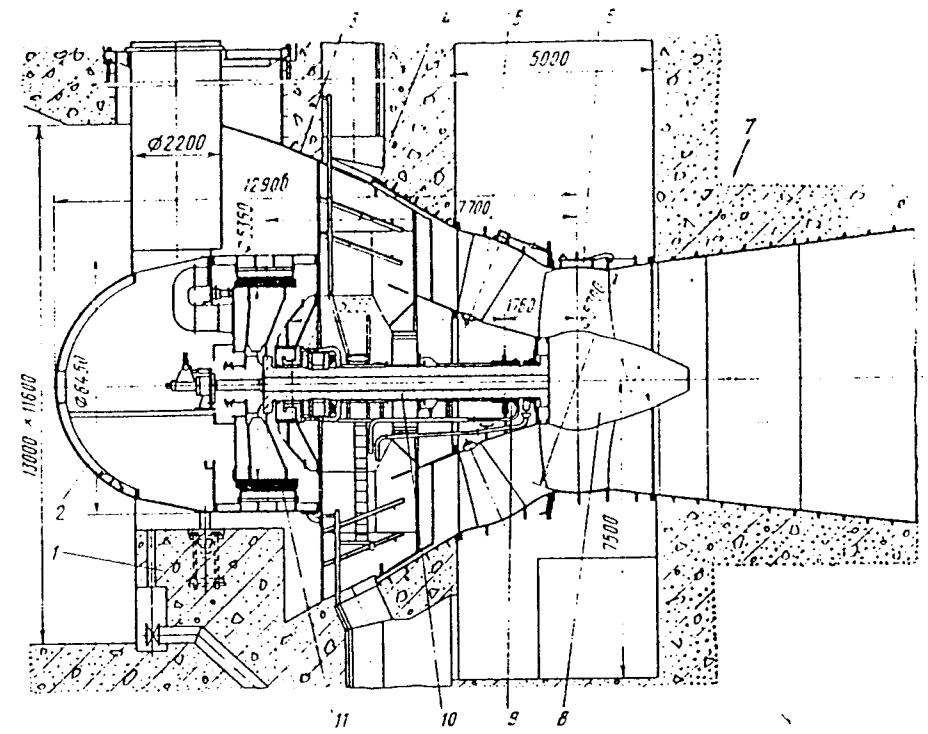


Рис. 8.16. Разрез турбины ГЭС Абвинден-Астен:

1 — опорный бычок; 2 — капсула; 3 — статор; 4 — подпятник; 5 — лопатка направляющего аппарата; 6 — камера рабочего колеса; 7 — отсасывающая труба; 8 — рабочее колесо; 9 — подшипник турбины; 10 — вал; 11 — ротор генератора

Применение воздушного или водяного охлаждения ротора генератора предопределяет конструкцию внутренних элементов капсулы и использование воздуходувок или водопроницников.

Существует множество конструкций опорных частей капсулы гидроагрегата, определяющих схему передачи силовых и массовых нагрузок гидроагрегата на бетон. Наиболее распространенными являются конструкции, в которых статор турбины и опорный бычок капсулы применяются в сочетании с растяжками, опорными колоннами, вертикальной балкой и др.

Закладные и фундаментные части. Практически все основные элементы проточного тракта — статор, камера рабочего колеса, фундаментное кольцо — выполняются сварными из проката. В отличие от вертикальных машин все пояса механически обрабатываются.

Статор турбины состоит из наружного и внутреннего поясов, соединяемых между собой при монтаже на ГЭС приваркой колонн без последующей термической и механической обработки. Конструкция статора

позволяет создать деталь практически неограниченных размеров.

Камера рабочего колеса в районе лопастей выполняется или из листов нержавеющей стали, или из биметаллических листов с тонким слоем нержавеющей стали. По внутреннему диаметру в зоне лопастей камера протачивается по листам из нержавеющей стали или по металлическому каркасу с дальнейшей сваркой штампованных биметаллических листов.

В отечественных конструкциях в отличие от зарубежных нижняя часть камеры рабочего колеса, начиная от оси лопастей и далее в сторону нижнего бьефа, бетонирована.

Конструкции направляющего аппарата. Для капсульных гидротурбин применяется конический направляющий аппарат с углом наклона осей лопаток к вертикальной оси 20—30°. Лопатки обеспечивают плотное закрытие. Из-за сложной формы лопатки изготавливаются литыми, из углеродистой стали с облицовкой цапф нержавеющей сталью. Наружное кольцо направляющего аппарата изготавливается сварным из проката, внутрен-



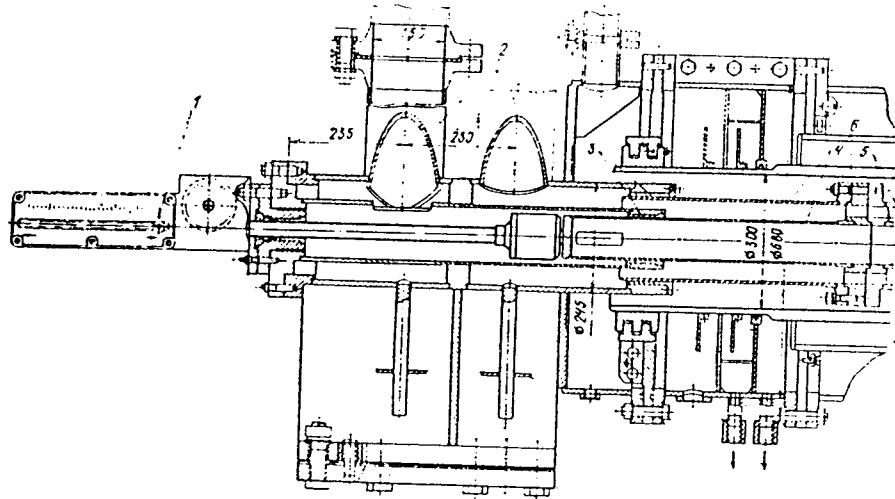


Рис. 8.17. Маслоприемник горизонтальной капсульной турбины:

1 — шкала указателя положения лопастей; 2 — масляный трубопровод; 3 — бронзовые втулки; 4 — штанги маслоприемника; 5 — штанги рабочего колеса; 6 — штанга водоприемника

нее кольцо — сварно-литым. Для компенсации погрешностей несовпадения осей отверстий под цапфы во внутреннем и наружном кольцах на наружном кольце имеется компенсационное устройство.

В узлах трения цапф и механизма поворота применяется материал, не требующий смазки. В отечественных конструкциях механизм поворота (рычаги, серьги, регулирующее кольцо) в турбинах с диаметром

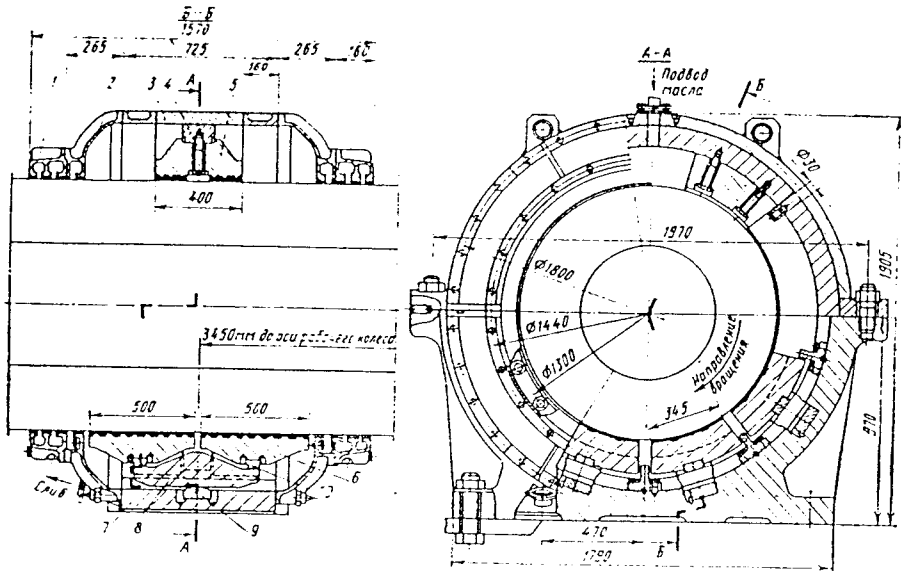


Рис. 8.18. Опорный подшипник горизонтальной турбины:

1 — уплотнение корпуса; 2 — крышка корпуса; 3 — корпус подшипника; 4 — болт неподвижного сегмента; 5 — неподвижный сегмент; 6 — опорный сегмент; 7 — нижняя часть корпуса; 8 — балансира; 9 — пята балансира; 10 — пята сегмента

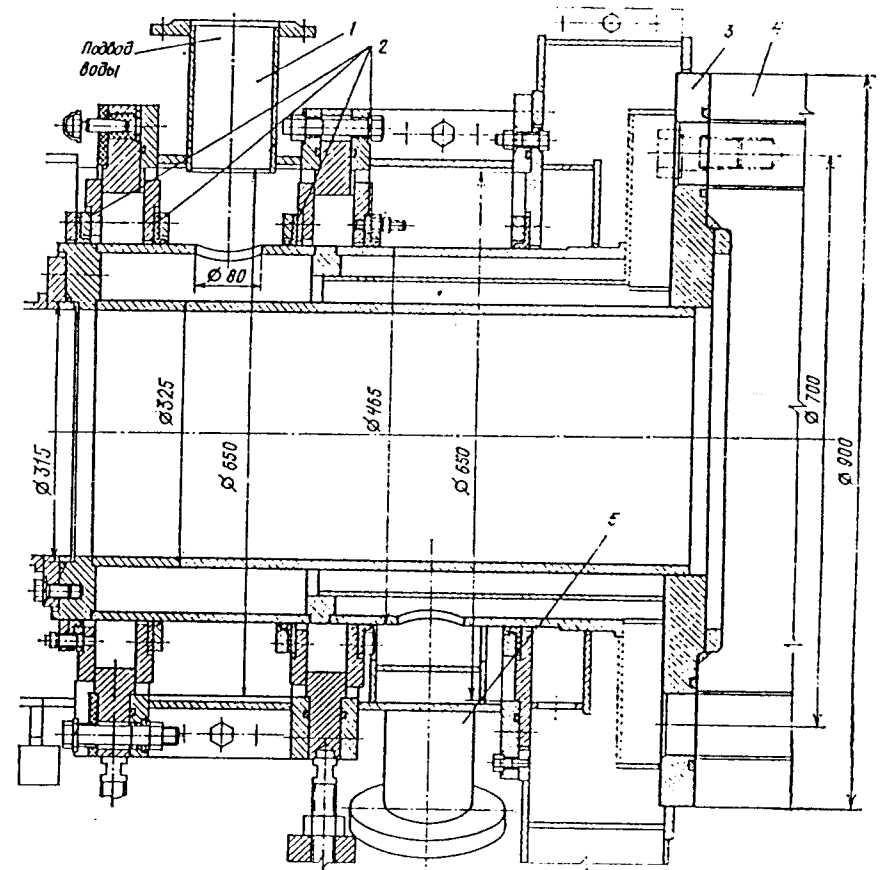


Рис. 8.19. Водоприемник турбины:

1 — подводящий трубопровод; 2 — уплотнение; 3 — штанга водоприемника; 4 — вал турбины; 5 — сливной трубопровод

рабочего колеса до 7,5 м располагается снаружи, с диаметром более 7,5 м — внутри капсулы. В первом случае применяются обычные сервомоторы, устанавливаемые на бетон. Для турбин с внутренним расположением механизма поворота направляющего аппарата применяются сдвоенные прямоосные сервомоторы, устанавливаемые на внутреннем кольце.

Остальные элементы направляющего аппарата (уплотнения цапф и кромок лопаток, предохранительные устройства и др.) выполняются аналогичными элементам направляющего аппарата низконапорных вертикальных турбин.

Рабочие колеса. Конструкция рабочих колес вертикальных поворотно-лопастных турбин полностью применима в капсульных гидротурбинах. Однако для капсульных гидротурбин необходимо, чтобы центр тяже-

сти рабочего колеса был ближе к подшипнику турбины. Для исключения попадания воды в масло в зоне уплотнения лопастей поддерживается давление масла выше, чем высота столба масла от маслоприемника до сливного бака МНУ.

Маслоприемники. На рис. 8.17 показана конструкция типового маслоприемника горизонтальной капсульной турбины. Принципиально конструкции маслоприемников горизонтальной капсульной и вертикальной поворотно-лопастной турбин различаются незначительно.

Основными отличиями маслоприемника горизонтальной капсульной гидротурбины являются:

подвижное уплотнение дренажной полости, располагаемое на штанге, жестко закрепленной на торце вала генератора;

опорожнение полости масляных труб, вала и рабочего колеса на остановленном гидроагрегате при закрытой главной задвижке регулятора за счет протечек через маслоприемник.

Иногда маслоприемник устанавливают на турбинном валу (Череповецкая ГЭС), но из-за сложности уплотнения и вывода обратной связи эта конструкция не получила распространения.

**Опорный подшипник.** Для горизонтальных капсульных турбин применяются в основном баббитовые подшипники на масляной смазке с целым вкладышем и сегментные подшипники. Сегменты опираются на коромысла, которые в свою очередь опираются на корпус подшипника, жестко закрепленный в опорном коусе. Уплотнения подшипника латунные, ножевого типа. Для тяжело нагруженных подшипников применяют два ряда сегментов (рис. 8.18).

В настоящее время максимально достигнутая грузоподъемность подшипника не превышает 2 МН. Длительный опыт эксплуатации таких подшипников показал их высокую надежность. Есть случаи применения для горизонтальных турбин подшипников с резиновым вкладышем и водяной смазкой (полупрямоточная турбина Камской ГЭС). Перспективным является внедрение подшипников с сегментами, имеющими синтетическое покрытие.

**Водоприемник охлаждающей воды.** Для подачи охлаждающей воды в обмотку ротора генератора на торце вала устанавливается водоприемник, состоящий из кор-

пуса, штанги с полостями и уплотнений (рис. 8.19). Уплотнения резиновые торцевого или воротничкового типа, доступные в эксплуатации. Давление воды на входе составляет 0,2—0,5 МПа, на сливе 0—0,1 МПа.

### 8.3. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОВШОВЫЕ ТУРБИНЫ

Основные параметры наиболее крупных ковшовых турбин производства различных фирм, начиная с 60-х годов, представлены в т. 2, гл. 10 и 11. В период с 1960 по 1980 г. ковшовые турбины устанавливались в диапазоне напоров 350—1350 м. В этот период наметился переход от горизонтальных одно- и двухсопловых турбин к вертикальным многосоловым (4—6 сопл).

Наиболее широко применяются шестисопловые турбины. Больше число сопл увеличивает быстроходность ковшовой турбины, что делает ее конкурентоспособной с радиально-осевыми турбинами в диапазоне напоров 400—600 м. Наибольшее значение быстроходности ковшовых турбин составляет 65, быстроходности на сопло — 26,5.

Компоновка вертикального гидроагрегата (рис. 8.20) с ковшовой турбиной определяется числом опор ротора гидроагрегата, типом сопла, местом расположения механизма управления дефлекторами, способом передачи массовых нагрузок ротора и статора генератора на бетон. Как и в турбинах других типов, в ковшовых турбинах

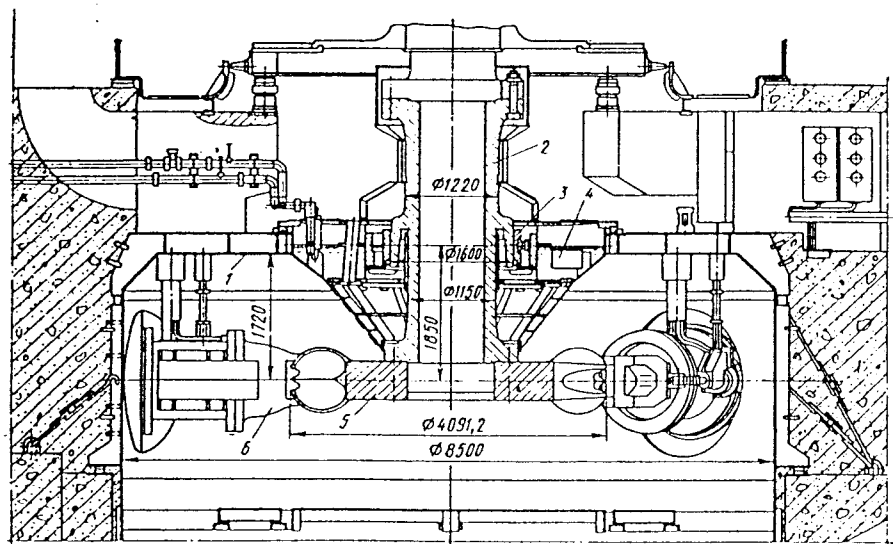


Рис. 8.20. Разрез турбины Зарамагской ГЭС:

1 — кожух; 2 — вал турбины; 3 — направляющий подшипник; 4 — маслоохладитель; 5 — рабочее колесо; 6 — сопло

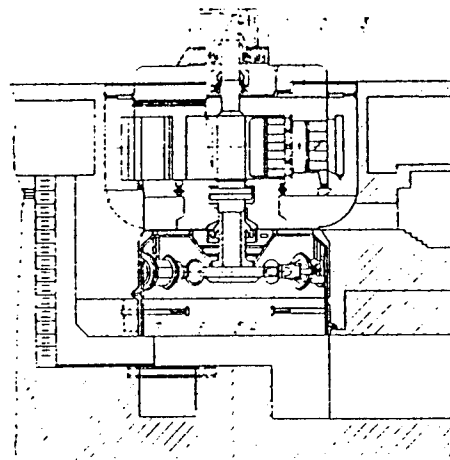


Рис. 8.21. Компоновка вертикального гидроагрегата с ковшовой турбиной:

1 — подшипник; 2 — вал генератора; 3 — статор генератора; 4 — отсекатель; 5 — рабочее колесо; 6 — вал турбины; 7 — сопло

применяются трех- и двухопорные гидроагрегаты. В трехопорном гидроагрегате подшипники располагаются в верхней и нижней крестовинах и в кожухе турбины.

В двухопорном гидроагрегате один подшипник располагается в верхней крестовине, другой — в кожухе турбины между ротором генератора и рабочим колесом турбины. И в том и в другом случае применяется генератор подвешенного типа. Обе схемы в последние годы широко применяются на практике. Однако большинство гидроагрегатов средней мощности выполняются двухопорными, мощностью 200 МВт и выше — трехопорными.

По опыту ПО ЛМЗ при проектировании мощных двухопорных гидроагрегатов высокой быстроходности с ковшовыми турбинами возникает сложность в получении

достаточных запасов по поперечным колебаниям. В этом случае желательно иметь конструкцию ротора генератора с втулкой, что позволяет увеличить жесткость линии вала.

Применение так называемых бесштоковых сопл позволило отказаться от наружного механизма управления соплами и уменьшить размеры здания ГЭС в плане.

Размещение механизма управления дефлекторами в шахте турбины, в кожухе или вне его влияет на высотные размеры гидроагрегата. Существует несколько конструктивных схем передачи весовых нагрузок ротора и статора генератора на бетон, которые влияют на конструкцию турбины и здания ГЭС в целом. На рис. 8.21 представлен вариант компоновки вертикального гидроагрегата с ковшовой турбиной.

В трехопорном гидроагрегате с шахтной компоновкой здания ГЭС нагрузки от собственного веса статора и ротора генератора передаются непосредственно на массивный бетонный цоколь. При подъеме на тормозах нагрузка от ротора через нижнюю крестовину также передается на цоколь. Нагрузка от собственного веса генератора на кожух турбины не передается. Особенностью данной компоновки является наличие бетонного цоколя и сравнительно большая высота гидроагрегата.

В двухопорном гидроагрегате в шахтной компоновке здания ГЭС в отличие от трехопорного весовые нагрузки ротора при подъеме на тормозах передаются или на консоли, заделанные в бетонный цоколь, или через металлическую опору на кожух турбины. Высота гидроагрегата в этой компоновке меньше.

При трех- и двухопорных гидроагрегатах в открытой компоновке здания ГЭС нагрузки от собственного веса генератора передаются непосредственно на бетонную плиту, которая опирается на колонны турбинного зала, нагрузка на кожух турбины не передается. Особенностью данной компоновки является наличие массивной бетонной плиты и открытого турбинного зала.

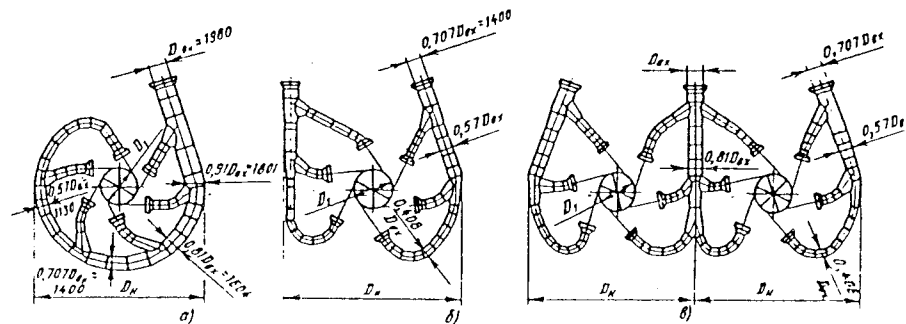


Рис. 8.22. Типы распределителей турбины:

а — кольцевой; б — ветвистый; в — двойной ветвистый

В двухпорном гидроагрегате с металлическими опорами нагрузка от генератора передается на кожух турбины через металлические опоры. Особенностью данной компоновки является большая металлоемкость турбины.

**Распределитель турбины (рис. 8.22).** Применяются два типа распределителей — кольцевой и ветвистый. Кольцевой распределитель является классическим для вертикальных многосопловых ковшовых турбин и широко применяется в СССР и за рубежом в широком диапазоне напоров и мощностей.

Основными элементами кольцевого распределителя являются тройники и колена. Эти элементы ранее изготавливались литыми с механически обработанными фланцами и при монтаже соединялись между собой болтами. В дальнейшем стали применять сварные конструкции тройников и колен без фланцев со сваркой между собой при монтаже без последующей термической обработки.

В последние годы в связи с увеличением единичной мощности гидроагрегатов и соответственно увеличением размеров турбин для кольцевого распределителя потребовалось применение высокопрочной стали. Для крупных машин распределитель оказался весьма трудоемким и металлоемким, из-за чего стоимость его резко возросла. Входной диаметр распределителя предопределяет размеры шарового затвора, которые при определенных параметрах турбины могут оказаться столь значительными, что вызовут трудности в воздании такого затвора.

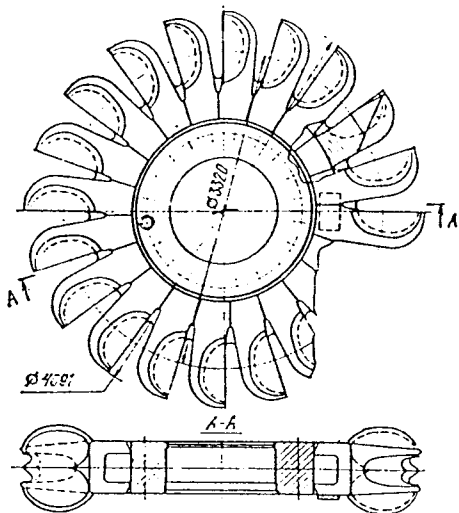


Рис. 8.24. Рабочее колесо турбины Зарамагской ГЭС

Ветвистый распределитель является усовершенствованной конструкцией подводящих устройств двухсopловых горизонтальных ковшовых турбин. Ветвистый распределитель состоит из двух ветвей, охватывающих турбину с двух сторон. Входные диаметры ветвей в 1,41 раза меньше диаметра кольцевого распределителя.

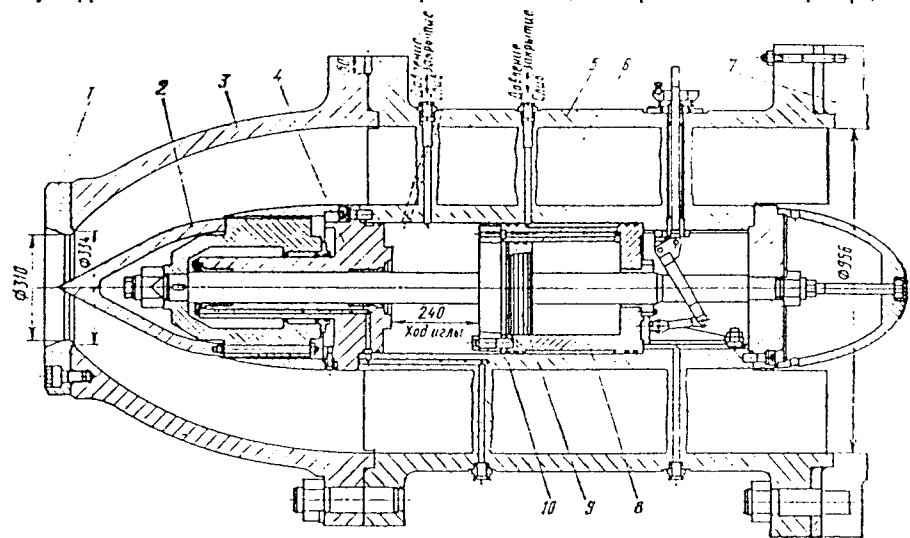


Рис. 8.23. Сопла ковшовой турбины Зарамагской ГЭС:

1 — мунштук сопла; 2 — игла; 3 — передняя часть конуса; 4 — направляющая иглы; 5 — средняя часть корпуса; 6 — ребро; 7 — фланец распределителя; 8 — наружный поршень; 9 — внутренний поршень; 10 — внутренняя часть корпуса

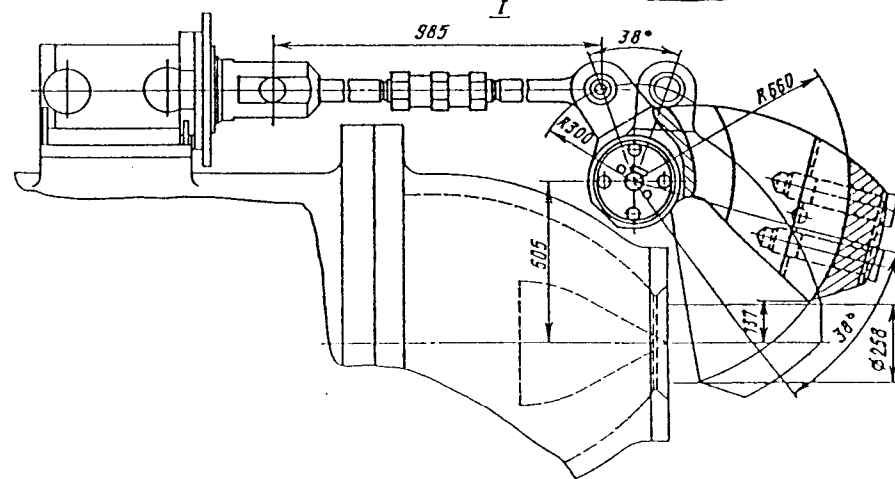
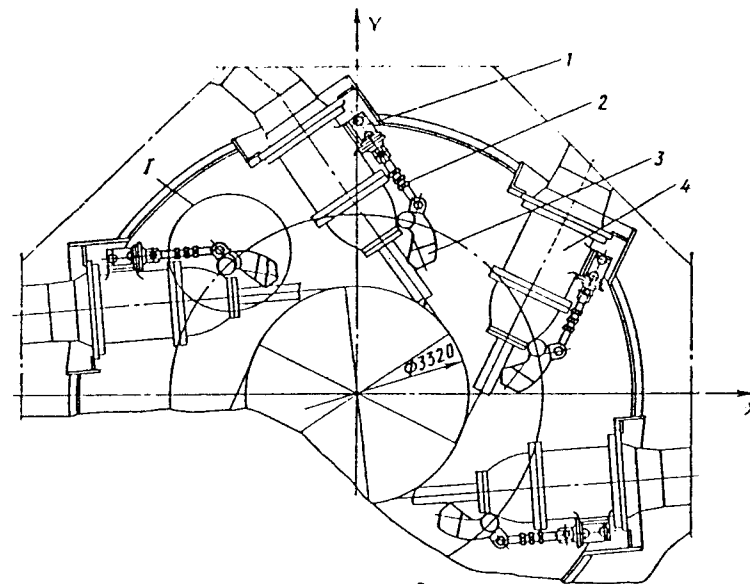


Рис. 8.25. Отсекатель турбины Зарамагской ГЭС:

1 — сервомотор; 2 — тяга сервомотора; 3 — отсекающий; 4 — сопло

тля. На каждой ветви имеются отводы для сопел. Ветвистый распределитель обладает меньшей металлоемкостью и позволяет уменьшить расстояние между гидроагрегатами. К недостаткам ветвистых распределителей следует отнести дополнительный тройник на подводящем трубопроводе и применение на одном гидроагрегате большого числа затворов.

Гидравлические испытания моделей кольцевых и ветвистых распределителей не

выявили преимуществ одного типа над другим.

Сопла турбины (рис. 8.23). В последние годы за рубежом как для горизонтальных, так и вертикальных турбин применяют прямоточные сопла с механизмом управления внутри сопла. Эти сопла в гидравлическом отношении более совершенны, так как в них отсутствует шток, пересекающий поток в распределителе для соединения иглы с сервомотором. Для защиты гидроагрегата

от разгона в случае потери давления масла в системе регулирования сопла конструктивно выполняются так, чтобы суммарное усилие от разгрузки водой и пружины закрывало сопло. По типу разгрузки конструкции сопел бывают: с водяной и масляной разгрузкой; с водяной и пружинной разгрузкой (цилиндрические или тарельчатые сопла); с водяной, пружинной и масляной разгрузкой.

Конструкции обратной связи сопел весьма разнообразны. По основному элементу, используемому в конструкции, обратные связи бывают:

с тросовой передачей, в которых движение сопла передается на регулятор с помощью роликов и троса, проходящего через отверстие в ребре сопла;

с клиновой передачей, в которых движение сопла передается на регулятор с помощью клина и толкателя, проходящего через отверстие в ребре сопла;

с передачей ребром, в которых движение сопла передается на регулятор ребром, жестко закрепленным на штоке иглы; это ребро располагается в потоке воды или внутри ребра сопла;

с механизмом передачи, в которых движение сопла передается на регулятор с помощью рычагов и тяг, шарнирно связанных друг с другом; тяга в ребре сопла проходит свободно.

Направляющая и шток иглы механизма управления сопла, а также игла и насадок изготавливаются из нержавеющей стали. В отдельных случаях игла и насадок защищаются высокопрочными материалами.

Конструкции рабочих колес (рис. 8.24). По конструкции рабочие колеса бывают:

с механическим креплением ковшей — отдельные или несколько вместе отлитых ковшей крепятся к диску колеса с помощью болтов или шпилек;

цельнолитые, с ковшем и диском из одной отливки; эта конструкция в настоящее время наиболее распространенная;

с единой отливкой ковшей и венца колеса; венец крепится к дискам механическим путем;

сварно-литые, с отдельно отлитыми ковшами, соединенными сваркой между собой и с диском.

Наиболее широкое распространение получило фланцевое соединение рабочего колеса с валом. Передача крутящего момента от колеса к валу осуществляется шпонками, припасованными болтами, втулками или за счет затягивания болтов фланцевого соединения. Для рабочих колес применяется нержавеющая сталь с содержанием никеля и хрома (1—13% или 4—18%). Число ковшей составляет 20—23 для турбин разных диаметров, с различным числом сопел, работающих в широком диапазоне напоров.

Дефлекторы (рис. 8.25). По принципу воздействия на струю дефлекторы разделяются на:

отсекатели, которые при введении в струю отсекают ее полностью или частично;

отклонители, которые при введении в струю отклоняют ее от ковша;

распылители, которые при введении в струю распыляют ее веером.

Первые два типа дефлекторов находят наибольшее применение, однако в последние годы отклонители встречаются чаще. Отклонители и отсекатели устанавливаются на насадках сопел и приводятся в движение сервомотором через валы, рычаги и тяги при расположении сервомоторов на кожухе и через валы при расположении сервомоторов в кожухе турбины. Части отклонителя и отсекателя, соприкасающиеся при работе со струей, выполняются из нержавеющей стали.

Наиболее перспективной является конструкция распылителя, который распыляет струю с помощью конического наконечника иглы.

## Раздел 2

# СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМАШИНАМИ

## Глава 9

### РЕГУЛЯТОРЫ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОТУРБИН

#### 9.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Автоматическое управление гидротурбинным и насосно-турбинным оборудованием осуществляется системой, состоящей из комплекса устройств и аппаратуры, позволяющей обеспечить работу гидромашин без участия обслуживающего персонала.

В состав системы автоматического управления гидромашинной входят: регулятор частоты вращения; маслянапорная установка с аппаратурой автоматического управления и аппаратура автоматического управления турбиной.

Основной задачей регуляторов гидротурбины является поддержание в задан-

ных пределах частоты вращения гидроагрегата и соответственно обеспечение постоянства частоты электрического тока, вырабатываемого генератором.

Согласно основному уравнению вращения ротора гидроагрегата

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_r$$

условие постоянства частоты вращения ротора гидроагрегата (рабочего колеса турбины и ротора генератора) выполняется при сохранении равенства движущего вращающего момента турбины  $M_T$  и момента сопротивления (нагрузки генератора)  $M_r$ , т. е. при  $d\omega/dt = 0$ , где  $J$  — момент инерции вращающихся частей ротора.

Для поддержания постоянной частоты вращения при изменениях момента сопротивления движущий момент турбины регулируется за счет увеличения или уменьшения расхода воды через турбину. Вращающий момент, развиваемый гидротурбиной, определяется выражением

$$M_T = \gamma \frac{QH}{\omega_0} \eta.$$

Статические зависимости момента турбины  $M_T$  и момента сопротивления  $M_r$  от частоты вращения гидроагрегата  $\omega$  показаны на рис. 9.1. Зависимость  $M_T = f(\omega)$  характеризуется кривой 1 и соответствует постоянному открытию направляющего аппарата  $\alpha_0 = \text{const}$ . Зависимости  $M_r = f(\omega)$  (кривые 2, 3, 4) соответствуют разному характеру нагрузок и отличаются коэффициентами саморегулирования  $e_r$ .

Коэффициент саморегулирования нагрузки характеризует степень изменения момента сопротивления при отклонениях частоты от ее номинального значения.

Коэффициент саморегулирования нагрузки в зависимости от ее характера может быть как отрицательным, так и положительным. Для активной нагрузки (активно-индуктивной)  $e_r$  имеет отрицательное значение (кривая 2); для нагрузки, где  $M_r$  остается постоянным при изменениях  $\omega$

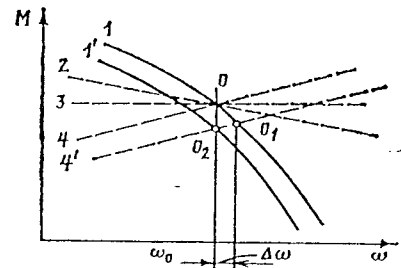


Рис. 9.1. Статические зависимости нагрузки и гидротурбины:  
— — — —  $M_r = f(\omega)$ ; — — — —  $M_T = f(\omega)$

(кривая 3),  $e_r = 0$  и для нагрузки, где  $M_r$  возрастает с изменением частоты  $\omega$  (кривая 4),  $e_r$  имеет положительное значение.

Коэффициент саморегулирования турбины  $e_t$  является отрицательной величиной.

Коэффициент саморегулирования системы (объекта регулирования)  $e_n = e_r - e_t$ ;  $e_n$  характеризует степень отклонения частоты вращения объекта регулирования при изменениях нагрузки генератора или движущего момента турбины, связь между которыми характеризует зависимость, представленная на рис. 9.1.

Уменьшение электрической нагрузки, т. е. снижение момента сопротивления генератора, на графике будет выражаться смещением кривой, например, в положение 4'. В этом случае установившийся режим работы гидроагрегата для постоянного значения открытия направляющего аппарата  $\alpha_0 = \text{const}$  будет характеризоваться точкой  $O_1$ . Однако частота вращения гидроагрегата при этом будет отличаться от номинального значения на  $\Delta\omega$ .

Регулятор, воспринимая это отклонение, изменяет открытие направляющего аппарата и восстанавливает номинальное значение частоты. Новому равновесному режиму гидроагрегата будет соответствовать точка  $O_2$  пересечения кривой 4' с кривой 1', которая характеризует движущий момент турбины для нового открытия направляющего аппарата  $\alpha_{01} = \text{const}$ .

Таким образом, равновесные установившиеся режимы работы гидроагрегата для разных нагрузок при заданной постоянной частоте представляются на графике точками, соответствующими определенным значениям открытий регулирующего органа турбины. Прямая, соединяющая эти точки, проходит параллельно оси  $M$ . Такая характеристика, при которой частота вращения турбины во всем диапазоне нагрузок или открытий регулирующего органа поддерживается постоянной, называется астатической.

Как правило, гидроагрегат работает со статической характеристикой регулятора, когда каждому открытию регулирующего органа соответствует определенное значение частоты вращения гидроагрегата.

Астатическая и статические характеристики регулятора показаны на рис. 9.2.

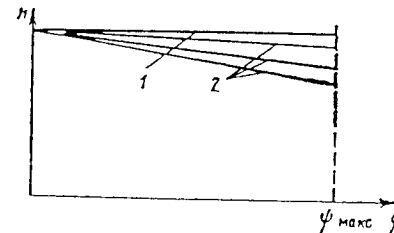


Рис. 9.2. Астатическая (1) и статические (2) характеристики регулятора

Таблица 9.1. Основные технические харак

Параметр	Регуляторы			
	радиально-осевых			
	УК-100; УК-150; УК-250	Р-100; Р-150	РО-40	РМ-60; РМ-100-2
Частота вращения маятника (номинальная), об/мин	500	546	1500	1090
Удельное перемещение буксы (штифта) маятника, мм, на 1% изменения частоты в электрической сети	0,36	0,4	0,3	0,28
Временная неравномерность регулятора $b_t$ , %:				
максимальная	67	107	13	65
минимальная	38	42	—	14
Постоянная времени изохрома $T_d$ , с	0—40	0—30	2—25	2—25
Статизм $b_p$ , %	0—8	0—8	0—8	0—8
Удельное перемещение главного золотника регулятора, мм, на 1% изменения частоты электрической сети:				
максимальное	2,73	4,8	2,33	11,7
минимальное	—	0,59	0,6	2,7
Диапазон изменения частоты вращения, %	-15 ÷ +10	-15 ÷ +10	-15 ÷ +10	-15 ÷ +10
Габаритные размеры регулятора без золотника, мм	800×800×1900	800×800×1900	2480 *×1060× ×2400	800×500×1715
Масса регулятора с золотником, кг, при диаметре золотника, мм:				
40	—	—	3200 *	—
60	—	—	—	850
100	1980	1640	—	1150
150	2870	1700	—	1295
200	—	—	—	—
250	6600	—	—	—
Давление масла, МПа	2	2,5	2,5	4

\* С учетом размеров и массы маслonaпорной установки и сервомотора.

Степень изменения частоты вращения гидроагрегата  $\lambda_0$  от открытия регулирующего органа турбины, т. е. крутизна характеристик  $2 \lambda = f(\psi)$ , определяет статизм регулятора

$$b_p = - \frac{d\lambda}{d\psi} \frac{\psi_{\max}}{n_0}$$

где  $\psi$  — ход штока регулирующего органа турбины; значение  $b_p$  выражается в относительных единицах или в процентах. Необходимость статической настройки регуляторов связана с обеспечением заданного за-

кона распределения нагрузок при параллельной работе гидроагрегатов.

Для поддержания постоянной частоты вращения гидротурбины регуляторы снабжены различными устройствами и механизмами, с помощью которых осуществляется измерение частоты вращения, сравнение ее с заданным значением, формирование управляющего воздействия, усиление этого воздействия и перемещение регулирующих органов.

Кроме того, регуляторы имеют ряд механизмов и устройств, осуществляющих

характеристики гидромеханических регуляторов

турбин	поворотно-лопастных				
	Колонка комбинатора	РК-100; РК-150	РК-200	РКО-250	РКМ-100; РКМ-150
—	500	500	546	1090	
—	0,36	0,36	0,4	0,3	
—	44	44	74	65	
—	16	16	21	14	
—	0—30	0—30	0—30	2—25	
—	0—8	0—8	0—8	0—8	
—	6,9	10,1	16,2	11,7	
—	2,1	3,3	5,5	2,7	
—	-15 ÷ +10	-15 ÷ +10	-15 ÷ +10	-15 ÷ +10	
800×800×1350	800×800×1900	800×800×1900	900×900×1920	800×700×1715	
—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	
1400	2350	2350	—	1660	
1500	2750	2750	—	2120	
—	3500	3500	—	—	
2700	—	—	5300	—	
2	2	2	2,5	4	

пуск, остановку, защиту гидроагрегата от разгона, настройку комбинаторного устройства в зависимости от напора ГЭС, управление лопастями рабочего колеса ПЛ турбины, обеспечение оптимального закона закрытия регулирующих органов при сбросах нагрузки, защиту генератора от перегрузки при повышенном напоре и другие функции.

Необходимым требованием, предъявляемым к регуляторам гидротурбин, является обеспечение устойчивости системы регулирования и достаточно хорошего качества переходных процессов. Для выполнения этих

условий в регуляторе предусмотрены необходимые элементы с ручками настройки, с помощью которых можно установить требуемые параметры и характеристики регулятора для динамической работы системы.

## 9.2. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОТУРБИН

По конструктивному исполнению современные регуляторы гидротурбины можно разделить на две группы: гидромеха-

Таблица 9.2. Электрогидравлические регуляторы производства ПО ЛМЗ

Тип регулятора	Тип панели электрооборудования	Тип гидромеханической колонки управления	Годы поставок
----------------	--------------------------------	--	---------------

*Для радиально-осевых гидротурбин*

ЭГР-150 ЭГР-100-3 ЭГР-150-3	ЭГР	ЭГР-150 ЭГР-100-3 ЭГР-150-3	1961—1963 1964—1965 1965—1966
ЭГР-М-150-3 ЭГР-М-100-3	ЭГР-М	ЭГР-150-3 ЭГР-100-3	1967—1971 1970—1971
ЭГР-2М-100-4 ЭГР-2М-150-4	ЭГР-2М	ЭГР-100-4 ЭГР-150-4	1970—1978 1973—1977
ЭГР-И-150-10	ЭГР-И	ЭГР-150-10	1974—1978
ЭГР-1Т-100-4 ЭГР-1Т-100-5 ЭГР-1Т-150-4	ЭГР-1Т	ЭГР-100-4 ЭГР-100-5 ЭГР-150-4	1975—1978 1976, 1980 1980—1982
ЭГР-2И-10-7 *	ЭГР-2И	ЭГР-10-7	1977—1982
ЭГР-2И1-100-4 ЭГР-2И1-150-4 ЭГР-2И1-100-11 ЭГР-2И1-150-11	ЭГР-2И1	ЭГР-100-4 ЭГР-150-4 ЭГР-100-11 ЭГР-150-11	С 1983 С 1983 С 1985 С 1985

*Для поворотных-лопастных гидротурбин*

ЭГРК-100 ЭГРК-100 ЭГРК-150-2 ЭГРК-100-2	ЭГР	ЭГРК-150 ЭГРК-100 ЭГРК-150-2 ЭГРК-100-2	1961—1964 1963—1965 1965—1966 1966, 1969
ЭГРК-М-150-2 ЭГРК-М-100-2	ЭГР-М	ЭГРК-150-2 ЭГРК-100-2	1967—1971 1968—1971
ЭГРК-2М-100-4 ЭГРК-2М-250-3 ЭГРК-2М-150-4 ЭГРК-2М-200-3	ЭГР-2М	ЭГРК-100-4 ЭГРК-250-3 ЭГРК-150-4 ЭГРК-200-3	1970—1973 1970 1972—1976 1972—1977
ЭГРК-1Т-150-4 ЭГРК-1Т-150-5 ЭГРК-1Т-100-4 ЭГРК-1Т-200-6	ЭГР-1Т	ЭГРК-150-4 ЭГРК-150-5 ЭГРК-100-4 ЭГРК-200-6	1975—1982 1976 1976—1982 1978—1982
ЭГРК-2И1-100-4 ЭГРК-2И1-150-4	ЭГР-2И1	ЭГРК-100-4 ЭГРК-150-4	С 1983 С 1983

*Для ковшовых гидротурбин*

КЭГР-70 ЭГР-2И1-10-6 **	ЭГР ЭГР-2И1	КЭГР ЭГР-10-6	1968 С 1985
----------------------------	----------------	------------------	----------------

*Для насос-турбин*

ЭГР-2И1-10-8 * ЭГР-2И1-150-9 ***	ЭГР-2И1	ЭГР-10-8 ЭГР-150-9	С 1983 С 1984
-------------------------------------	---------	-----------------------	------------------

\* Регулятор рассчитан на давление в МНУ 6,3 МПа для привода индивидуальных сервомоторов.  
 \*\* Регулятор для привода индивидуальных сервомоторов сопл и отсекаелей.  
 \*\*\* Регулятор рассчитан на давление в МНУ 6,3 МПа.

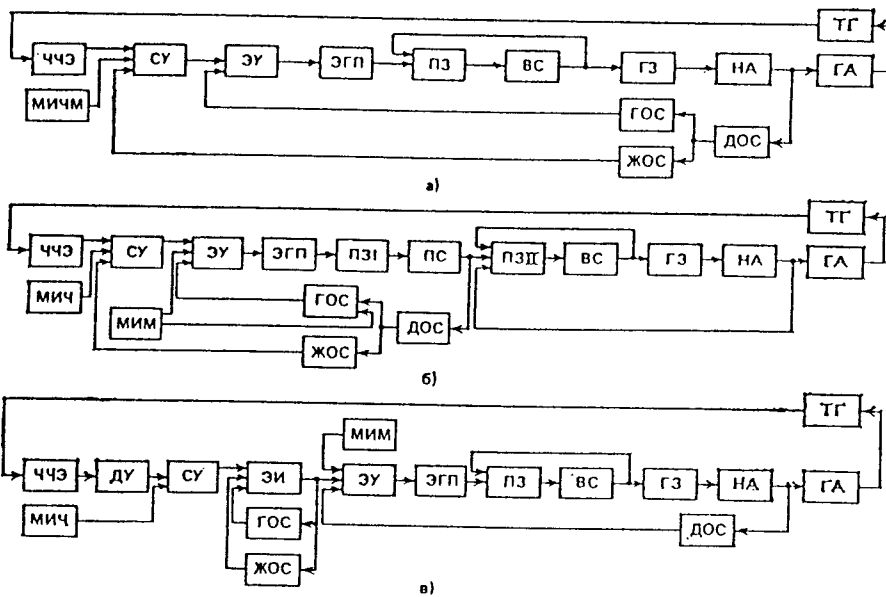


Рис. 9.3. Функциональные схемы электрогидравлических регуляторов:

ЧЧЭ — частотно-чувствительный элемент; МИЧМ — механизм изменения частоты и мощности; СУ — суммирующее устройство; ЭУ — электрический усилитель; ЭГП — электрогидравлический преобразователь; ПЗ — побудительный золотник; ВС — вспомогательный сервомотор; ГЗ — главный золотник; ГОС — гибкая (изодромная) обратная связь; ЖОС — жесткая обратная связь (статизм); НА — направляющий аппарат; ДОС — датчик обратной связи; ГА — гидроагрегат; ТГ — тахогенератор; МИЧ — механизм изменения частоты; МИМ — механизм изменения мощности; ПС — промежуточный сервомотор; ДУ — дифференцирующее устройство; ЭИ — электрический интегратор

нические и электрогидравлические (ЭГР).

В гидромеханических регуляторах функции измерения частоты, формирования и усиления управляющих сигналов, устройства стабилизации, а также силовое управление регулирующими органами осуществляются с помощью различных механических и гидромеханических устройств.

В электрогидравлических регуляторах элементы измерителя частоты вращения, стабилизации, устройства формирования сигнала управления, задания частоты и мощности, суммирования сигналов, а также устройства группового регулирования выполнены электрическими. Преобразование электрических сигналов в механические силовые перемещения и управление регулирующими органами турбины осуществляются в ЭГР электромеханическими и гидромеханическими устройствами. Таким образом, электрогидравлические регуляторы имеют две части: электрическую и гидромеханическую.

По сравнению с гидромеханическими электрогидравлические регуляторы обладают большими преимуществами, связанными с более высокой чувствительностью, обеспечением ввода различных управля-

ющих воздействий, широкой возможностью быстрого изменения характеристик звеньев регулятора.

По способу стабилизации типовые регуляторы, выпускаемые ПО ЛМЗ, можно разделить на две группы: изодромные, формирующие сигнал управления по пропорционально-интегральному (ПИ) закону, и изодромные с элементами введения ускорения (дифференцирования), формирующие сигнал управления по пропорционально-интегрально-дифференциальному (ПИД) закону.

В зависимости от типа гидротурбины и числа регулирующих органов регуляторы выпускаются четырех видов: для радиально-осевых и пропеллерных турбин; поворотных-лопастных и диагональных турбин; ковшовых гидротурбин и насос-турбин.

В зависимости от места присоединения (подключения) жесткой и изодромной обратной связей электрогидравлические регуляторы имеют три различные функциональные схемы, приведенные ниже.

Изодромная обратная связь и статизм взяты от сервомотора направляющего аппарата (рис. 9.3, а). Недостатком этой схемы является низкое быстродействие системы по

Таблица 9.3. Основные технические данные регуляторов с панелями ЭГР-1Т и ЭГР-2И1

Параметр	Тип панели	
	ЭГР-1Т	ЭГР-2И1
Минимальная мертвая зона $i_m$ , %	0,025	0,01
Искусственно вводимая мертвая зона $i_d$ , %	$0 \div \pm 2$	$\pm 0,5$
Диапазон устройства задания частоты на холостом ходу, %	$\pm 10$	$\pm 10$
Точность поддержания частоты на холостом ходу, %	$\pm 0,2$	$\pm 0,2$
Постоянная времени изодрома $T_d$ , с	0—25	0—20
Временная неравномерность регулятора $b_i$ , с	0—100	0—100
Статизм регулятора $b_p$ , %	0—10	0—10
Постоянная времени ускорения $T_a$ , с	0—1	0—1,5
Коэффициент, характеризующий частотный диапазон действия ускорения $K$	0,1	0,1
Коэффициент усиления частотно-чувствительного элемента $K_0$	1	1
Постоянная времени интегрирующего усилителя $T_{и1}$ , с	0,03	0,02
Постоянная времени интегратора мощности $T_p$ , с	—	0—50
Постоянная времени сервомотора следящей системы регулятора $T_v$ , с	0,2—0,55	

каналу изменения мощности гидроагрегата, так как реализация сигнала от механизма изменения мощности (МИМ) связана с действием изодрома (затягиванием переходного процесса).

Изодромная обратная связь и статизм взяты от промежуточного сервомотора (рис. 9.3, б). Высокое быстродействие системы по управляющему воздействию от МИМ в этой схеме достигается тем, что сигнал от МИМ, кроме прямого канала, подается на изодром, чем компенсируется влияние изодрома на скорость реализации командного сигнала.

Изодромная обратная связь и статизм взяты с выхода электрического интегратора (рис. 9.3, в). В этом случае гидромеханическая часть является следящей системой. Высокое быстродействие со стороны МИМ обеспечивается тем, что сигнал управления подается непосредственно на вход следящей системы и реализация управляющих воздействий не зависит от параметров статизма и изодрома. В отличие от рассмотренных выше схем в этой схеме предусмотрена возможность введения ускорения, что обеспечивает формирование сигнала по ПИД-закону.

Гидромеханические регуляторы. Последними модификациями гидромеханических регуляторов скорости являются регуляторы механические типа РМ, предназначенные для управления радиально-осевыми гидротурбинами, и типа РКМ (с комбинаторной связью) — для управления поворотнотопластными гидротурбинами. Регуляторы РМ выпускаются с главными золотниками диаметром 60 и 100 мм, регуляторы РКМ — с главными золотниками диаметром 100 и 150 мм. Соответственно диаметрам золот-

ников регуляторы имеют обозначения: РМ-60, РМ-100, РКМ-100, РКМ-150.

Основные технические характеристики гидромеханических регуляторов представлены в табл. 9.1. В настоящее время гидромеханические регуляторы выпускаются только по специальным заказам. Особенности этих регуляторов и их схемы более подробно приведены в [9].

### 9.3. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Развитие энергетики, объединение энергосистем, создание гидроагрегатов большой единичной мощности и строительство многоагрегатных ГЭС предъявило новые требования к регуляторам гидротурбин:

обеспечение группового регулирования частоты и активной мощности несколькими или всеми гидроагрегатами ГЭС;

возможность ввода большого количества управляющих воздействий от системной автоматики ГЭС;

осуществление связи с управляющей вычислительной машиной, задающей оптимальный режим работы гидроагрегата;

возможность изменения стабилизирующих параметров регулятора при изменении режима работы гидроагрегата.

Перечисленные выше функции наиболее эффективно выполняются электрогидравлическими регуляторами.

Регуляторы выпускаются в соответствии с ГОСТ 12405—81 «Регуляторы электрогидравлические для гидравлических турбин. Технические условия» и предназначены для управления радиально-осевыми, поворотнотопластными и ковшовыми гидротурбинами, а также насос-турбинами.

Электрогидравлические регуляторы по числу регулирующих органов изготавли-

ваются в двух исполнениях: ЭГР — для гидротурбин с одним регулирующим органом (без комбинатора); ЭГРК — для гидротурбин с двумя регулирующими органами (с комбинатором). В состав электрогидравлического регулятора входят: панель электрооборудования; гидромеханическая колонка управления; механизм обратной связи, формирующий электрический сигнал обратной связи по положению сервомотора направляющего аппарата (или вспомогательного сервомотора); командоаппарат с подвижными контактами по положению сервомотора направляющего аппарата.

Панель электрооборудования является унифицированной, т. е. единой для всех типов регуляторов независимо от типа гидромеханической колонки.

Панели электрооборудования по типу усилительных элементов, применяемых в основном канале регулирования, имеют следующие обозначения (модификации) электрогидравлического регулятора: на электронных лампах — ЭГР; на серийных магнитных усилителях — ЭГР-М; на специаль-

ных магнитных усилителях — ЭГР-2М; на трансформаторных усилителях — ЭГР-1Т; на интегральных микросхемах — ЭГР-2И1.

Регулятор в целом имеет обозначение, отражающее исполнение электрической и гидромеханической частей. Например, регулятор для радиально-осевой гидротурбины с панелью электрооборудования ЭГР-1Т и гидромеханической колонкой 5-го исполнения с главным золотником диаметром 150 мм имеет обозначение ЭГР-1Т-150-5.

В табл. 9.2 приведены все типы электрогидравлических регуляторов, выпущенных ПО ЛМЗ с 1961 г., а в табл. 9.3 — основные технические параметры регуляторов с панелями ЭГР-1Т и ЭГР-2И1. Термины, определения и обозначения параметров регулятора в табл. 9.3 даны в соответствии с рекомендациями МЭК (публикация № 308).

### 9.4. ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ЭГР

Электрическая часть регулятора выполнена в виде панели электрооборудования, в которой расположены электронные,

Таблица 9.4. Основные особенности панелей электрооборудования

Основные отличительные элементы панелей электрооборудования	Тип панели						
	ЭГР	ЭГР-М	ЭГР-2М	ЭГР-И	ЭГР-1Т	ЭГР-2И	ЭГР-2И1
Формирование основного сигнала регулирования: по ПИ-закону по ПИД-закону	+	+	+		+	+	+
Выходной электрический усилитель: на электронной лампе серийный магнитный усилитель специальный магнитный усилитель с применением ИМС и транзисторов <sup>1</sup>	+	+				+	+
Частотно-чувствительный элемент: резонансный контур LC двойной Т-образный контур RC интегратор, управляемый частотой	+	+	+		+		+
Формирование изодромной обратной связи: по положению сервомотора направляющего аппарата <sup>2</sup> по выходному сигналу электрического интегратора	+	+	+			+	+
Датчик задания сигналов МИМ и МИМ: потенциометр сельсин электрический интегратор в режиме памяти	+	+	+		+	+	+

Основные отличительные элементы панелей электрооборудования	Тип панелей						
	ЭГР	ЭГР-М	ЭГР-2М	ЭГР-И	ЭГР-ИТ	ЭГР-2И	ЭГР-2ИИ
Привод механизмов МИЧ и МИМ:							
электродвигатель постоянного тока	+					+	
электродвигатель переменного тока		+	+	+	+		
контакты управляющего реле							+
Конструктивное выполнение механизма изменения частоты и мощности:							
единый механизм МИЧМ	+	+					
раздельные механизмы МИЧ и МИМ			+	+	+	+	+
Способ подачи сигнала для повышения быстродействия отработки управляющего сигнала:							
под изодром на вход следящей системы			+	+	+	+	+
Катушка электрогидравлического преобразователя:							
с двумя обмотками (основной и пусковой)	+	+					
с одной обмоткой			+	+	+	+	
Искусственно вводимая мертвая зона:							
регулируемая					+		
нерегулируемая						+	+
Автоматическая подгонка частоты					+	+	+
Усилитель управления механизмом настройки по напору:							
на электронных лампах	+						
на транзисторах с применением интегральных микросхем и транзисторов	+	+	+	+	+	+	
Датчик сигнала частоты вращения гидроагрегата <sup>7</sup> :							
регуляторный генератор	+	+	+	+	+	+	+
измерительные трансформаторы напряжения и тока						+	+
специальный датчик						+	+

Основные отличительные элементы панелей электрооборудования	Тип панелей						
	ЭГР	ЭГР-М	ЭГР-2М	ЭГР-И	ЭГР-ИТ	ЭГР-2И	ЭГР-2ИИ
Источник питания регулятора:							
регуляторный генератор	+	+	+	+	+		
сеть оперативного тока ГЭС							+
сеть собственных нужд ГЭС							+

- <sup>1</sup> По принципу широтно-импульсной модуляции.
- <sup>2</sup> Для регуляторов ЭГРК-2М-250-3 по положению промежуточного сервомотора.
- <sup>3</sup> Механизмы размещены в гидромеханической колонке регулятора.
- <sup>4</sup> Основная обмотка выполнена со средней точкой.
- <sup>5</sup> Управляющая обмотка электродвигателя.
- <sup>6</sup> В последних модификациях панелей.
- <sup>7</sup> Выбор датчика для конкретной ГЭС производится генпродрайчиком.

радиотехнические и электрические элементы, измеряющие отклонение частоты вращения гидроагрегата от номинального значения, формирующие основной сигнал регулирования, суммирующие и преобразующие сигналы управления и сигналы обратных связей, усиливающие основной сигнал регулирования до уровня, необходимого для управления электрогидравлическим преобразователем. Кроме того, панель содержит электромагнитные реле, позволяющие воспринимать и передавать командные сигналы от устройств автоматики гидроагрегата, управлять исполнительными механизмами гидромеханической колонки, выдавать предупредительную сигнализацию, включать цепи защиты гидроагрегата и автоматически переключать цепи регулятора при изменении режимов работы гидроагрегата.

В табл. 9.4 и 9.5 даны основные конструктивные особенности панелей электрооборудования электрогидравлических регуляторов. Панели электрооборудования всех типов изготавливает ленинградский завод «Электропульт» (панели опытной серии типа ЭГР-И были выпущены ленинградским предприятием). Некоторые сведения о панелях ЭГР, ЭГР-М, ЭГР-2М и др. даны в [8].

На рис. 9.4 показана функциональная схема регулятора с панелью ЭГР-2И1.

Электрическая часть регулятора [25] выполнена таким образом, что для его работы не требуется регуляторного генератора, который традиционно использовался как источник питания регулятора и датчик сигнала отклонения частоты вращения гидроагрегата от номинального значения. В панели ЭГР-2И1 источником питания является напряжение переменного тока 220 В с резервированием его от напряжения постоянного тока 220 В, а датчиком сигнала отклонения частоты — измерительные трансформаторы напряжения ИТ<sub>н</sub> и тока ИТ<sub>т</sub> главного генератора Г.

Если на гидроагрегате предусмотрена установка регуляторного генератора, то сигнал отклонения частоты может быть взят от линейного или фазного напряжения регуляторного генератора (по усмотрению проектировщика).

Сигнал  $f_r$  подается на вход частотночувствительного элемента ЧЧЭ-1, который является высокочувствительным измерительным преобразователем частоты на интегральных микросхемах, обладающим достаточно стабильными характеристиками при изменении значения напряжения входного

Таблица 9.5. Конструктивные особенности панелей электрооборудования

Тип панели	Конструктивное исполнение	Монтаж	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ЭГР	Закрытое	Навесной	600×550×2090	350
ЭГР-М	»	»	600×550×2090	300
ЭГР-2М	»	»	600×550×2090	320
ЭГР-ИТ	Открытое	Печатный	570×540×2285	250
ЭГР-2И	»	»	570×540×2400	240
ЭГР-2ИИ	»	»	335×575×2400	150



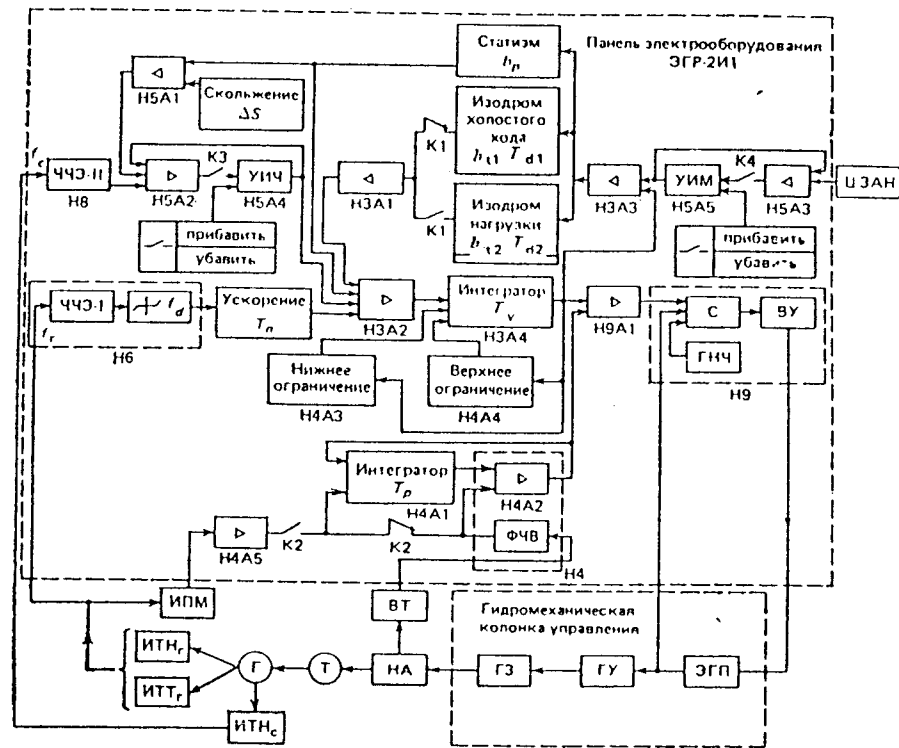


Рис. 9.4. Функциональная схема регулятора с панелью электрооборудования ЭГР-2И1

сигнала в пределах от 0,5 до 200 В, что обеспечивает нормальную работу регулятора при невозбужденном генераторе. Схема ЧЧЭ-1 не исключает возможность его подключения к регуляторному генератору или другому датчику частоты, обеспечивающему контроль частоты вращения гидроагрегата. Выходной сигнал с ЧЧЭ-1 поступает на устройство, служащее для введения в случае необходимости мертвой зоны  $f_d$  регулятора. Наличие такого устройства позволяет устранить реагирование системы регулирования на небольшие отклонения частоты в энергосистеме и тем самым уменьшить износ гидромеханических устройств системы регулирования.

Далее сигнал через дифференцирующий контур, создающий воздействие по ускорению, поступает на вход усилителя Н3А2. Изменение постоянной времени дифференцирующей цепи производится переключателем. При каждом положении переключателя включается определенный конденсатор, обеспечивающий изменение времени  $T_n$ .

Усилитель Н3А2 предназначен для ограничения максимальной скорости, изменения сигнала главного интегратора Н3А4, а

также для суммирования входных сигналов от устройства изменения частоты (УИЧ), статизма  $b_p$  и изодромной обратной связи  $b_i, T_d$ .

Выходной сигнал с усилителя Н3А2 поступает на вход главного интегратора Н3А4, представляющего собой усилитель на интегральной микросхеме. Он имеет большой коэффициент усиления, охватывающий емкостной обратной связью и, таким образом, выполняет функцию, аналогичную гидравлическому сервомотору. По выходному напряжению интегратора взяты изодромная обратная связь и статизм. Напряжение от главного интегратора поступает в цепь статизма и изодрома через промежуточный усилитель Н3А3, который является сумматором выходного напряжения главного интегратора и напряжения от устройства изменения мощности УИМ. Настройка параметров изодрома производится отдельно для работы гидроагрегата на холостом ходу и под нагрузкой. Переключение выбранных уставок осуществляется автоматически при включении гидроагрегата под нагрузку контактами реле режима работы турбины К1 (нагрузка — холостой ход). В цепь изодрома включен усилитель Н3А1, исключающий

взаимное влияние друг на друга уставок интенсивности и времени изодрома.

Устройство изменения частоты Н5А4 и мощности Н5А5 выполнены в виде электрических интеграторов, способных удерживать длительное время на неизменном уровне заданный сигнал. Как было указано выше, сигнал от УИМ подается на вход промежуточного усилителя Н3А3 и далее в цепь изодрома и статизма. Такое включение позволяет практически нейтрализовать действие изодромной обратной связи при подаче сигнала через УИМ и тем самым обеспечить высокое быстродействие по каналу задания мощности.

На вход главного интегратора Н3А4 кроме основного сигнала по частоте подаются также сигналы от устройств электрического ограничения Н4А3 (сверху) и Н4А4 (снизу). Ограничитель Н4А3 обеспечивает задание пускового открытия направляющего аппарата с коррекцией его при изменении действующего напора. Ограничитель Н4А4 обеспечивает ограничение минимальной мощности гидроагрегата при работе его под нагрузкой и ограничение минимального открытия направляющего аппарата при сбросе нагрузки. Выходной сигнал от главного интегратора подается на вход усилителя Н9А1. На вход этого же усилителя поступает сигнал обратной связи по положению направляющего аппарата (в случае, когда обеспечивается обработка задания по открытию) или сигнал по открытию направляющего аппарата, скорректированный по фактической мощности (в случае, когда обеспечивается обработка по мощности). Выход сигнала от усилителя Н9А1 подается на катушку ЭГП, преобразуется в механическое перемещение штока и далее через гидроусилитель (ГУ) воздействует на главный золотник (ГЗ), управляющий сервомотором направляющего аппарата (НА) гидротурбины (Т).

Регулятор позволяет использовать два метода синхронизации гидроагрегата: ручную точную синхронизацию и автоматическую подгонку частоты вращения гидроагрегата к частоте сети. В первом случае изменение частоты вращения производится от ключа, воздействующего на УИЧ. Для удобства эксплуатации таких ключей может быть несколько. Они располагаются на панели электрооборудования, в гидромеханической колонке регулятора и на пульте управления, включены параллельно и приоритета друг перед другом не имеют.

Для обеспечения автоматической подгонки частоты вращения гидроагрегата к частоте сети в регуляторе предусмотрен второй частотно-чувствительный элемент (ЧЧЭ-2), который аналогичен первому и подключен к измерительному трансформатору напряжения сети (ИТН<sub>с</sub>), с которой синхронизируется гидроагрегат. При включении автоматической подгонки контактом реле К3 выходной сигнал от ЧЧЭ-2 подключается на вход суммирующего усилителя Н5А2. УИЧ включается в режим слежения за сигналом частоты сети  $f_c$  и его напряжение на входе усилителя Н3А2 суммируется с напряже-

нием трансформатору напряжения ИТН<sub>1</sub>, и измерительному трансформатору тока ИТТ, генератора и дающий на выходе унифицированный сигнал в диапазоне 0—5 мА, соответствующий изменению мощности от 0 до 100 %.

Постоянная времени вспомогательного интегратора Н4А1 выбирается исходя из конкретных параметров гидроагрегата для обеспечения устойчивости регулирования при отработке задания по мощности.

Выходной сигнал усилителя Н9А1 поступает на вход сумматора С, особенностью которого является то, что он обеспечивает суммирование напряжений постоянного и переменного тока. Напряжение переменного тока подается на вход сумматора от специального генератора низкой частоты (ГНЧ), что вызывает появление переменной составляющей в катушке электрогидравлического преобразователя (ЭГП). Колесики катушки с заданной амплитудой способствуют повышению чувствительности работы ЭГП.

В случае, когда в регуляторе применяется ЭГП с электрической обратной связью, на вход сумматора подается напряжение переменного тока частотой 400 Гц от датчика обратной связи, пропорциональное положению выходного штока ЭГП.

Таким образом, суммарный электрический сигнал регулирования, усиленный до необходимой мощности выходным усилителем (ВУ), поступает на катушку ЭГП, преобразуется в механическое перемещение штока и далее через гидроусилитель (ГУ) воздействует на главный золотник (ГЗ), управляющий сервомотором направляющего аппарата (НА) гидротурбины (Т).

Регулятор позволяет использовать два метода синхронизации гидроагрегата: ручную точную синхронизацию и автоматическую подгонку частоты вращения гидроагрегата к частоте сети.

В первом случае изменение частоты вращения производится от ключа, воздействующего на УИЧ. Для удобства эксплуатации таких ключей может быть несколько. Они располагаются на панели электрооборудования, в гидромеханической колонке регулятора и на пульте управления, включены параллельно и приоритета друг перед другом не имеют.

Для обеспечения автоматической подгонки частоты вращения гидроагрегата к частоте сети в регуляторе предусмотрен второй частотно-чувствительный элемент (ЧЧЭ-2), который аналогичен первому и подключен к измерительному трансформатору напряжения сети (ИТН<sub>с</sub>), с которой синхронизируется гидроагрегат. При включении автоматической подгонки контактом реле К3 выходной сигнал от ЧЧЭ-2 подключается на вход суммирующего усилителя Н5А2. УИЧ включается в режим слежения за сигналом частоты сети  $f_c$  и его напряжение на входе усилителя Н3А2 суммируется с напряже-

нием от ЧЧЭ-1. Для того чтобы обеспечить необходимое для синхронизации скольжение, в панели предусмотрен промежуточный усилитель Н5А1, на входе которого суммируются сигналы от статизма  $b_p$  и установки скольжения  $\Delta s$ .

Выходное напряжение от Н5А1 поступает на вход Н5А2. Такая схема позволяет сохранять заданное скольжение независимо от изменения действующего напора благодаря тому, что на вход усилителя Н3А2, а следовательно, и главного интегратора Н3А4 вместе с сигналами  $f_c$  и  $\Delta s$  подключается сигнал  $b_p$ , нейтрализующий установленное значение статизма. Изменение мощности гидроагрегата при работе под нагрузкой в режиме индивидуального регулирования производится через УИМ, управление которым осуществляется дистанционно от того же ключа, которым изменяется частота вращения на холостом ходу. Переключение управления с УИЧ на УИМ производится автоматически в зависимости от режима работы гидроагрегата.

При переводе регулятора в режим группового регулирования контактом реле К4 УИМ включается в режим слежения за сигналом центрального задатчика активной нагрузки (ЦЗАН). Сигнал от ЦЗАН поступает на вход промежуточного усилителя Н5А3, куда также поступает сигнал от УИМ. Тем самым в режиме группового управления обеспечивается отработка сигнала по быстродействующему каналу. При выходе регулятора из режима группового регулирования не происходит изменения мощности гидроагрегата, так как сигнал задания в режиме группового регулирования задается через УИМ.

Электромагнитные реле, входящие в панель электрооборудования, составляют релейную часть регулятора, которая обеспечивает автоматический пуск и остановку гидроагрегата, перевод его в режим синхронного компенсатора, перевод на холостой ход при сбросе нагрузки и защиту турбины при сбросе нагрузки в случае неисправности регулятора.

На рис. 9.5 представлена конструкция панели электрооборудования ЭГР-2И1. Панель выполнена с максимальным применением интегральных микросхем, что позволило уменьшить габаритные размеры и массу панели по сравнению с панелями ЭГР-1Т и ЭГР-2И. Панель представляет собой односекционную стойку, содержащую пять блоков. С задней стороны блоков расположены штепсельные разъемы, с лицевой стороны — самоутпливающиеся ручки, позволяющие в случае необходимости легко извлечь блок из стойки. На верхней части лицевой панели каждого из блоков латинскими буквами нанесено условное обозначение каждого из блоков: В, G, Н, L и N. В таком порядке блоки размещены в стойке сверху вниз. Внутри блоков установлены специальные направляющие для размеще-

ния субблоков, на которых расположены элементы, соединенные печатным монтажом. Субблоки также имеют штепсельные разъемы. Блоки выполняют следующие функции.

Блок питания В формирует вторичные напряжения питания регулятора  $\pm 12,5$  и 24 В. О наличии этих напряжений сигнализируют две лампочки, расположенные на лицевой панели этого блока.

Блок приборов G состоит из контрольно-измерительных приборов, которые показывают: частоту вращения гидроагрегата (электротахометр); открытие направляющего аппарата; положение механизма ограничения открытия. Все приборы узкопрофильного типа, вместо стрелок имеют световые указатели.

Блок электронного регулирования Н формирует основной электрический сигнал регулирования. С задней стороны блока расположены ручки настройки стабилизирующих параметров регулятора  $b_p, b_1, T_d, T_n, T_r$ , а также тумблеры для включения мертвой зоны и перевода регулятора в режим группового регулирования. С задней стороны также установлены контрольные гнезда для подключения измерительных приборов. На лицевой стороне блока находится сигнальная лампа, которая загорается при переводе регулятора в режим группового регулирования.

Блоки релейной автоматики L и N содержат электромагнитные реле, обеспечивающие переключение цепей регулятора при изменении режимов работы гидроагрегата.

Между блоками Н и L расположена панель К с двумя ключами управления: один из них предназначен для изменения частоты и мощности гидроагрегата, а второй — для дистанционного воздействия на механизм ограничения открытия.

Над блоком В в верхней части панели расположен преобразователь напряжения А, содержащий крупногабаритные детали (трансформаторы, дроссели и др.). В нижней части панели с обеих сторон размещены клеммники для подключения внешнего кабеля, который подводится через специальное окно в днище панели. Задняя часть панели закрыта двумя одностворчатыми дверьми, за которыми расположены провода, соединяющие блоки между собой и с выходным клеммником.

Для обеспечения работы гидроагрегата в режиме индивидуального регулирования в панели расположены следующие электрические устройства управления и настройки: УИЧ, позволяющее изменять частоту вращения гидроагрегата при его работе на холостом ходу; УИМ, позволяющее изменять мощность гидроагрегата при работе его под нагрузкой; переключатель изменения статизма; издромное устройство для обеспечения устойчивости системы регулирования; устройство для введения производной сиг-

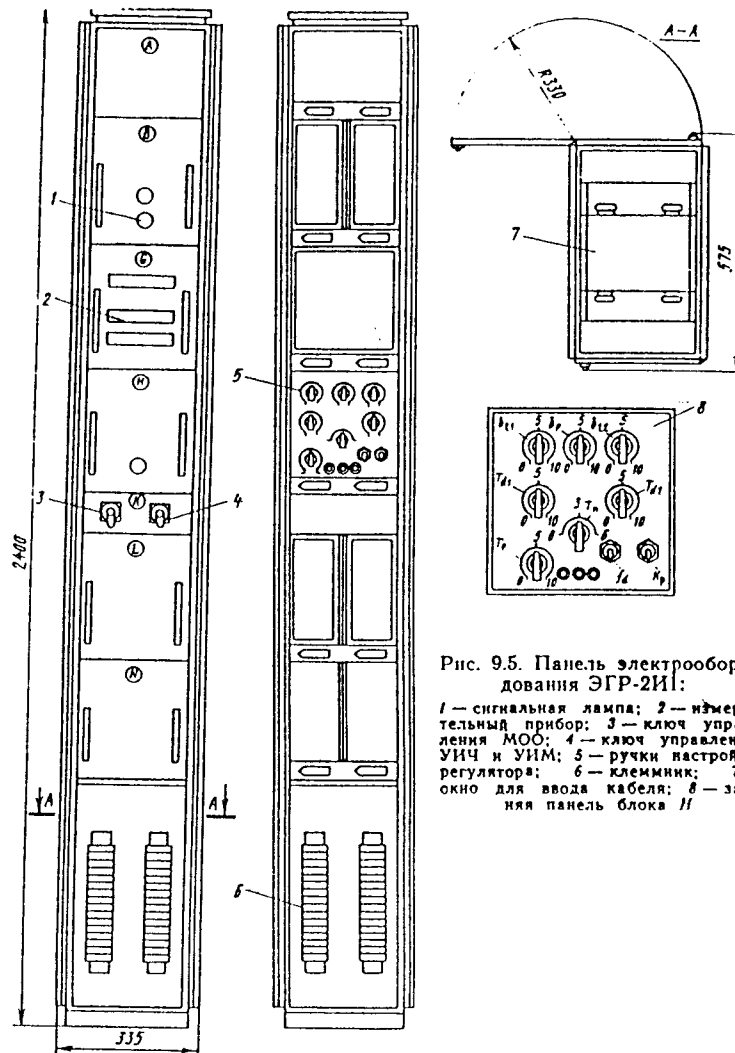


Рис. 9.5. Панель электрооборудования ЭГР-2И1:

1 — сигнальная лампа; 2 — измерительный прибор; 3 — ключ управления МОО; 4 — ключ управления УИЧ и УИМ; 5 — ручки настройки регулятора; 6 — клеммник; 7 — окно для ввода кабеля; 8 — задняя панель блока Н

нала по частоте (ускорение); устройство для искусственного введения мертвой зоны; устройство для обеспечения обратной связи по активной мощности.

В табл. 9.6 приведены параметры издромного устройства в зависимости от положения переключателей, задающих значения интенсивности  $b_1$  и времени издромы  $T_d$  для панелей ЭГР-2И1 и ЭГР-1Т.

Ниже даны значения времени ускорения  $T_a$  в зависимости от положения переключателя, расположенного в блоке Н панели ЭГР-2И1:

Положение переключателя	0	1	2	3	4	5	6
$T_a, c$	0	0,2	0,5	0,7	1	1,3	1,5

Для панели ЭГР-1Т значение  $T_a$  определяется числом включенных тумблеров: Число включенных тумблеров . . . . . 0 1 2 3 4  
 $T_a, c$  . . . . . 0 0,25 0,5 0,75 1

Регуляторы, комплектуемые панелями ЭГР-2И1, имеют ряд преимуществ по сравнению с регуляторами, изготавливаемыми ранее:

ограничение пускового открытия направляющего аппарата выполнено электрическим путем;

обеспечивается автоматическая коррекция пускового открытия направляющего аппарата в зависимости от действующего напора;

Таблица 9.6. Параметры изодромного устройства

Тип панели	Параметр	Положение переключателя										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ЭГР-2И1	$b_f, \%$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	$T_d, c$	0,5	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
ЭГР-1Т	$b_f, \%$	0	4	7	12	24	30	36	48	60	80	100
	$T_d, c$	2	3,5	5	7	9	11,5	13,5	16	18	20	25

устройства изменения частоты и мощности выполнены безмоторными;

обеспечивается электрическим путем ограничение закрытия направляющего аппарата при работе на холостом ходу (или при сбросе нагрузки);

предусмотрено ограничение минимальной мощности при работе гидроагрегата в мощную энергосистему;

при автоматической подгонке частоты вращения гидроагрегата к частоте сети предусмотрено постоянно значения скольжения при изменении действующего напора;

панель рассчитана на подключение дистанционных указателей частоты вращения, положения направляющего аппарата и ограничителя открытия с унифицированным сигналом в диапазоне 0—5 мА;

при переводе регулятора в режим группового управления обеспечивается плавное изменение мощности до уровня, заданного системой группового регулирования;

обеспечивается работа регулятора от унифицированных входных сигналов: центрального задатчика группового регулирования — от 10 до +10 В, датчика активной мощности гидроагрегата и датчика действующего напора — от 0 до 5 мА;

отработка задания мощности производится по открытию направляющего аппарата или по фактической мощности (в зависимости от положения тумблера в панели).

### 9.5. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ЭГР

Гидромеханическая часть ЭГР представляет собой комплекс электромеханических и гидромеханических устройств, предназначенных для преобразования электрических сигналов, поступающих от электрической части регулятора, в соответствующие перемещения регулирующих органов гидротурбины. Конструктивно гидромеханическая часть ЭГР выполнена в виде колонки управления.

В зависимости от работоспособности сервомоторов регулирующих органов турбины гидромеханические колонки управления как ЭГР, так и ЭГРК выполняются с главными золотниками разных типоразмеров.

Блоки главных золотников диаметром 100 и 150 мм крепятся к колонке снизу. Блоки золотников диаметром 200 и 250 мм устанавливаются на специальной фундаментной раме под колонкой управления и связаны с колонкой соответствующими тягами и маслопроводами.

Главные распределительные золотники соединены трубопроводами с маслонапорной установкой и сервомоторами регулирующих органов турбины. С помощью тросовых передач гидромеханическая колонка соединяется с сервомоторами регулирующих органов турбины. Это обеспечивает обратную связь к колонке от исполнительных органов управления турбины. Гидромеханические колонки работают при давлении масла 4 МПа. В настоящее время созданы серийные регуляторы, рассчитанные на давление 6,3 МПа.

Типы гидромеханических колонок и их особенности приведены в табл. 9.7.

Гидромеханическая колонка управления типа ЭГР во всех модификациях имеет одни и те же габаритные размеры. На рис. 9.6 представлена колонка управления типа ЭГР-100(150)-11. Размеры, обозначенные на рис. 9.6 буквами, представлены в табл. 9.8.

На лицевой стенке колонки управления расположены следующие контрольно-измерительные приборы, указатели и элементы управления:

главный указатель, показывающий открытие направляющего аппарата и положение механизма ограничения открытия;

электротактометр, показывающий частоту вращения турбины;

балансный прибор, показывающий значение управляющего тока в катушке магнитоэлектрического преобразователя и его направление;

сигнальные лампы, показывающие положение стопора направляющего аппарата;

маховичок управления механизмом ограничения открытия;

ключ управления устройствами изменения частоты и мощности.

Схема гидромеханической колонки управления ЭГР-100(150)-11 представлена на рис. 9.7.

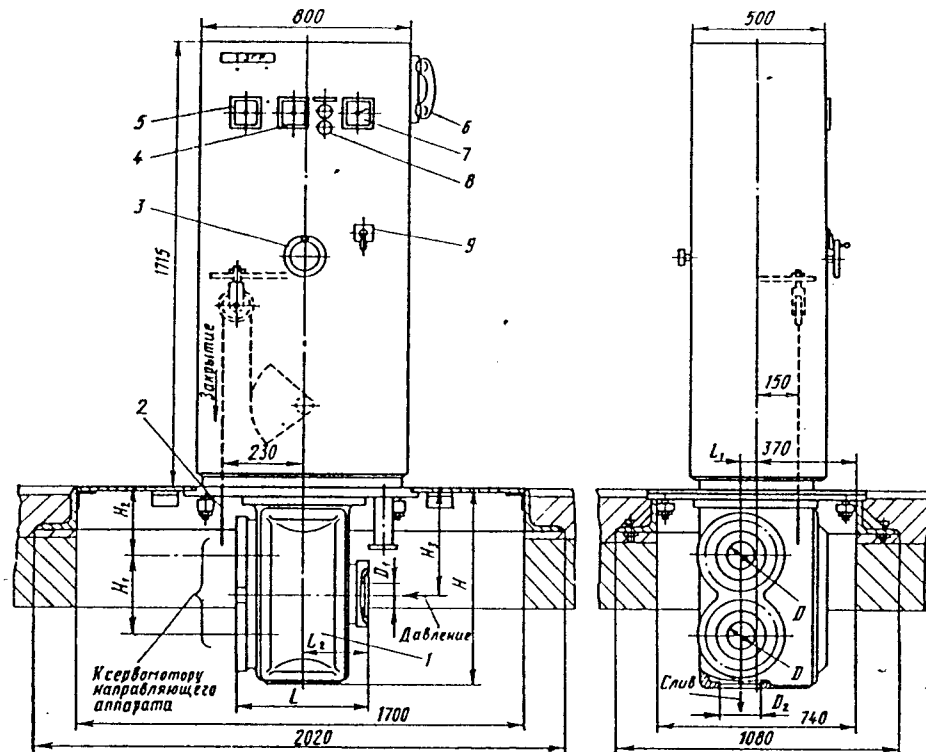


Рис. 9.6. Гидромеханическая колонка управления ЭГР-100(150)-11:

1 — главный золотник; 2 — трос обратной связи направляющего аппарата; 3 — маховичок управления МОО; 4 — тахометр; 5 — балансный прибор; 6 — телефон; 7 — указатель положения направляющего аппарата и ограничителя; 8 — сигнальные лампы стопора; 9 — ключ управления УИЧ и УИМ

Автоматическое управление турбиной осуществляется при положении «Автомат» рукоятки 19 и отведенном вверх штоке механизма ограничения открытия 6. Сигнал управления, сформированный в панели электрооборудования, поступает в катушку 13, подвешенную на пружинах и расположенную в кольцевом зазоре постоянного магнита (МЭП) 14.

Электромагнитное поле катушки, взаимодействуя с магнитным полем постоянного магнита, вызывает движение катушки в ту или иную сторону в соответствии с направлением поданного сигнала. Катушка жестко связана с заслонкой гидроусилителя 15, которая, смещаясь, изменяет расход масла из сопла и, таким образом, перераспределяет давление масла в полостях над и под поршнем 17, в результате чего поршень изменяет свое положение. Поршень является одновременно и управляющим золотником поршня 23, который через распор и рычажную передачу действует на побудительный золотник 35. Плужерный датчик 22 обеспечивает электрическую обрат-

ную связь по положению поршня 23, уравновешивая входной сигнал управления, подаваемый в МЭП.

Смещение побудительного золотника 35 вызывает изменение давления в полости вспомогательного сервомотора 33 главного золотника регулятора 34, в результате чего смещается главный золотник. Роль обратной связи между вспомогательным сервомотором и побудительным золотником выполняет соединяющий их рычаг. Главный золотник управляет сервомотором направляющего аппарата. Электрическая обратная связь от сервомоторов осуществляется механизмом обратных связей 29 с помощью вращающихся трансформаторов 31.

Для ограничения скорости движения сервомоторов направляющего аппарата главный золотник имеет регулируемые упоры. Управление направляющим аппаратом от действия механизма ограничения открытия 6 может осуществляться вручную с помощью маховичка 16 или дистанционно включением электродвигателя. В этом случае рукоятка 19 электрогидравлического

Таблица 9.7. Основные особенности гидромеханических колонок управления

Основные конструктивные особенности колонок управления	Тип гидромеханических колонок управления																	
	РО турбины						ПЛ турбины						ковшовых турбин					
	ЭТР-150	ЭТР-100 (150)-3	ЭТР-100 (150)-4	ЭТР-150-10	ЭТР-100-5	ЭТР-107	ЭТР-108	ЭТР-150-9	ЭТР-100 (150)-11	ЭТР-100 (150)-12	ЭТР-100 (150)	ЭТР-100 (150)-2	ЭТР-250 (200)-3	ЭТР-150 (100)-4	ЭТР-150-5	ЭТР-300-6	КАЭР-70	ЭТР-10-6
Давление масла в системе: 2,5 МПа (25 кгс/см <sup>2</sup> ) 4 МПа (40 кгс/см <sup>2</sup> ) 6,3 МПа (63 кгс/см <sup>2</sup> )	+	+	+	+	+	+	+	++	++	++	+	+	+	+	+	+	+	+
Электрогидравлический преобразователь: гильзовый сопло-заслонка сопло-заслонка с электрической об- ратной связью с электродвигателем	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	++	+	+	+	+	+	+	+
Датчики обратных связей: потенциометры сельсыны вращающиеся трансформаторы	+	++	+	+	+	+	+	+	+	+	++	+	++	++	+	+	+	+
Установка датчиков обратных связей: внутри колонки вне колонки	+	+	++	+	+	+	+	+	+	+	+	+	++	++	+	+	+	+
Задание пускового от- крытия:	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

МОО электрический ог- раничитель	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Механизм настройки по напору: без гидроусилителя с гидроуслителем обратная связь— сельсин обратная связь— потенциометр	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Противорагонная за- щита: контакт на катарак- те контакт на главном золотнике	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Управление лопастями РК: электродвигателем гидромеханическим устройством от МОО электромагнитом	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Соленоидные механиз- мы: пуска и остановки с зашелкой пуска и остановки без зашелки программного за- крытия ограничения откры- тия в насосном режиме в режиме холостого хода фиксатор	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Основные конструктивные особенности колонок управления	Тип гидромеханических колонок управления																			
	РО турбины			ПЛ турбины			Ковшовых турбин													
Дублирующие приборы: сельские потенциометры Телефон в колонке управления Масса колонок с блоком золотников, т. для золотника диаметром, мм:	ЭР-150	-	-	1,25	1,26	1,15	1,17	1,29	1,22	1,45	0,82	0,83								
	ЭР-100 (150)-3	-	-	1,15	1,26	1,15	1,17	1,29	1,22	1,45	0,82	0,83								
	ЭР-100 (150)-4	+	+	1,17	1,29	1,17	1,29	1,29	1,22	1,45	0,82	0,83								
	ЭР-150-9	+	+	1,82	1,82	1,82	1,82	1,82	1,82	1,82	0,82	0,83								
	ЭР-10-8	+	+	1,4	1,68	1,4	1,68	1,68	1,68	1,68	0,82	0,83								
	ЭР-100 (150)-11	+	+	1,4	1,68	1,4	1,68	1,68	1,68	1,68	0,82	0,83								
	ЭР-100 (150)-12	+	+	1,4	1,68	1,4	1,68	1,68	1,68	1,68	0,82	0,83								
	ЭР-100 (150)	-	-	1,62	2,1	1,62	2,1	2,1	2,1	2,1	1,62	0,82	0,83							
	ЭР-100 (150)-2	-	-	1,65	2,1	1,65	2,1	2,1	2,1	2,1	1,65	0,82	0,83							
	ЭР-250 (200)-3	+	-	3,55	3,65	3,55	3,65	3,65	3,65	3,65	3,55	0,82	0,83							
ЭР-150-5	+	+	2,15	2,15	2,15	2,15	2,15	2,15	2,15	2,15	0,82	0,83								
ЭР-200-8	+	+	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	0,82	0,83								
КАР-70	+	-	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,82	0,83								
ЭР-10-6	+	+	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,83								

1 Для панели ЭР-2М.  
2 Для панели ЭР-1Т.  
3 Для панели ЭР-2ИТ.  
4 Для насосного режима.

Примечания: 1. Прочерк в таблице указывает на отсутствие элементов.  
2. Колонки ЭР-10-8 и ЭР-150-9 применяются для насос-турбины.  
3. Габаритные размеры колонок управления (без золотника), мм, составляют для РО турбины 800 X 300 X 1715, для ПЛ турбины 800 X 700 X 1715, для ковшовых турбины 800 X 500 X 1750.

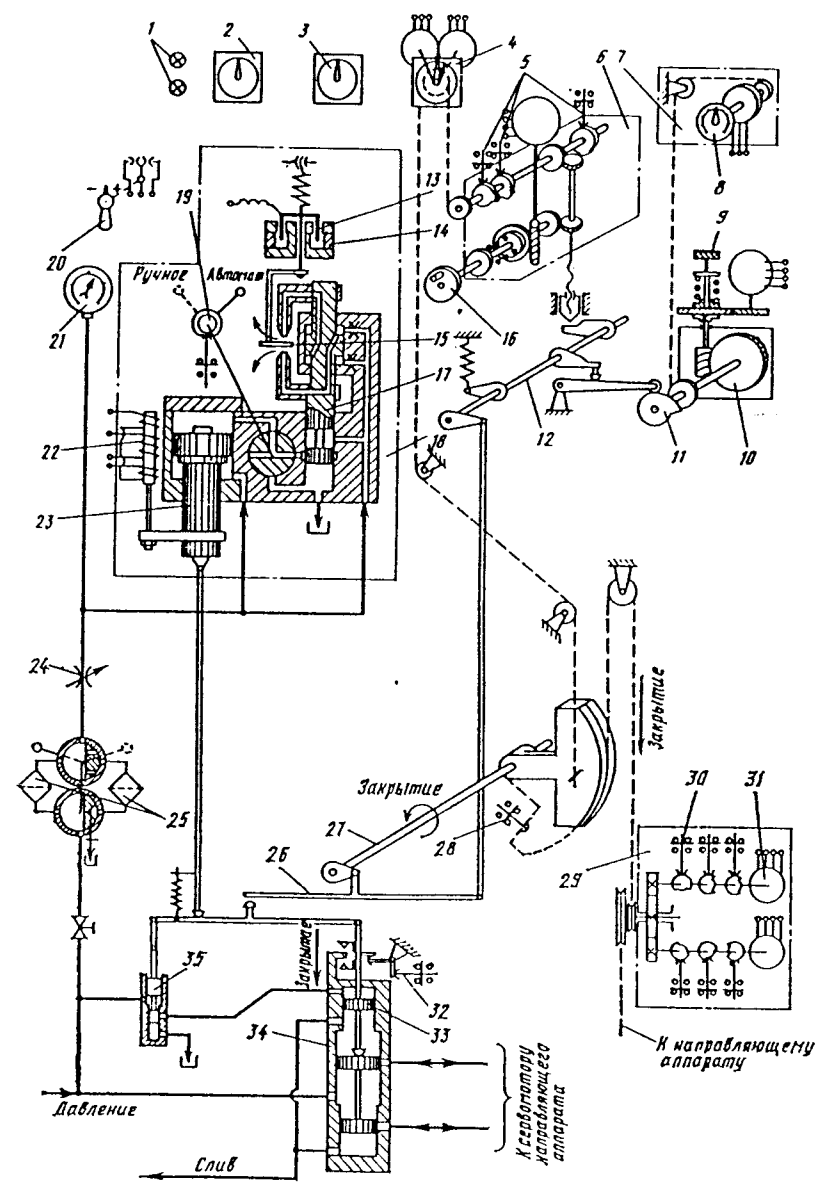


Рис. 9.7. Схема гидромеханической колонки управления ЭР-100(150)-11:

1 — сигнальные лампы стопора; 2 — балансный прибор; 3 — тахометр; 4 — указатель положения направляющего аппарата и ограничителя; 5 — контактное устройство; 6 — механизм ограничения открытия; 7 — механизм обратной связи по напору; 8 — указатель напора; 9 — маховичок; 10 — механизм настройки регулятора по напору; 11 — кулачок ограничения открытия по напору; 12 — вал ограничителей; 13 — катушка; 14 — магнитоэлектрический преобразователь (МЭП); 15 — звонка; 16 — маховичок; 17 — поршень с золотником; 18 — электрогидравлический преобразователь (ЭГП); 19 — рукоятка; 20 — ключ управления УИЧ и УИМ; 21 — манометр; 22 — датчик электрической обратной связи; 23 — поршни; 24 — дроссель; 25 — фильтр масляный; 26 — рычажная передача; 27 — вал обратных связей; 28 — сигнализатор обрыва тросовой передачи; 29 — командоаппарат с механизмом обратных связей; 30 — микропереключатели; 31 — датчики обратных связей; 32 — контакт положения золотника; 33 — вспомогательный сервомотор; 34 — главный золотник; 35 — побудительный золотник

Таблица 9.8. Габаритные размеры колонки, мм

Тип колонки	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>
ЭГР-100-12	100	100	100	420	55	210	615	240	200	318
ЭГР-150-12	150	150	150	500	65	250	730	306	230	408
ЭГРК-100-4	100	150	200	200	100	225	615	240	200	350
ЭГРК-150-4	150	200	250	250	100	225	730	306	230	430

преобразователя 18 устанавливается в положение «Ручное», что обеспечивает смещение поршня вверх и освобождение рычага побудительного золотника от действия распора ЭГП. Пусковое открытие направляющего аппарата при автоматическом пуске турбины осуществляется через ЭГП. В других модификациях регуляторов эта задача обеспечивается контактным устройством 5 механизма ограничения открытия.

Ограничение открытия турбины в зависимости от напора производится кулачком 11 механизма настройки по напору 10, который поворачивается в положение, соответствующее действующему напору, электродвигателем или вручную маховичком 9.

При автоматическом действии механизма настройки по напору электродвигатель получает сигналы управления от панели электрооборудования. Обратная связь по

положению кулачка 11 осуществляется потенциометром механизма 7.

Устройство выключателя 32 цепи противоразгонной защиты контролирует положение главного золотника.

Контакт этого устройства нормально замкнут и размыкается только при смещении главного золотника в сторону закрытия.

Особенностью колонок управления ЭГР 5-го и 12-го исполнений является то, что в ней дополнительно установлены соленоидные механизмы пуска и холостого хода. Включение соленоида пуска производится контактом путевого выключателя 6 при достижении МОО пускового положения (~30%).

При подаче сигнала аварийной остановки или потере напряжения оперативного тока соленоид обесточивается, что вызывает действие механизма остановки и со-

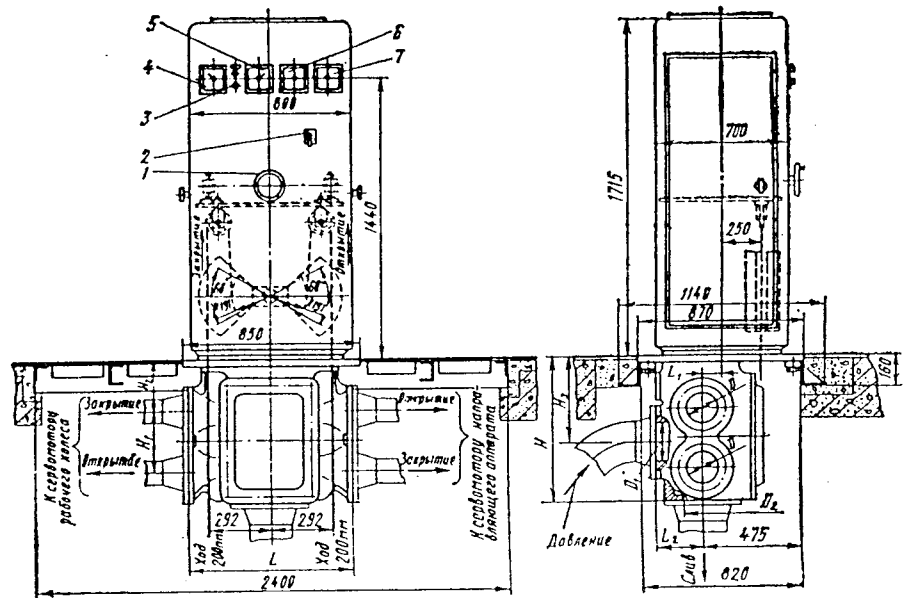


Рис. 9.8. Гидромеханическая колонка управления ЭГРК-100(150)-4:

1 — маховичок управления МОО; 2 — ключ управления УИЧ и УИМ; 3 — сигнальные лампы стопора; 4 — указатели положения лопастей рабочего колеса; 5 — указатель положения направляющего аппарата и ограничителя; 6 — тахометр; 7 — балансный прибор

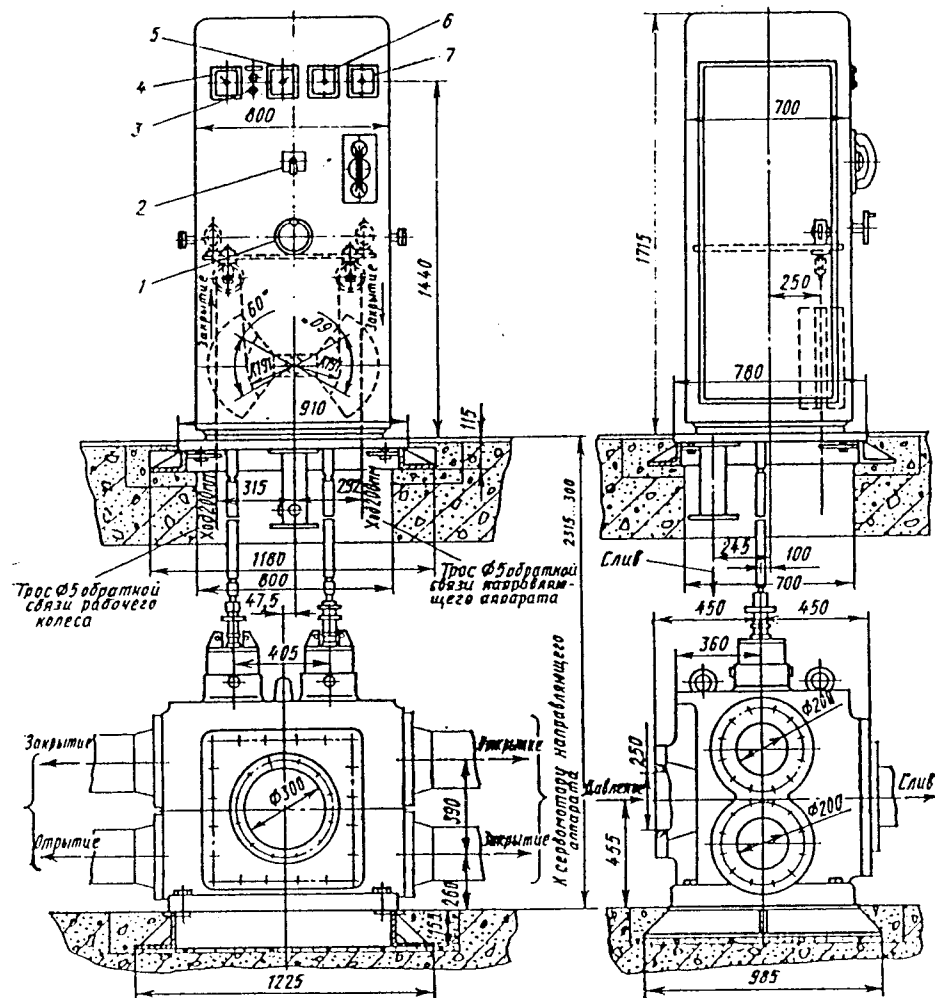


Рис. 9.9. Гидромеханическая колонка управления ЭГРК-200-6 (обозначения — см. рис. 9.8)

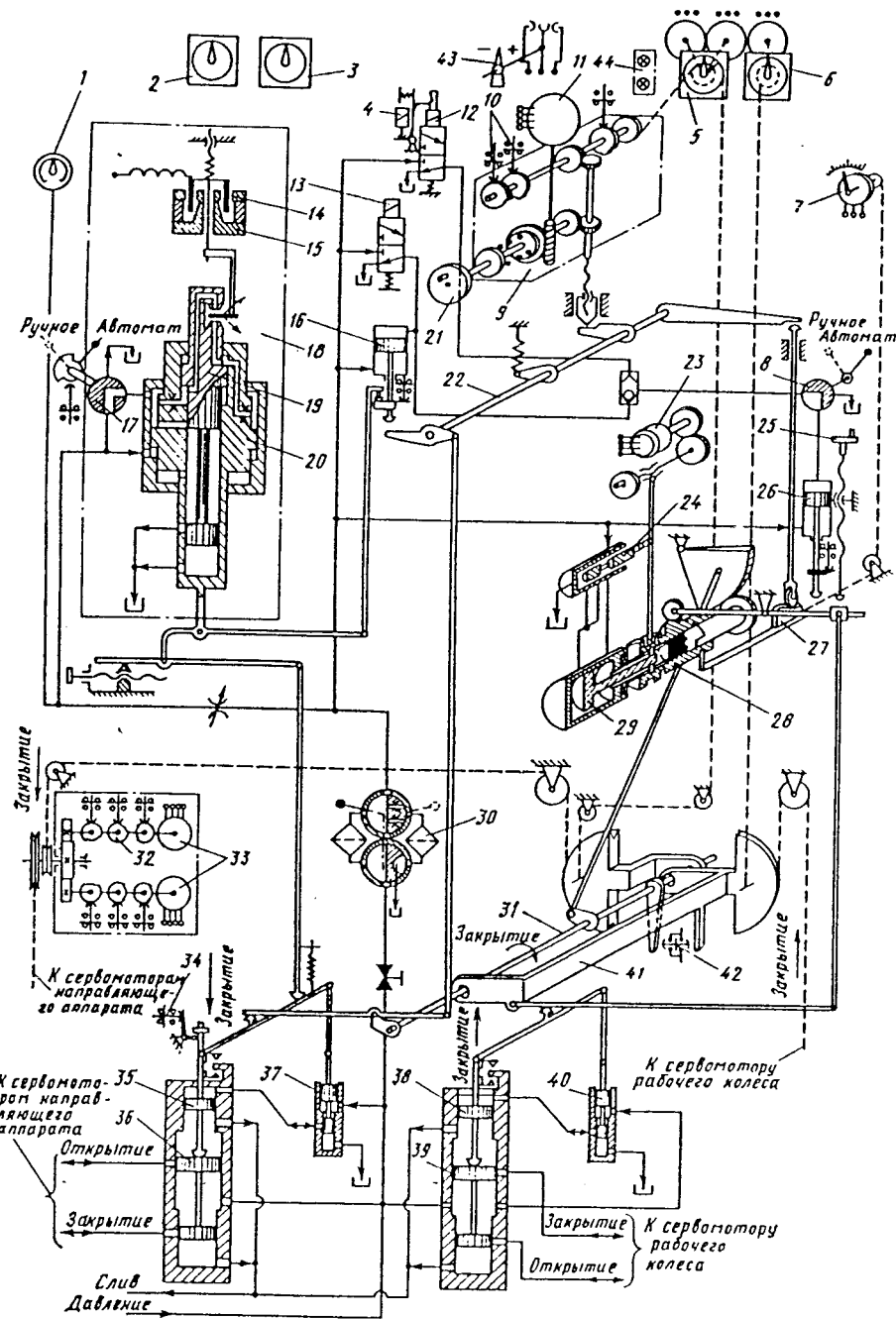
ответственно закрытие направляющего аппарата.

Соленоид холостого хода включается в период пуска турбины в момент достижения гидроагрегатом 80% номинальной частоты вращения. При этом происходит изменение открытия направляющего аппарата от пускового до открытия несколько выше холостого хода. Этот соленоид включается также при сбросах нагрузки, препятствуя открытию направляющего аппарата выше указанного значения. Действие соленоида холостого хода позволяет защитить гидроагрегат от разгона при неисправностях автоматической части регулятора в период пуска и сброса нагрузки.

Гидромеханическая колонка управления ЭГРК. Внешний вид колонок управления ЭГРК-100(150)-4 и ЭГРК-200-6 показан на рис. 9.8 и 9.9. Габаритные размеры колонок представлены в табл. 9.8.

На лицевой стороне колонки расположены такие же приборы и указатели, как и в колонке ЭГР. Дополнительно установлен только указатель положения лопастей рабочего колеса. Внутри колонки управления ЭГРК кроме механизмов и приборов, установленных в колонке ЭГР, расположены следующие устройства:

комбинаторное устройство, обеспечивающее оптимальную с точки зрения КПД



турбины зависимости открытия лопастей рабочего колеса от открытия направляющего аппарата и напора ГЭС; принцип действия и конструкция комбинаторного устройства аналогичны устройству регулятора РКМ [9];

механизм ручного управления лопастями рабочего колеса;

механизм программного закрытия, осуществляющий в период сброса нагрузки закрытие направляющего аппарата до определенного значения вне зависимости от действия электрогидравлического преобразователя, а также обеспечивающий разворот лопастей рабочего колеса в этот период на пусковой угол. Это позволяет исключить полное закрытие направляющего аппарата при сбросе нагрузки и, таким образом, предотвратить аварийный подброс (всплывание) ротора гидроагрегата;

механизм автоматического управления лопастями рабочего колеса, действующий при пусках и остановках турбин.

В колонке управления ЭГРК 5-го и 6-го исполнений дополнительно предусмотрен блок механизмов, содержащий соленоиды пуска, остановки, фиксатора и холостого хода.

Фиксатор блокирует открытие направляющего аппарата, которое было в момент потери собственных нужд, и одновременно отключает действие электрогидравлического преобразователя. Это позволяет исключить реакцию регулятора на изменение частоты и нагрузки на время питания электродвигателей насосов МНУ и, таким образом, продлить возможность работы гидроагрегата в энергосистеме с зафиксированным открытием направляющего аппарата до того момента, когда давление масла в МНУ не достигнет аварийно-низкого значения. Действие фиксатора не препятствует закрытию направляющего аппарата от соленоида остановки или МОО.

Механизм холостого хода ограничивает открытие направляющего аппарата до значения, несколько превышающего открытие холостого хода, предотвращая возможный разгон гидроагрегата в случаях отказа автоматической части регулятора в момент пуска, остановки гидроагрегата или при сбросах нагрузки.

Механизм срабатывает, если частота вращения ротора гидроагрегата составляет более 80% номинального значения, а выключатель генератора отключен.

На рис. 9.10 показана схема гидромеханической колонки управления ЭГРК 100(150)-4. Колодка ЭГРК обеспечивает автоматическое управление направляющим аппаратом так же, как и колодка ЭГР. Однако при сбросах нагрузки закрытие направляющего аппарата гидротурбины выполняется иначе из-за действия механизма программного закрытия. В первый момент после сброса нагрузки и соответствующего повышения частоты вращения гидроагрегата движение направляющего аппарата в сторону закрытия осуществляется действием электрогидравлического преобразователя 18. При достижении гидроагрегатом 115% номинальной частоты вращения включается электромагнит механизма программного закрытия 13, в результате чего поршень 16 механизма программного закрытия смещается вниз до упора и через рычажную передачу ограничителя удерживает главный золотник направляющего аппарата 36 в положении закрытия до момента достижения направляющим аппаратом заданного открытия (обычно это открытие несколько выше открытия холостого хода). Одновременно поршень 16 механизма программного закрытия освобождает опору рычажной передачи ЭГП и механически исключает его действие на главный золотник. Кроме того, этот механизм, гидравлически связанный с механизмом управления лопастями рабочего колеса 26, устанавливает лопасти рабочего колеса на пусковой угол. Направляющий аппарат в положении программного открытия и лопасти рабочего колеса в положении пускового открытия удерживаются действием механизма программного закрытия до тех пор, пока частота вращения гидротурбины не снизится до номинальной. В этот момент электромагнит механизма программного закрытия отключается и регулятор переходит на автоматическое управление через ЭГП, в результате чего направляющий аппарат устанавливается на открытие холостого хода, а лопасти рабочего колеса — в положение, соответствующее комбинаторной зависимости.

Рис. 9.10. Схема гидромеханической колонки управления ЭГРК-100(150)-4:

1 — манометр; 2 — балансный прибор; 3 — тахометр; 4 — электромагнит защелки; 5 — указатель положения направляющего аппарата и ограничителя; 6 — указатель положения рабочего колеса; 7 — механизм обратной связи по напору; 8 — кран; 9 — механизм ограничения открытия; 10 — контактное устройство МОО; 11 — электродвигатель МОО; 12 — электромагнит управления лопастями рабочего колеса; 13 — электромагнит механизма программного закрытия; 14 — катушка магнитоэлектрического преобразователя; 15 — магнитоэлектрический преобразователь (МЭП); 16 — поршень механизма программного закрытия; 17 — кран; 18 — электрогидравлический преобразователь (ЭГП); 19 — поршень ЭГП; 20 — поршень; 21 — маховичок МОО; 22 — вал ограничителя; 23 — электродвигатель механизма комбинатора; 24 — иглы; 25 — маховичок управления лопастями рабочего колеса; 26 — механизм управления лопастями рабочего колеса; 27 — клин ограничения открытия по напору; 28 — кулачок комбинатора; 29 — поршень механизма напарта; 30 — масляный фильтр; 31 — вал обратной связи; 32 — контакты механизма управления; 33 — датчики обратной связи; 34 — контакт контроля положения золотника; 35 — вспомогательный сервомотор; 36 — главный золотник; 37 — побудительный золотник; 38 — вспомогательный сервомотор; 39 — главный золотник сервомотора рабочего колеса; 40 — побудительный золотник; 41 — трансверс обратной связи от рабочего колеса; 42 — контакт контроля обрыва троса обратной связи

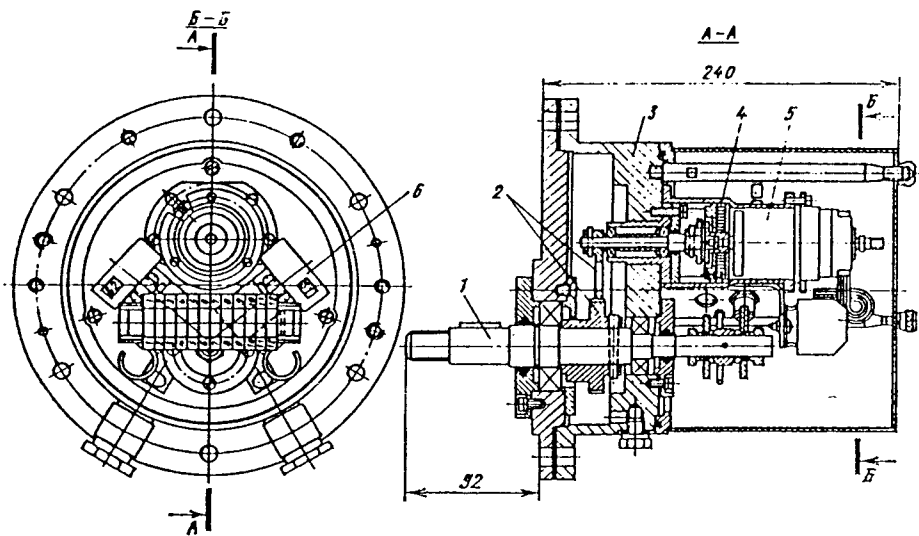


Рис. 9.11. Механизм обратной связи

Автоматическое управление лопастями рабочего колеса ПЛ турбины осуществляется с помощью комбинаторного устройства, кулачок 28 которого поворачивается рычажной и зубчатой передачами от вала обратной связи 31.

В колонках ЭГРК 4-го исполнения управление лопастями рабочего колеса при пусках и остановках осуществлялось действием МОО в полностью закрытом его положении через специальный золотник, гидравлически связанный с механизмом управления лопастями. В последних модификациях этих колонок управление лопастями рабочего колеса при пусках и остановках

турбины выполняется с помощью электромагнита 12. При остановке, когда направляющий аппарат полностью закрылся, подается импульс на электромагнит, в результате чего срабатывает механизм управления лопастями рабочего колеса, который, воздействуя на главный золотник сервомотора рабочего колеса 39, смещает его в сторону открытия. Лопasti рабочего колеса открываются и устанавливаются в положение пускового открытия. Электромагнит фиксируется защелкой и обесточивается. При пусках включается электромагнит защелки 4. Золотниковое устройство управления лопастями соединяет со сливом меха-

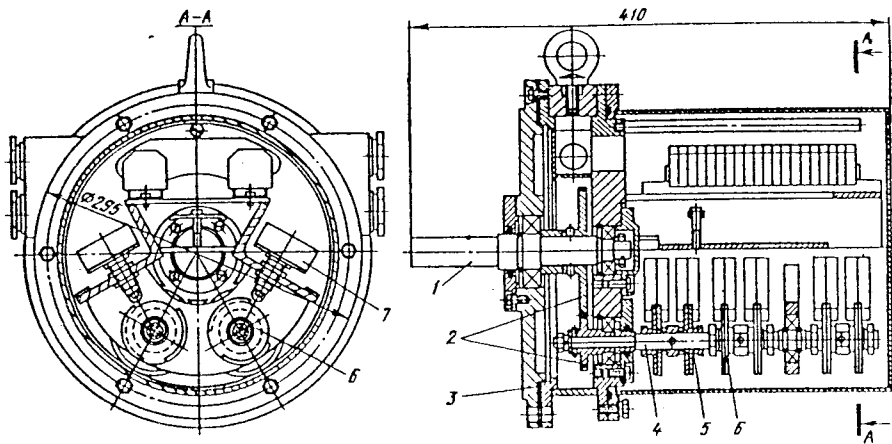


Рис. 9.12. Командоаппарат

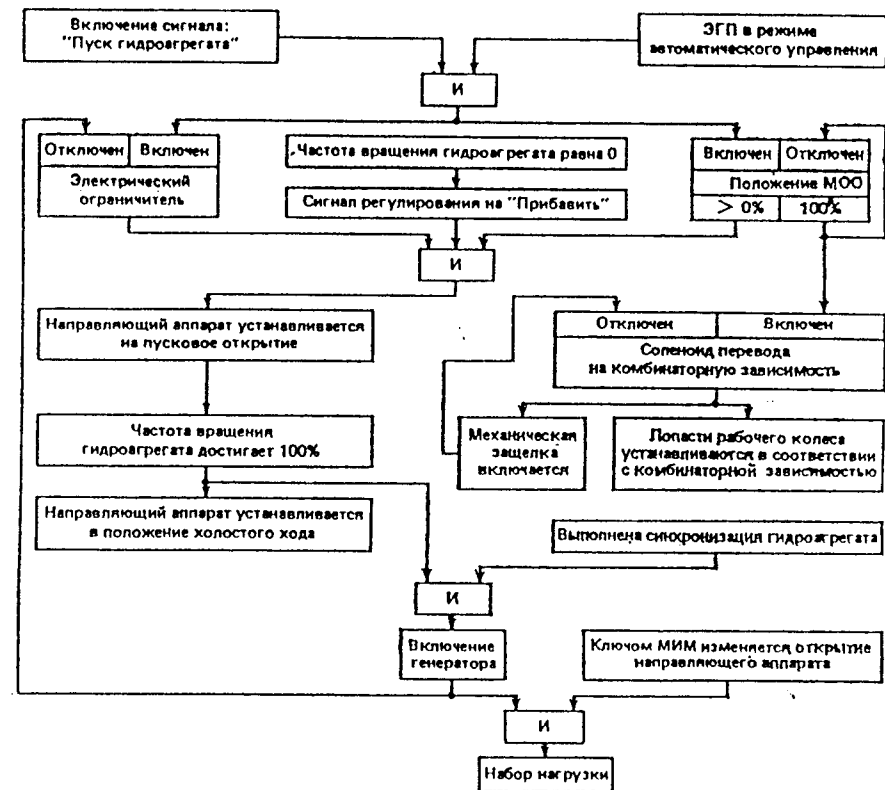


Рис. 9.13. Последовательность пуска гидроагрегата

низм управления лопастями рабочего колеса, поршень которого поднимается вверх, обеспечивая восстановление комбинаторной зависимости. Ручное управление лопастями осуществляется маховичком 25, расположенным внутри колонки управления. Автоматическая настройка комбинатора в зависимости от действующего напора выполняется электродвигателем 28. Сигнал обратной связи механизмы настройки по напору 7 обеспечивается потенциометром. Ограничение открытия направляющего аппарата по напору осуществляется клином 27, который, действуя через тягу, препятствует повороту вала ограничителей 22 в сторону открытия и исключает таким образом возможное открытие направляющего аппарата больше допустимого. Сигналы для управления комбинаторным устройством по напору формируются в электрической панели ЭГР.

Механизм обратной связи (рис. 9.11) предназначен для преобразования поступательного перемещения сервомотора направляющего аппарата в аналоговый электрический сигнал обратной связи,

обеспечивающий действие гидромеханической следящей системы при автоматическом регулировании. Формирование аналогового электрического сигнала производится пружинящимся трансформатором.

Вращающийся трансформатор 6 механизма обратной связи поворачивается зубчатой передачей 2 от приводного вала 1. Люфт в зубчатой передаче замыкается спиральными пружинами 4. Натяжение тросовой передачи механизма обратной связи обеспечивается грузом. Сигнализация обрыва тросовой передачи осуществляется специальным контактом 6, установленным в этом механизме. Механизм обратной связи собирается в отдельном корпусе 3. Для подвода питания к вращающимся трансформаторам применяется экранированный кабель.

Командоаппарат предназначен для получения дискретных электрических сигналов по положению сервомотора направляющего аппарата для обеспечения автоматической работы вспомогательного оборудования гидроагрегата. Получение сигналов производится контактами, переключа-



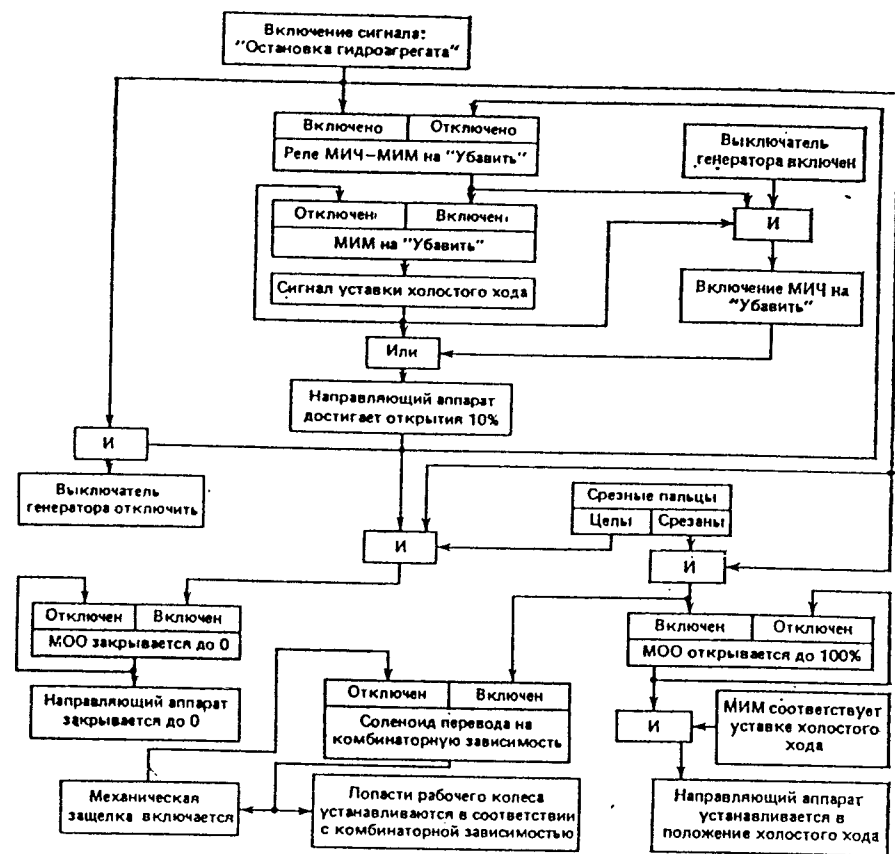


Рис. 9.14. Последовательность действий при нормальной остановке гидроагрегата

чающимися при изменении положения сервомотора.

Конструктивно механизм обратной связи и командоаппарат имеют два исполнения: раздельное, когда каждое устройство комплектуется в своем корпусе, и совмещенное, когда оба устройства размещены в одном корпусе.

Механизм обратной связи при любом исполнении устанавливается вблизи сервомотора направляющего аппарата, или на трассе передачи обратной связи, или с отдельной короткой тросовой передачей. Это вызвано необходимостью сократить длину передачи между сервомотором и механизмом обратной связи и соответственно исключить влияние упругости передачи на действие обратной связи. Командоаппарат устанавливается на трассе обратной связи вблизи гидромеханической колонки.

На рис. 9.12 показан командоаппарат раздельного исполнения. В корпусе 3 командоаппарата содержится 12 микропере-

ключателей 7, каждый из которых имеет один нормально открытый, а другой нормально закрытый контакты, замыкающиеся в зависимости от положения кулачков 6, поворот которых осуществляется зубчатой передачей 2 от приводного вала 1. Кулачки микропереключателей установлены на поворачивающихся валиках 4 и закреплены с помощью цапговых зажимов 5.

### 9.6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ДЕЙСТВИЯ МЕХАНИЗМОВ РЕГУЛЯТОРА В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Наиболее характерными переходными режимами являются автоматический пуск и автоматическая остановка гидроагрегата, а также сброс нагрузки гидроагрегата. Рассмотрим последовательность действия механизмов регулятора на примере ПЛ турбины, оснащенной регулятором ЭГРК-2И1-150.4.

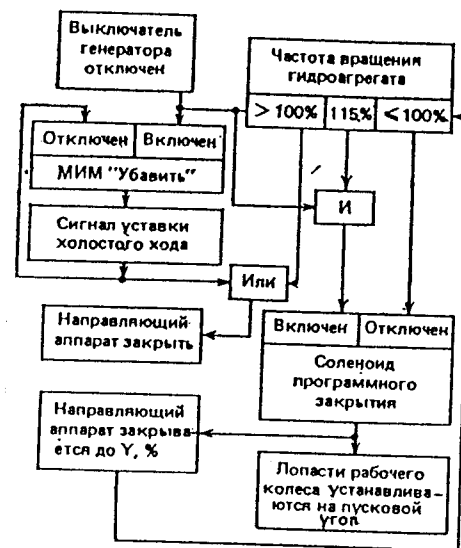


Рис. 9.15. Последовательность действий при сбросе нагрузки гидроагрегата

Для радиально-осевой турбины последовательность будет такая же, за исключением операций, связанных с управлением лопастями рабочего колеса.

Последовательность пуска гидроагрегата показана на рис. 9.13. Следует отметить, что сигнал «Пуск» формируется только при наличии соответствующей команды и обязательном выполнении всех условий, необходимых для автоматического пуска: стопор освобожден, обеспечивается смазка турбинного подшипника, имеется нормальное давление в МНУ и т. д. Последовательность действия механизмов осуществляется релейной частью регулятора, сосредоточенной в блоках L и N панели ЭГР-2И1 (рис. 9.5).

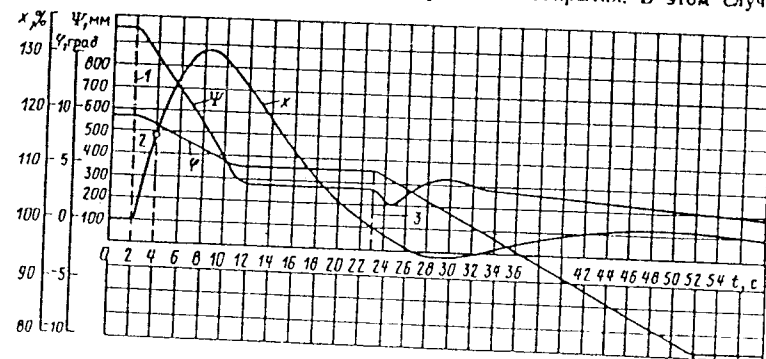


Рис. 9.16. Осциллограмма сброса нагрузки: 1 — момент сброса нагрузки; 2 — включение соленоида программного закрытия; 3 — отключение соленоида программного закрытия

Пуск гидроагрегата завершается включением выключателя генератора и набором нагрузки или автоматически за счет воздействия на МИМ, или вручную через ключ управления.

На рис. 9.14 показана последовательность действия механизмов регулятора при нормальной автоматической остановке («Стоп-1»), которая происходит с предварительной разгрузкой гидроагрегата через механизм изменения мощности. Если при остановке оказались нарушенными срезные пальцы, то процесс остановки завершается переводом гидроагрегата на холостой ход.

На рис. 9.15 показана последовательность действия механизмов регулятора при сбросе нагрузки, на рис. 9.16 — переходный процесс, соответствующий указанной последовательности. Как отмечалось, регулятор ЭГРК-2И1-150.4 имеет специальный механизм программного закрытия, который включается при отключении выключателя генератора и увеличении частоты вращения  $x$  до 115% (точка 2 осциллограммы). Настройкой механизма программного закрытия задается определенное положение штока направляющего аппарата  $\psi$  (в данном случае 260 мм), которое не изменяется, пока включен механизм. Отключение механизма программного закрытия происходит при снижении частоты вращения до 100% (линия 3). Механизм программного закрытия при включении воздействует на механизм разворота лопастей и устанавливает их на пусковой угол  $\phi$ , а при его отключении происходит восстановление комбинаторной зависимости. Максимальное значение относительной частоты вращения составило 131%.

Для регуляторов, в состав которых входит панель электрооборудования ЭГР-2И1, в электрической части регулятора предусмотрено электрическое ограничение закрытия направляющего аппарата «снизу», что позволяет отказаться от механизма программного закрытия. В этом случае харак-

тер переходного процесса при сбросе нагрузки определяется выбранными уставками параметров изодромного устройства, а электрический ограничитель «снизу» предотвращает закрытие направляющего аппарата до нуля, что исключает подброс ротора.

### 9.7. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ КОВШОВЫХ ГИДРОТУРБИН

В ковшовых гидротурбинах регулирующим органом, изменяющим расход воды через турбину, является сопло с подвижной иглой. Устанавливаемые на высокие напоры, эти турбины работают, как правило, с длинными напорными водоводами и вследствие этого имеют наиболее неблагоприятные условия с точки зрения влияния гидравлического удара на процессы регулирования. Допустимая скорость закрытия или открытия регулирующего органа ковшовых гидротурбин значительно меньше по сравнению с турбинами других типов.

Для предотвращения значительного повышения частоты вращения гидроагрегата при сбросах нагрузки применяются различные устройства, позволяющие быстро снижать мощность турбины при достаточно медленном изменении расхода воды, проходящей через сопло. Такими устройствами могут быть холостые выпуски, отсекатели, отклонители, распылители и др. Наиболее широко в настоящее время применяются отсекатели и отклонители.

Существуют различные варианты схем регулирования ковшовых гидротурбин. Они различаются последовательностью воздействия регулятора на сопла и отсекатели или отклонители, характером срезания отсекателей или отклонителей за струей, принципами выполнения приводов, управляющих регулирующими органами, программами включения сопел в работу в зависимости от нагрузки, которую несет гидроагрегат.

В нашей стране наиболее крупной гидроэлектростанцией с ковшовыми гидротурбинами является Татевская ГЭС, оснащенная отечественным оборудованием. Система регулирования гидротурбин этой ГЭС состоит из электрогидравлического регулятора типа КЭГР-70 и системы управления соплами и отсекателями. Схема системы управления соплами и отсекателями показана на рис. 9.17. Это следящая система, обеспечивающая перемещение отсекаателей и игл сопел от промежуточного сервомотора по заданному закону.

Промежуточный сервомотор 1 системы управляется электрогидравлическим регулятором. Обратная связь от промежуточного сервомотора к регулятору при автоматическом регулировании осуществляется с помощью потенциометров механизма обратной связи 2, при ручном управлении — тросом обратной связи. Ведущими в этой системе являются отсекатели 4, которые управляются промежуточным сервомотором через тяги 3 и секторы 7. Иглы 5 имеют

собственные сервомоторы, встроенные в сопла. Управление этими сервомоторами осуществляется через золотники 8, иглы 11 которых через рычаги 17 получают перемещения от кулачков 6, жестко закрепленных на секторах 7. Обратная связь от игл 5 к золотникам 8 осуществляется через конусы 13, толкатели 14, рычаги 15, тросовую передачу 16 и рычаги 17. Для усиления действия сервомотора сопла в сторону открытия предусмотрен поршень 12 гидравлической разгрузки, на который подается постоянное гидравлическое давление от малонапорной установки.

Скорость движения промежуточного сервомотора при сбросах нагрузки, а следовательно, и скорость движения отсекаателей регулируется упорами на главном золотнике регулятора. Скорость движения игл сопел регулируется изменением проходных сечений дросселей 9 и 10.

Для замедления движения игл сопел в конце закрытия, что необходимо для предотвращения прямого гидравлического удара, установлены дополнительные дроссели 18, действие которых начинается только после того, как поршни 19 сервомоторов сопел перекроют основные каналы управления полостями открытия.

В процессе регулирования частоты вращения гидроагрегата при малых колебаниях нагрузки отсекатели двигаются в небольших пределах, находясь на некотором расстоянии от струи. Все изменения момента движущих сил турбины в этом случае происходят за счет перемещения игл сопел, изменяя расход через турбину. При больших скачках или полных сбросах нагрузки отсекатели, врезаясь в струю, преграждают ей путь к рабочему колесу и направляют ее вхолостую в нижний бьеф. В этом случае изменение расхода воды за счет движения игл практически не влияет на процесс регулирования. По мере изменения отклонения частоты вращения гидроагрегата отсекатели выходят из струи, а иглы сопел принимают на себя управление движущим моментом турбины.

Так как при малых расходах через сопла КПД турбины мал, работа гидроагрегата при малых нагрузках с включением всех сопел неэкономична. Неблагоприятна также работа гидроагрегата со всеми включенными соплами в режиме холостого хода, когда открытие игл сопел сопряжено с амплитудой их колебаний, всегда имеющих место при регулировании частоты вращения гидроагрегата. Поэтому целесообразно производить пуск гидроагрегата при минимальном числе работающих сопел, затем по мере набора нагрузки последовательно вводить остальные сопла.

Система управления Татевской ГЭС имеет два группы сопел, работающих по разным программам. Каждая группа состоит из трех сопел. Программа управления задается профилями кулачков 6 (рис. 9.17).

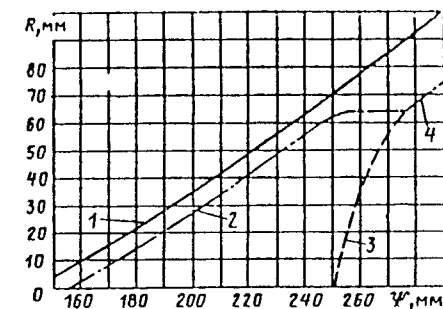


Рис. 9.18. График зависимости радиуса струи и положения отсекаателя от хода промежуточного сервомотора:

1 — отсекатели; 2 — первая группа сопел; 3 — вторая группа сопел; 4 — первая и вторая группы сопел

На рис. 9.18 показан график зависимости радиуса струи (или расстояния от носка отсекаателя до оси сопла)  $R$  и положения отсекаателя от хода промежуточного сервомотора  $\Psi$ .

Как видно из графика, в системе осуществляется одна из простейших программ управления. Более эффективным, с точки зрения получения высокого КПД во всем диапазоне нагрузок, было бы, например, поочередное включение сопел по одному с быстрым выходом игл на синхронное движение. Возможны программы с взаимным сближением открытий сопел при вводе очередного сопла, а также другие варианты программ управления. Однако для реализации таких программ нужны системы с более сложными и автономными механизмами управления сопел и отсекаателей.

### 9.8. РЕГУЛЯТОРЫ ДЛЯ НАСОС-ТУРБИН

Электрогидравлические регуляторы для насос-турбин ЭГР-2И1-10-8 и ЭГР-2И1-150-9 выполнены на базе серийных электрогидравлических регуляторов для радиально-осевых гидротурбин с использованием одних и тех же имеющих механизмов и устройств. Например, выявительная часть регулятора для насос-турбин (блок электронного регулирования И панели электрооборудования ЭГР-2И1) такая же, как и для радиально-осевых гидротурбин, поскольку функции регуляторов радиально-осевых турбин и насос-турбин в турбинном режиме одинаковы.

Работа регулятора в насосном режиме происходит без выявления выявительной части регулятора, так как при переходе в насосный режим электрогидравлический преобразователь отключается. Отличия в электрической части регулятора заключаются в том, что в блоках релебной автоматики  $L$  и  $N$  панели ЭГР-2И1 предусмотре-

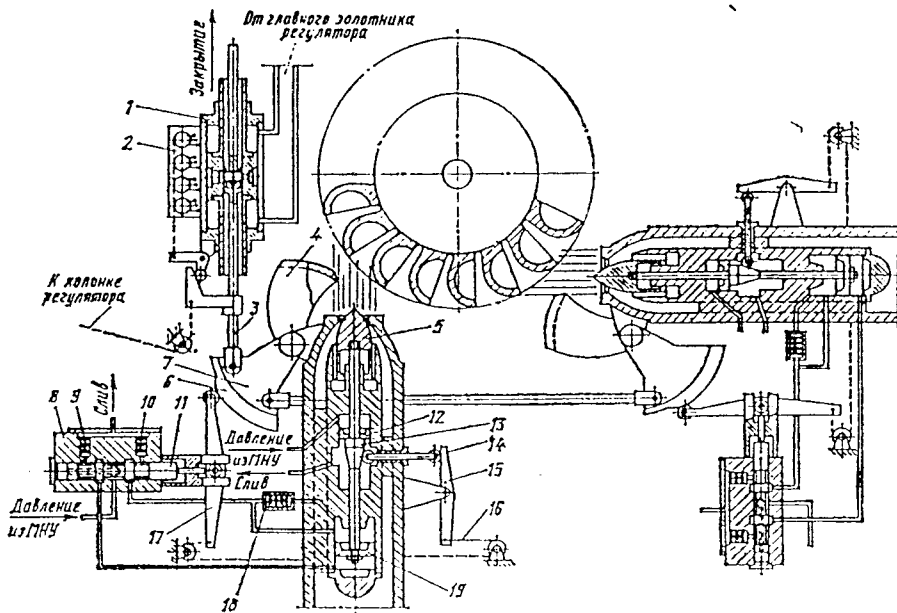


Рис. 9.17. Схема системы управления ковшовой гидротурбиной

трены дополнительные реле, обеспечивающие управление специальными механизмами гидромеханической колонки, а также производящие отключение вывешивательной части при переводе насос-турбины в насосный режим. Эти реле для турбин обычного типа не используются.

В гидромеханических колонках управления ЭГР-10-8 и ЭГР-150-9 дополнительно установлен специальный механизм ограничения открытия насосного режима (МООН), так как максимальное открытие направляющего аппарата в насосном режиме отличается от максимального открытия в турбинном режиме. Этот механизм выполнен с применением соленоида с защелкой. При подаче напряжения на основной соленоид он срабатывает, становится на механическую защелку и обесточивается. Включение соленоида МООН обеспечивает необходимое предельное открытие направляющего аппарата в насосном режиме, поскольку МООН направляющего аппарата при автоматическом пуске отводится полностью. Одновременно при включении соленоида гидравлически отключается действие ЭГП. Механизм ограничения насосного режима срабатывает после подачи импульса на пуск в насосный режим. Если соленоид механизма не включился, дальнейшие операции пуска или перевода в насосный режим не происходят. Для отключения МООН подается напряжение на соленоид управления механической защелкой, в результате чего ограничение снимается.

Регулятор насос-турбины обеспечивает ручное и автоматическое управление во всех необходимых режимах работы гидроагрегата. Основные режимы работы насос-турбины указаны в гл. 28. При этом переходные режимы выполняются в определенной последовательности, алгоритм которых формируется общестанционной автоматикой ГЭС, а также системой автоматического управления насос-турбиной (электропанелью автоматики КАИ-06).

Автоматический переход из одного режима в другой производится от одного командного импульса. Автоматический пуск насос-турбины в турбинный режим и ее остановка из турбинного режима не отличаются от пуска и остановки радиально-осевой гидротурбины (рис. 9.13 и 9.14).

### 9.9. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМИ СЕРВОМОТОРАМИ

Система управления индивидуальными сервомоторами направляющего аппарата (рис. 9.19) применена на турбинах Саяно-Шушенской ГЭС и Загорской ГАЭС.

Лопатки направляющего аппарата поднимаются в действие двенадцатью прямоосными сервомоторами, расположенными ра-

диально к оси турбины и закрепленными в специальной опоре, которая установлена на крышке турбины. Шток каждого сервомотора соединен с лопаткой направляющего аппарата 14 с помощью рычага 13. Управление сервомоторами осуществляется двенадцатью золотниками 7, установленными непосредственно на сервомоторах 10. Золотники размещены с внутренней стороны опоры сервомоторов.

С помощью рычагов 9 и 5 каждый золотник соединяется с тягой синхронизирующей кинематической передачи 11 с одной стороны и с рычагом 12 передачи обратной связи от сервомотора — с другой.

Синхронизирующая передача представляет собой образованный тягами кольцевой многозвездник, расположенный с наружной стороны опоры сервомоторов и прикрепленный к опоре с помощью рычагов 2. Многозвездник смещается на упомянутых рычагах от действия промежуточного сервомотора 1, являющегося выходным звеном электрогидравлического регулятора. Для повышения чувствительности системы управления каждый золотник снабжен гидроусилителем, состоящим из вспомогательного сервомотора 6, поршень которого выполнен одним с телом золотника 7, гидравлического замка 8 и побудительного золотника 3, гидравлически связанного с вспомогательным сервомотором. Обратная связь от вспомогательного сервомотора к побудительному золотнику обеспечивается рычагом 5.

Игла побудительного золотника выполнена дифференциальной — диаметр нижней тарелки иглы меньше, чем диаметр верхней части ее тела. Постоянное давление масла, подаваемое к игле, создает силу, прижимающую иглу побудительного золотника к рычагу 5. Это обеспечивает силовое замыкание всех рычажных передач системы и исключают влияние имеющихся в сочленениях передач люфтов на работу системы.

Каждый золотник соединен трубопроводами с напорным и сливным масляными коллекторами.

Промежуточный сервомотор снабжен датчиком обратной связи, с помощью которого формируется электрический сигнал обратной связи по положению поршня сервомотора при автоматическом регулировании. Электрические сигналы от этого датчика поступают в панель электрооборудования ЭГР. Тросовая передача от промежуточного сервомотора к гидромеханической колонке управления ЭГР обеспечивает механическую обратную связь для осуществления действия механизмов гидромеханической колонки, участвующих лишь в пуске, остановке, ручном управлении гидротурбиной, а также ограничении открытия направляющего аппарата.

Для обеспечения одинаковых перемещений сервомоторов в кинематических передачах предусмотрена специальная регулировка. С помощью регулировки обратной

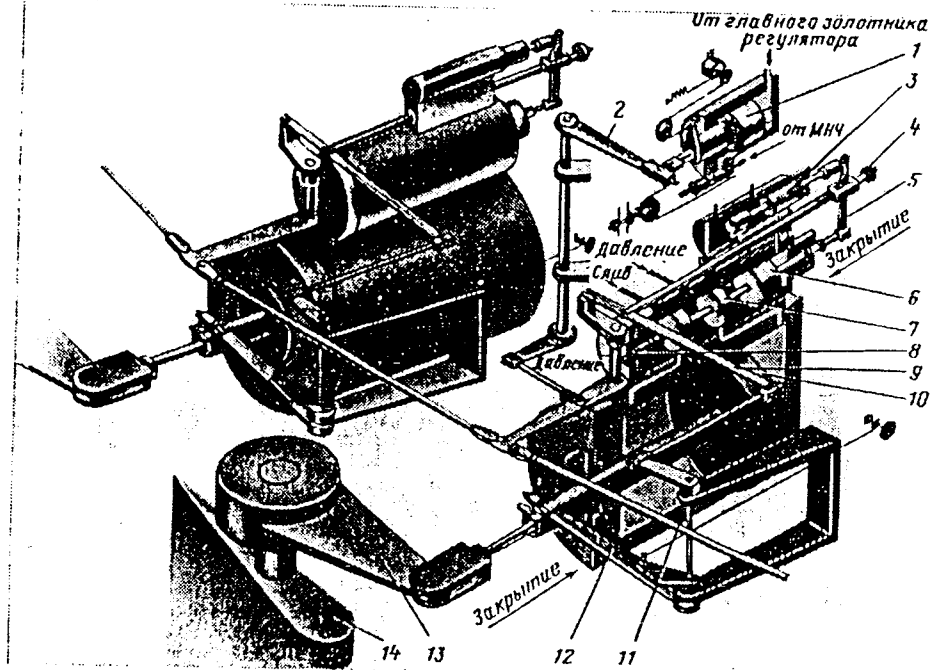


Рис. 9.19. Система управления индивидуальными сервомоторами направляющего аппарата:

1 — промежуточный сервомотор; 2 — рычаг; 3 — побудительный золотник; 4 — маховичок; 5 — рычаг; 6 — вспомогательный сервомотор; 7 — золотник; 8 — гидравлический замок; 9 — рычаг; 10 — поршень индивидуального сервомотора; 11 — тяга; 12 — рычаг; 13 — рычаг лопатки направляющего аппарата; 14 — лопатка направляющего аппарата

связи индивидуальных сервомоторов можно осуществить установку лопаток под одинаковым углом для заданного расчетного или максимального открытия и сохранить при этом плотное соприкосновение лопаток между собой при нулевом открытии.

Система управления позволяет открывать вручную каждую лопатку, что может быть необходимым в случае попадания посторонних предметов между лопатками. Для этой цели предусмотрен маховичок 4 с фиксатором.

Скорость открытия и закрытия направляющего аппарата для выполнения требуемых гарантий регулирования определяется специальным дросселем, установленным в промежуточном сервомоторе. Время открытия и закрытия индивидуальных сервомоторов определяется временем хода золотников 7 до упора и регулируется с помощью специальных подкладных шайб. Это время настраивается на 20—30% меньше, чем время открытия и закрытия промежуточного сервомотора 1, что обеспечивает сечение индивидуальных сервомоторов за

движением промежуточного сервомотора без существенных отставаний.

Контроль неисправности системы, связанный с рассогласованием положений сервомоторов, обеспечивается специальными бесконтактными датчиками, сигналы от которых поступают в систему общестанционной автоматики ГЭС.

### 9.10. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ АВАРИЙНОЙ ОСТАНОВКОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Аварийное закрытие направляющего аппарата осуществляется разными способами. При исправной системе регулирования аварийное закрытие обеспечивается регулятором через МОО по сигналу «Стоп-2». При неисправном регуляторе аварийное закрытие производится аварийным золотником по сигналам «Стоп-3» и «Стоп-4».

Формирование сигнала «Стоп-2» для поворотных лопастных и пропеллерных турбин показано на рис. 9.20. В случае аварийной остановки гидроагрегата от сигнала

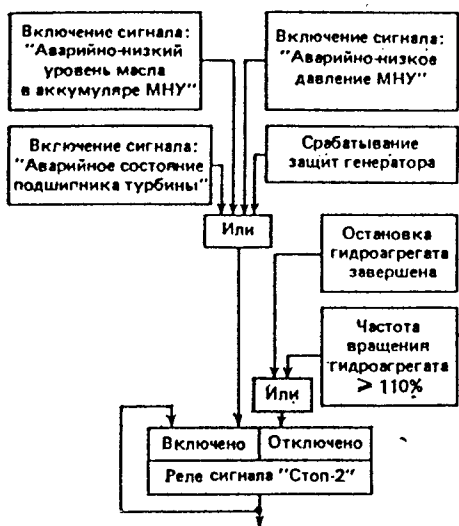


Рис. 9.20. Формирование сигнала «Стоп-2»

«Стоп-2» время закрытия направляющего аппарата определяется временем работы электродвигателя МОО. Если частота вращения гидроагрегата превышает 110 % номинальной частоты, действие сигнала «Стоп-2» прекращается, электродвигатель МОО останавливается. Это исключает возможность подъема ротора гидроагрегата на вы-

соких частотах вращения и при полностью закрытом направляющем аппарате. Для радиально-осевых турбин частотный сигнал 110 % в целях формирования сигнала «Стоп-2» отсутствует, так как явление подбрасывания ротора для этих турбин несущественно.

Если одновременно с сигналом «Стоп-2» появляется сигнал «Срезные пальцы срезаны», то подается команда на сброс щитов.

Формирования сигналов «Стоп-3» и «Стоп-4» показаны на рис. 9.21. Сигнал «Стоп-4» формируется только для ПЛ и ПР турбин. Частота вращения  $n$  находится между угонной частотой и частотой, равной 115 % номинальной. Сигнал  $n$  и задержка  $T$  рассчитываются индивидуально для каждой ГЭС. Аварийная остановка по сигналу «Стоп-3» показана на рис. 9.22.

На рис. 9.23 представлена гидрокинематическая схема устройства, обеспечивающего аварийное программное закрытие направляющего аппарата ПЛ турбин. Устройство состоит из аварийного золотника 1, соленоидного золотника с электромагнитом 2 и программного золотника аварийного закрытия 3, управляемого соленоидным золотником 4. При срабатывании соленоида 5 соленоидный золотник 6 смещается вверх и контакт 15 замыкается. Масло под давлением поступает в аварийный золотник 1. Тело аварийного золотника 7 смещается в правое положение, при котором перекрываются верхние каналы аварийного золотника 1, идущие к регулятору, и последний

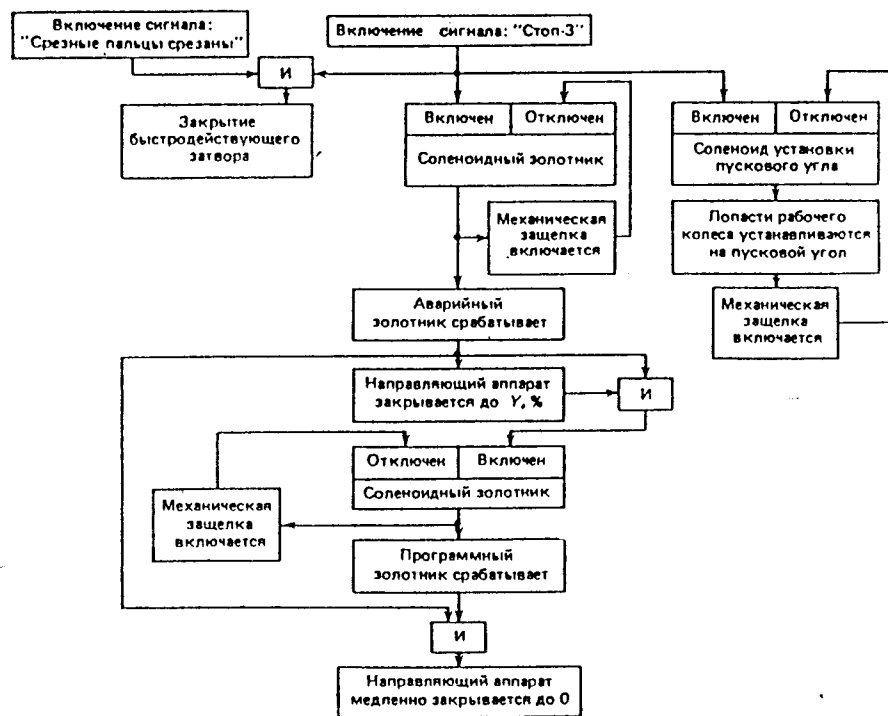


Рис. 9.22. Последовательность остановки гидроагрегата по сигналу «Стоп-3»

исключается из работы. Масло под давлением из аварийного золотника 1 по трубопроводу поступает в полость закрытия сервомотора направляющего аппарата, при открытии — по трубопроводу через патрубок 6 к программному золотнику аварийного закрытия 3 и далее в слив. В программный золотник аварийного закрытия масло проходит через дросселирующее отверстие, об-

разованное профильными вырезами в нижней части поршня 9. Площадь сечения этого отверстия зависит от верхнего положения поршня 9, устанавливаемого регулировочной гайкой 10, и оно определяет скорость перемещения сервомотора направляющего аппарата на закрытие в начальный период. Поршень 9 удерживается в верхнем положении пружины 11. При до-

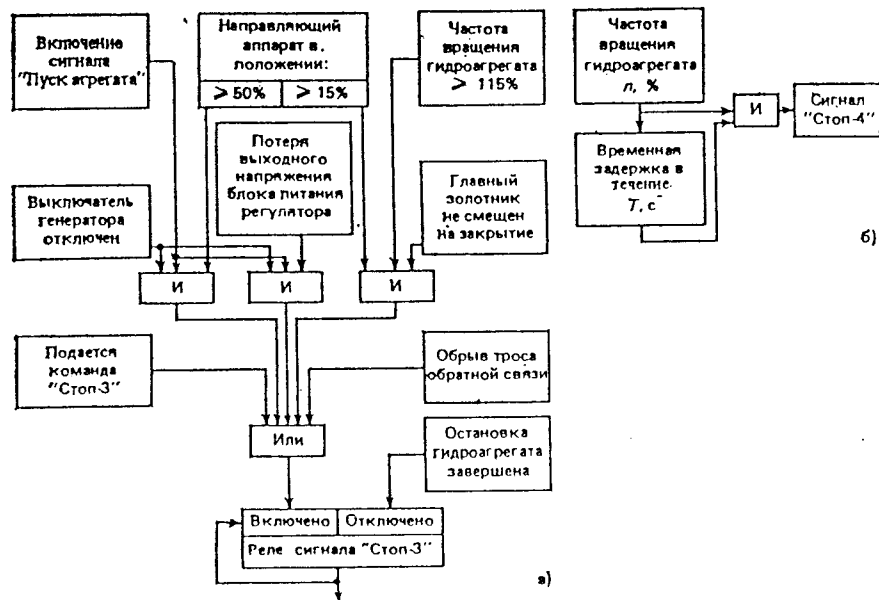


Рис. 9.21. Формирование сигналов «Стоп-3» (а) и «Стоп-4» (б)

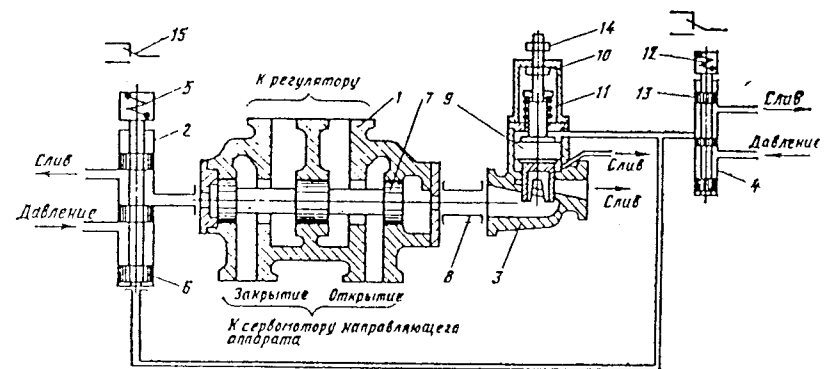


Рис. 9.23. Устройство аварийного программного закрытия

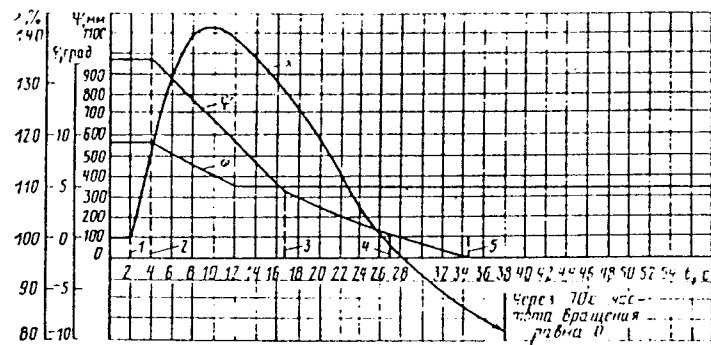


Рис. 9.24. Осциллограмма аварийной остановки гидроагрегата (обозначения — см. рис. 9.16)

стижении направляющим аппаратом определенного открытия срабатывает соленоид 12, игла 13 перемещается вверх и открывает проход маслу под давлением в полость над поршнем 9, который перемещается вниз до упора, устанавливаемого регулировочной гайкой 14. При этом площадь сечения дросселирующего отверстия уменьшается, что снижает дальнейшую скорость закрытия сервомотора.

Рассмотренная последовательность включения механизмов при аварийной остановке гидроагрегата гарантирует закрытие направляющего аппарата с необходимой

скоростью. В РО турбинах программный золотник аварийного закрытия не устанавливается и после срабатывания аварийного золотника от сигнала «Стоп-3» направляющий аппарат полностью закрывается (до нуля) с постоянной установленной скоростью.

На рис. 9.24 приведена осциллограмма аварийной остановки гидроагрегата после сброса нагрузки. Из осциллограммы видно, что, несмотря на увеличение частоты вращения, сервомотор направляющего аппарата в первый момент не закрывается (участок между линиями 1—2). Это свидетельствует

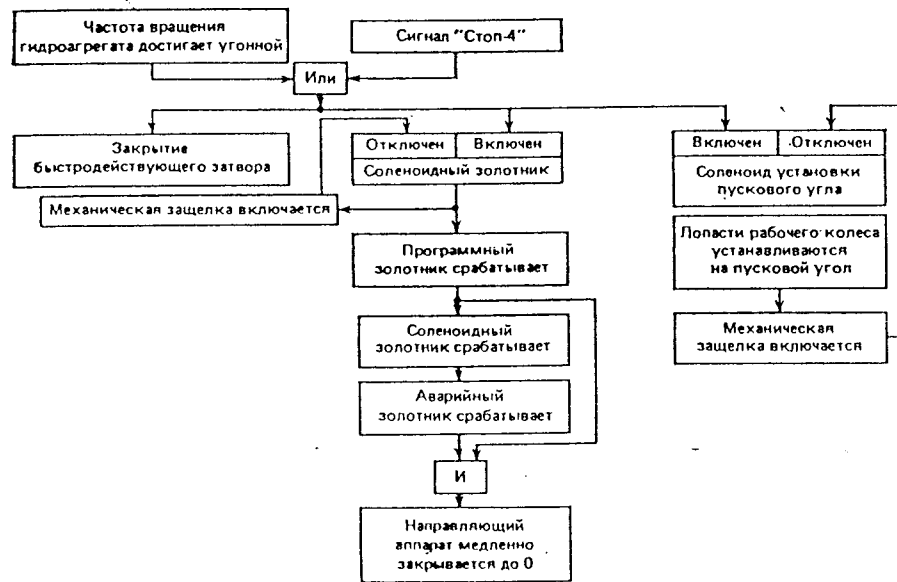


Рис. 9.25. Последовательность остановки гидроагрегата аварийным золотником от сигнала «Стоп-4»

о том, что регулятор неисправен. В этом случае общестанционная система автоматики формирует сигнал аварийной остановки, что приводит к включению соленоида аварийного золотника и закрытию направляющего аппарата до нуля. Закрытие направляющего аппарата на разных участках проходит с разной скоростью: на участке между линиями 2—3 время определяется действием аварийного золотника, на участке между линиями 3—4 действием программного аварийного золотника, на участке 4—5 — демпфированием сервомотора. Максимальное значение частоты вращения составляет 142 %. Если аварийный золотник не сработал от сигнала «Стоп-3», например отказал соленоид 5 (рис. 9.23), то аварийный золотник включается по сигналу «Стоп-4» или сигналом «Угонная частота вращения», как указано на рис. 9.25. Механизм аварийного закрытия направляющего аппарата в этом случае начинает действовать с подачи сигнала на включение программного золотника, который гидравлически включает золотник 6. Аварийный золотник срабатывает. Направляющий аппарат турбины закрывается с замедленной скоростью, поскольку включены аварийный и программный золотники. Аварийный и программный золотник устанавливаются в исходное положение подачей сигналов на соленоиды защелок или вручную с помощью специальных устройств, расположенных на соответствующих соленоидах.

## 9.11. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МИКРОЭВМ

Достижения микроэлектроники позволили начать разработку нового поколения устройств автоматического управления, регулирования, контроля, защиты, сигнализации и диагностики энергетического оборудования на основе использования микропроцессоров. Автоматизированная система управления гидроагрегатом на базе использования микроЭВМ разработана для Богучанской ГЭС.

В состав этой системы входят четыре

автоматического регулирования частоты и мощности гидротурбины (АРЧМ); автоматического регулирования возбуждения (АРВ); диагностики основного оборудования и температурного контроля гидроагрегата; управления и сигнализации (УИС).

На рис. 9.26 показана структурная схема субкомплекса АРЧМ, разработанная с использованием комплекса микросредств управляющей вычислительной техники серии В7(МСУВТ-В7). В состав 8-разрядной микропроцессорной системы (МПС) входят: микропроцессор;

память для хранения управляющих про-

грамм: оперативное запоминающее устройство (ОЗУ), постоянное запоминающее устройство (ПЗУ), программируемое постоянное запоминающее устройство (ППЗУ);

средства внутреннего и внешнего интерфейса, под которым понимаются аппаратные средства и шины, обеспечивающие внутреннюю связь между устройствами микропроцессорной системы, а также связь с периферийными устройствами ввода и вывода информации.

Для повышения надежности субкомплекса АРЧМ применено дублирование микропроцессорных систем. Основная микропроцессорная система (ОМПС) является ведущей, а другая система — резервной (РМПС). Обе системы связаны между собой двунаправленной шиной, позволяющей контролировать работу обеих систем.

Каждая из микропроцессорных систем используется в трехплатном варианте исполнения: одна плата типа ПМВ01П содержит центральный микропроцессор и устройство памяти; одна плата типа АВВ01П выполняет функции ввода и вывода аналоговых сигналов, она обеспечивает прием 16 двухпроводных аналоговых сигналов и выдачу двух аналоговых сигналов; одна плата типа ПСВ01П, содержащая устройство параллельного интерфейса ввода и вывода данных, расширяет функциональные возможности микропроцессора, имеющего ограниченное число связей с внешними устройствами (узкий интерфейс).

В состав МПС входит также пульт оператора типа КЛ03П, который предназначен для ввода необходимых данных и отладки управляющих программ, для световой индикации параметров процесса регулирования, а также для выдачи необходимой информации о работе микроЭВМ. Клавиатура пульта содержит 28 кнопок. Органы индикации пульта состоят из 16 цифровых индикаторов и 14 светодиодов.

Для ввода в МПС информации используются датчики двух типов: аналоговые и дискретные.

В качестве аналоговых датчиков применяются серийные или специально разработанные устройства, преобразующие измеряемые величины в унифицированный токочный сигнал 0—5 мА. Такими датчиками являются: измеритель активной мощности агрегата (ИМ), измеритель частоты (ИЧ), измеритель напора на ГЭС (ИН), датчик положения направляющего аппарата (ДНА) и др.

Для лучшей помехозащищенности МПС в условиях повышенных электромагнитных полей, а также для удовлетворения требований к уровню изоляции, принятой для устройств управления на ГЭС, необходимо обеспечить согласование и гальваническое разделение входных цепей. Это обеспечивается с помощью специального устройства гальванической развязки (УГР).

Входная дискретная информация поступает в МПС от контактных датчиков (КД)

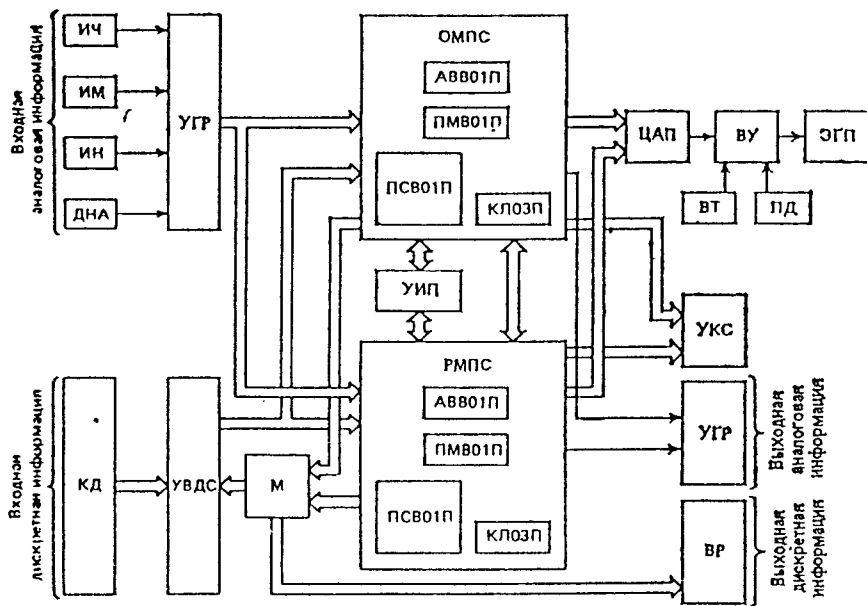


Рис. 9.26. Структурная схема автоматического регулятора

в виде сухого контакта. Такая информация должна вводиться от реле пуска и остановки гидроагрегата, от реле аварийной защиты, от реле-повторителя выключателя генератора и других. Ввод этих контактов осуществляется через устройство ввода дискретных сигналов (УВДС). Для сокращения числа используемых линий параллельного интерфейса применен мультиплексор (М), обеспечивающий сокращение необходимого числа линий внешних связей за счет использования одних и тех же шин для различных целей в разные моменты времени.

В каждой МПС программными и аппаратными средствами формируется сигнал управления по ПИД-закону и через цифроаналоговый преобразователь (ЦАП) подается на вход выходного усилителя (ВУ).

Усиленный до необходимого значения выходной сигнал поступает на катушку электрогидравлического преобразователя (ЭГП). Далее перемещение выходного штока ЭГП через гидравлическую систему реализуется так же, как и в серийных электрогидравлических регуляторах.

На вход ВУ подаются сигналы обратной связи по положению направляющего аппарата от вращающегося трансформатора (ВТ) и по положению выходного штока ЭГП от плунжерного датчика (ПД) в случае применения ЭГП с электрической обратной связью.

Вывод аналоговой информации (частота вращения и положение направляющего аппарата) производится непосредственно

через плату АВВ01П, входящую в состав МПС, и УГР.

Вывод дискретной информации осуществляется с мультиплексора через выходные реле (ВР). Подбор необходимых коэффициентов, обеспечивающих устойчивость системы автоматического управления и ее быстродействие, производится с помощью специальных переключателей, расположенных в устройстве изменения параметров УИП.

Сигналы, несущие информацию о состоянии обеих систем, вводятся в устройство контроля и сигнализации (УКС), где выбирается режим работы ОМПС и РМПС, а также формируются сигналы о неисправностях и аварийных режимах в подсистеме АРЧМ.

Все перечисленные устройства, не входящие в состав МПС, называются устройствами связи с объектом (УСО). Питание подсистемы АРЧМ осуществляется от блока бесперебойного питания, который формирует все необходимые напряжения для МПС и УСО. Питание к блоку подается от сети собственных нужд напряжением 220 В, и в случае его исчезновения происходит автоматический переход на питание от источника оперативного напряжения 220 В.

Конструктивно подсистема АРЧМ размещена в шкафу унифицированного конструктива БУК-6. Габаритные размеры шкафа 800 × 800 × 2000 мм. Кассеты с УСО смонтированы на поворотной раме,

обеспечивающей их двустороннее обслуживание.

Применение микропроцессоров в системе автоматического регулирования гидротурбин дает следующие преимущества:

- увеличивается чувствительность регулятора;
- повышается стабильность характеристик;

- расширяются и усложняются выполняемые подсистемой АРЧМ функции;
- повышается помехозащищенность каналов связи;
- обеспечивается всесторонний и непрерывный контроль работы самого микропроцессора и связанных с ним устройств;
- появляется возможность изменения алгоритма работы регулятора без изменения конструкции.

## Глава 10

### МАСЛОНАПОРНЫЕ УСТАНОВКИ

#### 10.1. НАЗНАЧЕНИЕ, ТИПОРАЗМЕРЫ И РАБОТА МАСЛОНАПОРНЫХ УСТАНОВОК

Маслонапорные установки (МНУ) предназначены для питания маслом под давлением гидравлической части системы регулирования гидротурбины. Ра-

бочей средой служит турбинное масло марки Тп-30 (ГОСТ 9972—74). Маслонапорная установка состоит из гидравлического аккумулятора, маслонасосного агрегата и аппарата автоматки. При необходимости МНУ комплектуется маслоохлаждающей установкой (см. § 10.4). В гидроакку-

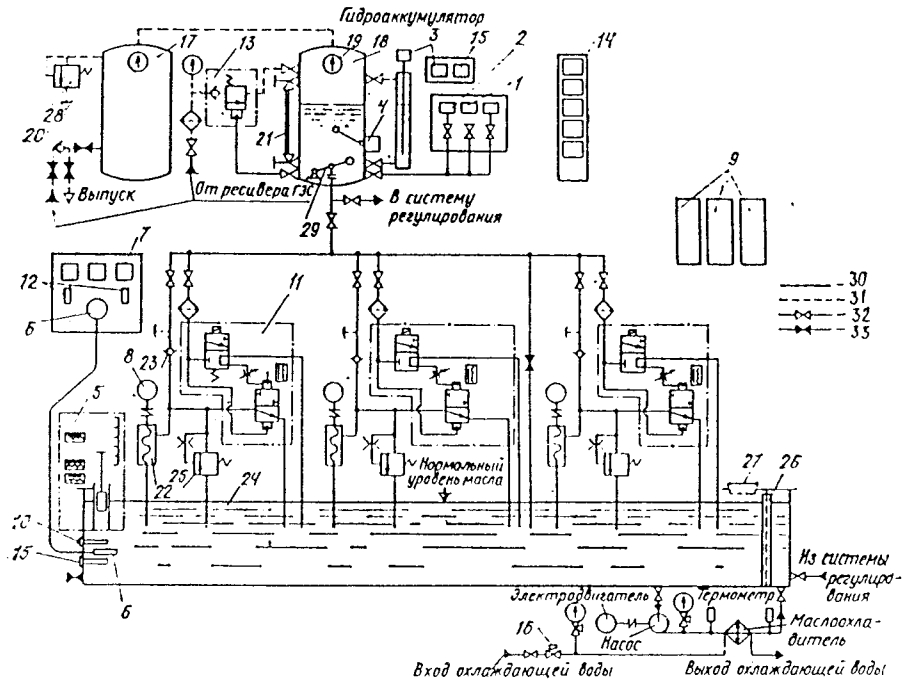


Рис. 10.1. Принципиальная схема МНУ:

- 1 — датчик давления; 2 — датчик аварийно-низкого давления; 3 — датчик уровня масла в гидроаккумуляторе; 4 — датчик аварийно-низкого уровня масла; 5 — датчик уровня масла в сливном бачке; 6 — датчик температуры масла; 7 — ключ местного управления; 8 — электродвигатель насоса; 9 — пусковое устройство электродвигателя; 10 — датчик температуры (термосопротивление); 11 — перепускной клапан; 12 — клеммник; 13 — устройство подачи воздуха; 14 — электропанель управления МНУ; 15 — датчик наличия воды в сливном бачке; 16 — клапан подачи воды в маслоохлаждающую установку; 17 — сосуд воздушный; 18 — сосуд масловоздушный; 19 — манометр; 20, 23 — клапан обратный; 21 — указатель уровня масла; 22 — масловинтовой насос; 24 — бак сливной; 25 — клапан предохранительный; 26 — фильтр сетчатый; 27 — фильтр воздушный; 28 — клапан предохранительный воздушный; 29 — клапан грузовой; 30 — масляный трубопровод; 31 — воздушный трубопровод; 32 — вентиль (нормально открыт); 33 — вентиль (нормально закрыт)

Таблица 10.1.

Обозначение МНУ	Гидроаккумулятор			Обозначение	Вместимость сливного бака, м <sup>3</sup>
	Обозначение	Вместимость, м <sup>3</sup>	Число сосудов		
МНУ1,6/1-40-2,5-2	ГА1,6/1-40	1,6	1	МА2,5-2	2,5
МНУ2,5/1-40-4-2	ГА2,5/1-40	2,5	1		
МНУ4/1-40-4-2	ГА4/1-40	4	1	МА4-2	4
МНУ6,3/1-40-8-2	ГА6,3/1-40	6,3	1		
МНУ8/1-40-8-2	ГА8/1-40	8	1	МА8-2	8
МНУ10/1-40-12,5-2	ГА10/1-40	10	1		
МНУ12,5/1-40-12,5-2	ГА12,5/1-40	12,5	1	МА12,5-2	12,5
МНУ16/1-40-16-2	ГА16/1-40	16	1		
МНУ16/1-40-20-3	ГА16/1-40	16	1	МА16-2	16
МНУ20/2-40-20-3	ГА20/2-40	20	2		
МНУ25/2-40-32-3	ГА25/2-40	25	2	МА20-3	20
МНУ30/2-40-32-3	ГА30/2-40	30	2		
МНУ36/2-40-32-3	ГА36/2-40	36	2	МА32-3	32
МНУ4/2-63-4-2	ГА4/2-63	4	2		
МНУ6,3/2-63-10-2	ГА6,3/2-63	6,3	2	МА4-2	4
МНУ12,5/2-63-12,5-2	ГА12,5/2-63	12,5	2		
МНУ20/2-63-22-3	ГА20/2-63	20	2	МА10-2	10
МНУ25/2-63-22-3	ГА25/2-63	25	2		
				МА12,5-3	12,5
				МА22-3	22

муляторе содержится необходимый для регулирования объем масла, остальная часть аккумулятора заполнена сжатым воздухом. Воздух является аккумулярующей средой и в сжатом состоянии содержит запас энергии, обеспечивающей работу механизмов гидросистемы. Восстановление израсходованного из гидроаккумулятора объема масла производится насосами при понижении в нем давления. Масло, нагнетаемое в гидроаккумулятор, сжимает находящийся в нем воздух, восстанавливая тем самым запас энергии и номинальное давление. Утечки воздуха из гидроаккумулятора восполняются автоматически работой регулятора уровня (см. § 10.6).

Маслонапорные установки применяются также для управления крупными предупредительными затворами и насосами, затворами оросительных систем и каналов. Технические требования к маслонапорным установкам определены ГОСТ 8339-84, а типы, основные параметры, конструкция и размеры — ОСТ 108.023.106-85 «Установки маслонапорные для гидравлических турбин. Типы, основные параметры, конструкция и размеры».

Типоразмерный ряд МНУ (табл. 10.1) включает 13 типоразмеров на давление 4 МПа и 5 типоразмеров на давление 6,3 МПа. Типоразмерный ряд МНУ на давление 4 МПа образован в результате сочетаний 12 типоразмеров гидроаккумуляторов и 8 типоразмеров маслонасосных агрегатов.

Для оборудования маслонасосных агрегатов используются пять типоразмеров

масловинтовых насосов. Маслонапорные установки с маслонасосным агрегатом объемом 20 и 32 м<sup>3</sup> оборудованы тремя насосами.

Типоразмерный ряд МНУ на давление 6,3 МПа состоит из 5 типоразмеров, для которых использованы 5 типоразмеров гидроаккумуляторов, 4 типоразмера маслонасосных агрегатов, оборудованных тремя типоразмерами вертикальных насосов.

Обозначение маслонапорной установки состоит из обозначения ее основных частей: типоразмеров гидроаккумулятора и маслонасосного агрегата. К указанному обозначению МНУ добавляются буквенные индексы, характеризующие особенности конструктивного исполнения, тип автоматики и климатические условия применения конкретной МНУ.

Например, МНУ30/2-40-32-3-Б означает: маслонапорная установка с гидроаккумулятором вместимостью 30 м<sup>3</sup>, состоящим из двух сосудов на давление 4 МПа (40 кгс/см<sup>2</sup>), с маслонасосным агрегатом, имеющим сливной бак вместимостью 32 м<sup>3</sup> с тремя насосами и бесконтактной системой автоматики.

На рис. 10.1 изображена принципиальная схема маслонапорной установки с гидроаккумулятором, состоящим из масловоздушного 18 и воздушного 17 сосудов, и маслонасосным агрегатом с тремя насосами 22. Положение элементов схемы соответствует номинальному давлению в гидроаккумуляторе и номинальным уровням масла в гидроаккумуляторе и сливном баке 24. Давление в гидроаккумуляторе кон-

Типоразмерный ряд МНУ

Маслонасосный агрегат							
Насос				Электродвигатель			Масса, т
Обозначение	Число	Подача, л/с	Мощность, кВт	Обозначение	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	
3В8/40ГТ	2	3,47	19	4А180S2	22	2900	4,9
3В16/40ГТ	2	6,23	33	4А200M2	37		
3В40/40ГТ	2	8,9	53	4А225M4	55	1450	6,1
3В63/40ГТ	2	13,9	72	4А250M4	90	1450	6,9
							11,2
3В63/40ГТ	2	13,9	72	4А250M4	90	1450	12,3
3В16/40ГТ	1	6,23	33	4А200M2	37	2900	15
3В80/40ГТ	1	17,5	100	4А280S4	110	1450	17
3В40/40ГТ	2	8,9	53	4А225M4	55		
3В8/63ГТ-В	2	1,5	14	4А160S4	15	1450	20,1
3В16/63ГТ-В	2	3	28	4А180M4	30	1450	22,1
							3В40/63ГТ-В
3В40/63ГТ-В	3	8,9	90	4А250M4	90	1450	33
							36
							39,6
							6,5
							12
							20
							38
							39

тролируется манометрами 19 и датчиками давления 1 и 2, уровень масла — указателем уровня 21 и датчиками 3 и 4. Уровень масла в сливном баке контролируется датчиками уровня 5, температура масла — тер-

мосопротивлением 10 и датчиком температуры 6.

Каждый из насосов оборудован обратным 23, предохранительным 25 и перепускным 11 клапанами.

Таблица 10.2. Уставки приборов маслонапорной установки

Контролируемые показатели	Значение уставки датчика при номинальном давлении, МПа	
	4	6,3
Давление, МПа: включения насосов вспомогательного рабочего резервного отключения насосов аварийной остановки гидроагрегата	3,8	6,1
	3,7	5,9
Уровень масла в гидроаккумуляторе, мм: высокий низкий	4	6,3
	2,9*	4,5*
Уровень масла в сливном баке, отн. ед.: высокий низкий	50 ± 20	50 ± 20
	0,26V <sup>гакк</sup>	0,15V <sup>гакк</sup>
Температура масла в сливном баке, °С: низкая высокая	0,65V <sup>сл.б</sup>	0,35V <sup>сл.б</sup>
	0,15V <sup>сл.б</sup>	0,15V <sup>сл.б</sup>
при включении насоса при отключении	10	10
	50	40
маслоохладительной установки при отключении	45	35
	30	30

\* Уточняется расчетом.

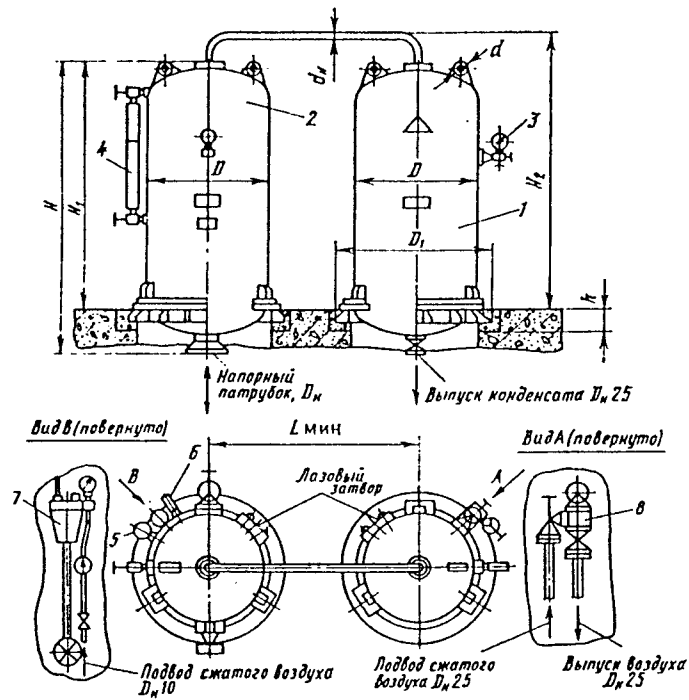


Рис. 10.2. Гидроаккумулятор

В автоматическом режиме управление работой насосов осуществляется от датчика давления гидроаккумулятора. При расходе масла на регулирование гидротурбиной или в результате протечек масла в системе давление в гидроаккумуляторе понижается. При достижении заданного значения датчик давления 1 дает команду на включение одного из насосов в работу. При значительном расходе масла происхо-

дит дальнейшее понижение давления, датчик давления включает в работу второй насос. Одновременно с включением насоса подается сигнал на закрытие перепускного клапана. При этом происходит разгрузка насоса через перепускной клапан, что создает благоприятные условия для запуска электродвигателя насоса 8. При достижении в гидроаккумуляторе номинального давления перепускные клапаны открываются и после

Таблица 10.3. Габаритные размеры гидроаккумуляторов

Обозначение	Размеры, мм (рис. 10.2)							
	D	D <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	D <sub>n</sub>	d <sub>n</sub>	d
ГА1,6/1-40	1040	1100	2800	—	—	100	—	40
ГА2,5/1-40	1148	1440	3030	2600	—	150	—	40
ГА4/1-40	1452	1800	3070	2600	—	160	—	50
ГА6,3/1-40	1664	2050	3650	3070	—	150	—	50
ГА8/1-40	1860	2260	3670	3100	—	150	—	70
ГА10/1-40	2064	2490	3850	3120	—	200	—	70
ГА12,5/1-40	2280	2730	3970	3170	—	200	—	70
ГА16/1-40	2280	2730	4940	4100	—	250	—	70
ГА20/2-40	2064	2490	3870	3150	3500	250	125	70
ГА25/2-40	2280	2730	4000	3200	3600	300	125	70
ГА30/2-40	2480	2980	4110	3200	3600	300	150	90
→ ГА36/2-40	2480	2980	4770	3850	4300	300	150	90

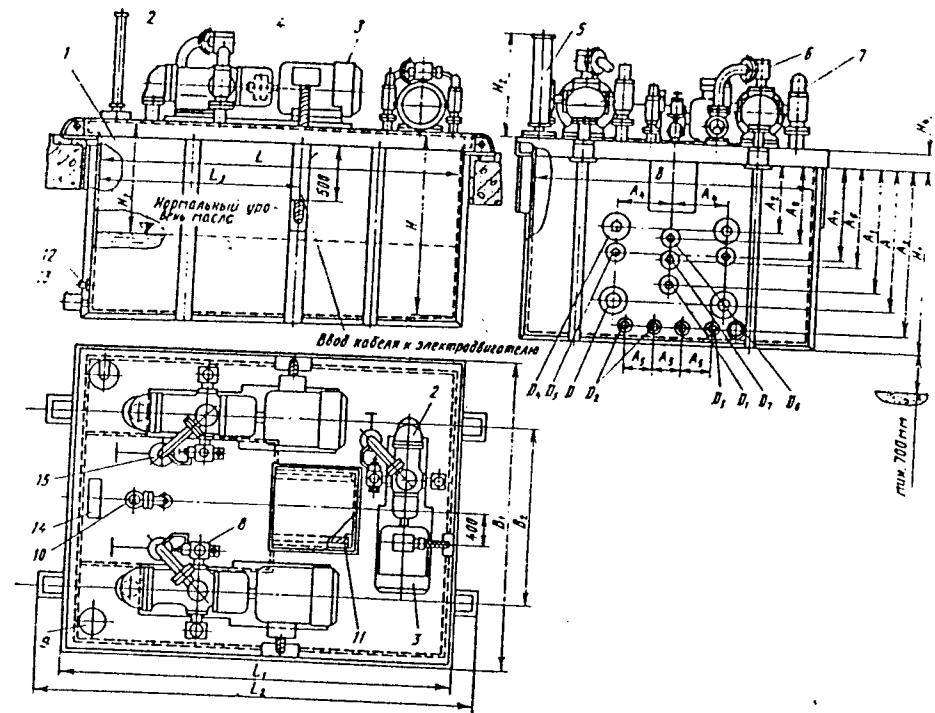


Рис. 10.3. Маслонасосный агрегат:

1 — бак сливной; 2 — насос масловитовой; 3 — электродвигатель; 4 — муфта эластичная; 5 — датчик уровня; 6 — клапан обратный; 7 — клапан предохранительный; 8 — клапан перепускной; 9 — фильтр воздушный; 10 — вентиль наличия воды в масле; 11 — фильтр сетчатый; 12 — датчик температуры; 13 — датчик наличия воды в масле; 14 — пульт ручного управления; 15 — вентиль запорный; присоединительные фланцы: D — к сливному трубопроводу системы; D<sub>1</sub> — к напорному трубопроводу системы; D<sub>2</sub> — к сливу из бака; D<sub>3</sub> — для наполнения бака; D<sub>4</sub> — от маслоприемника; D<sub>5</sub> — от аварийного золотника; D<sub>6</sub> — от дренажа регулятора; D<sub>7</sub> — от leakage агрегата

этого выключаются электродвигатели насосов. При непрерывном режиме работы электродвигатели не отключаются. Управление работой насосов производится только через перепускной клапан, закрытое положение которого предупреждает включение электродвигателя насоса. При наличии вспомогательного (третьего) насоса он используется для восполнения протечек в системе.

В процессе работы воздух из гидроаккумулятора постоянно расходуется на утечки через неплотности соединений в воздушной части гидроаккумулятора, а также в растворенном виде вместе с маслом. Для восполнения потерь воздуха на масловоздушном сосуде гидроаккумулятора устанавливается поплавковый регулятор уровня 13, который при каждом отклонении уровня масла в гидроаккумуляторе от номинального выпускает порцию сжатого воздуха из ресивера ГЭС. При отклонении от нормы основных параметров давления, уровня или температуры установленных на МНУ датчики подают соответствующие сигналы. При аварийном понижении давления или уровня

масла в гидроаккумуляторе датчики уровня и давления масла дают команду на аварийную остановку гидроагрегата. Уставки настройки приборов маслонапорной установки представлены в табл. 10.2.

При понижении уровня масла в сливном баке до уровня, при котором невозможна нормальная работа насосов, датчик уровня масла отключает электродвигатели насосов. При появлении воды в сливном баке выше нормы датчик 15 подает предупредительный сигнал. Отработавшее масло из системы поступает в сливной бак 24, где фильтруется и частично освобождается от воды и воздуха. Для этого бак оборудуется сетчатым рамным фильтром 26 и воздушным фильтром 27. Зарядка гидроаккумулятора воздухом производится через обратный клапан 20.

## 10.2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ МНУ

Гидроаккумулятор МНУ представляет собой масловоздушный сосуд, заполненный маслом и сжатым воздухом и



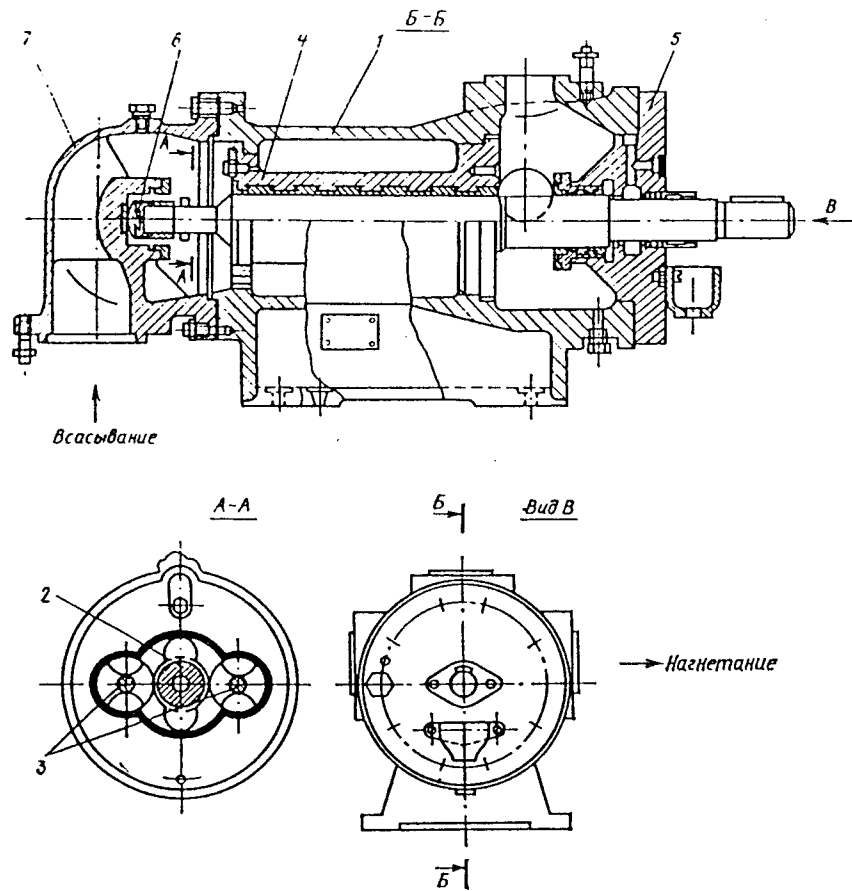


Рис. 10.4. Насос масловинтовой:

1 — корпус; 2 — винт ведущий; 3 — винт ведомый; 4 — обойма; 5 — крышка; 6 — подпятник; 7 — камера всасывания

оборудованный приборами контроля, автоматики и защиты.

Гидроаккумуляторы вместимостью 20, 25, 30 и 36 м<sup>3</sup> состоят из двух сосудов: воздушного 1 (рис. 10.2) и масловоздушного 2, соединенных между собой трубопроводом для совместной работы.

Сосуды гидроаккумулятора представляют собой сварную цилиндрическую конструкцию с эллиптическими днищами, изготовленными из листовой стали.

Сосуды оборудованы лазовыми затворами, грузовыми приспособлениями и опорами для установки их на фундамент.

На гидроаккумуляторе установлены: манометр 3;

указатель уровня масла 4 с прозрачной стеклянной трубкой, ограждением и запорными устройствами, предупреждающими

выход рабочей среды наружу при поломке стеклянной трубки;

датчик уровня масла 5 для сигнализации о высоком и низком уровне масла;

датчик аварийно-низкого уровня масла 6 для аварийной остановки гидроагрегата;

датчики давления для автоматического управления насосами;

датчик давления для остановки гидроагрегата при аварийно-низком давлении. В последних модификациях МНУ датчики давления и вторичные приборы датчиков уровня устанавливаются в отдельно расположенных настенных шкафах;

устройство автоматической подачи воздуха в гидроаккумулятор из воздухоотборника ГЭС 7;

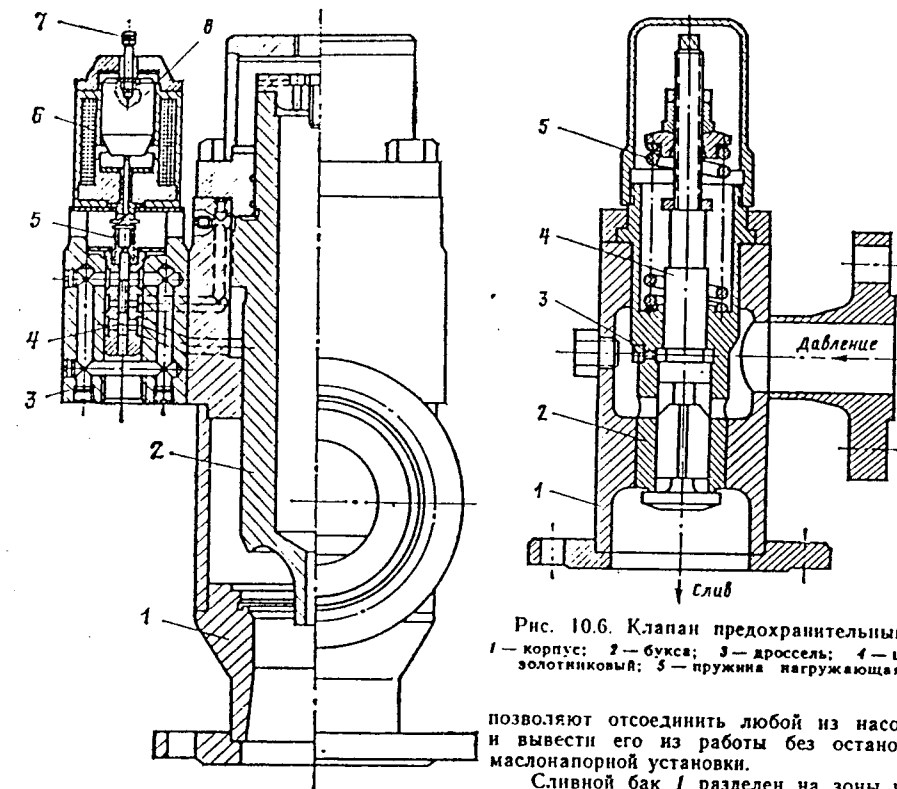


Рис. 10.6. Клапан предохранительный:  
1 — корпус; 2 — буска; 3 — дроссель; 4 — шток золотниковый; 5 — пружина нагружающая

позволяют отсоединить любой из насосов и вывести его из работы без остановки маслонапорной установки.

Сливной бак 1 разделен на зоны чистого и отработанного масла. Между зонами установлен сменный сетчатый фильтр 11. Верхняя часть бака, на котором установлены рамы с насосами и электродвигателями, представляет собой жесткую массивную раму.

Сливной бак на 40 % заполнен маслом. В свободный объем бака при ревизиях и ремонтах может быть слито масло из аккумулятора, сервомоторов направляющего аппарата и трубопроводов. Уровень масла в баке контролируется датчиком уровня 5. Воздушный объем бака соединяется с атмосферой через воздушный фильтр 9. Для смены сетчатого фильтра, а также для очистки, ремонта и окраски внутри бака в верхней части предусмотрен люк с крышкой. На сливном баке установлены также пульт ручного управления 14 с клеммником и датчиком температуры, вентиль 10, соединенный с напорным коллектором, для выпуска масла из гидроаккумулятора.

Все фланцы для подсоединения трубопроводов расположены на передней стенке бака, там же располагаются термосопротивление 12 и датчик наличия воды в масле 13. Для электропроводки и кабелей электродвигателя предусмотрены специальные каналы.

Рис. 10.5. Клапан перепускной:

1 — корпус; 2 — затвор; 3 — золотник; 4 — игла; 5 — пружина; 6 — электромагнит; 7 — рукоятка; 8 — якорь электромагнита

обратный воздушный клапан 8 на линии зарядки гидроаккумулятора воздухом; все необходимые вентили, в том числе для выпуска масла и воздуха.

Основные габаритные размеры гидроаккумуляторов, состоящих из одного и двух сосудов, приведены в табл. 10.3.

Маслонасосный агрегат (рис. 10.3) состоит из сливного бака и установленных на нем двух или трех масловинтовых насосов (рис. 10.4). На рис. 10.3 изображен маслонасосный агрегат с тремя насосами, третий насос меньших размеров и предназначен для восполнения протечек в системе. Насосы 2 соединяются с электродвигателями 3 эластичными муфтами 4 и устанавливаются с ними на отдельные рамы.

На напорной камере каждого из насосов установлены обратный 6, предохранительный 7 и перепускной 8 клапаны. Напорные патрубки насосов объединены общим коллектором. Запорные вентили 15

Таблица 10.4. Маслонапорные агрегаты

Обозначение	Габаритные размеры, мм													Местоположение фланцев, мм (рис. 10.3)										Расчетное давление фланца $P_f$ , МПа			Номинальный диаметр (проток) фланцев $D$ , мм					
	В		В <sub>1</sub>		L		L <sub>1</sub>		L <sub>2</sub>		H		H <sub>1</sub>		H <sub>2</sub>		H <sub>3</sub>		H <sub>4</sub>		H <sub>5</sub>		D <sub>1</sub>		D <sub>2</sub>		D <sub>3</sub>		D <sub>4</sub>		D <sub>5</sub>	
	B	B <sub>1</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	A <sub>6</sub>	A <sub>7</sub>	A <sub>8</sub>	A <sub>9</sub>	A <sub>10</sub>	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	D <sub>6</sub>	D <sub>7</sub>		
МА2,5-2	1800	1972	1250	1600	1772	2020	1250	1000	970	550	125	750	650	450	860	350	175	—	—	—	—	650	100	65	40	40	65	50	40	40		
МА4-2	2200	2412	1420	1800	2012	2320	1500	1150	1050	650	910	850	700	500	970	400	200	—	—	—	—	700	150	—	—	—	—	—	—	—	—	
МА8-2	2500	2716	1600	2500	2716	3030	1800	1300	1200	780	940	750	620	1120	1440	240	—	—	—	—	—	940	200	100	—	—	—	—	—	—	—	
МА12,5-2	2800	3016	1800	2900	3116	3430	2000	1935	1400	1200	1600	1520	1100	950	160	1840	480	—	—	—	—	1200	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—
МА16-2	3000	3236	2000	3000	3236	3550	2200	2135	1600	1400	1600	1520	1100	950	160	1840	480	—	—	—	—	1200	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—
МА20-3	3000	3236	2000	3000	3236	3550	2200	2135	1600	1400	1600	1520	1100	950	160	1840	480	—	—	—	—	1200	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—
МА32-3	3000	3236	2000	3000	3236	3550	2200	2135	1600	1400	1600	1520	1100	950	160	1840	480	—	—	—	—	1200	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Конструкция перепускного клапана изображена на рис. 10.5, предохранительного — на рис. 10.6.

На маслонасосных агрегатах с тремя насосами имеются дублирующие присоединительные фланцы для использования одной МНУ на два агрегата.

Основные габаритные размеры, а также присоединительные размеры фланцев даны в табл. 10.4.

### 10.3. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРА МАСЛОНАПОРНОЙ УСТАНОВКИ

Выбор типоразмера МНУ определяется вместимостью гидроаккумулятора. Полный объем гидроаккумулятора  $V_{гакк}$  состоит из необходимого начального воздушного объема  $V_n$ , объема масла для процесса регулирования  $\Delta V$  и запаса масла для нормальной работы гидроаккумулятора  $V_3$ , т. е.

$$V_{гакк} = V_n + \Delta V + V_3.$$

В гидроаккумуляторе для любого момента времени объем воздуха и давление связаны соотношением

$$pV^n = const,$$

поэтому можно записать зависимость между начальными (с индексом «н») и конечными (с индексом 1) значениями параметров воздуха после израсходования объема масла  $\Delta V$

$$p_n V_n^n = p_1 V_1^n.$$

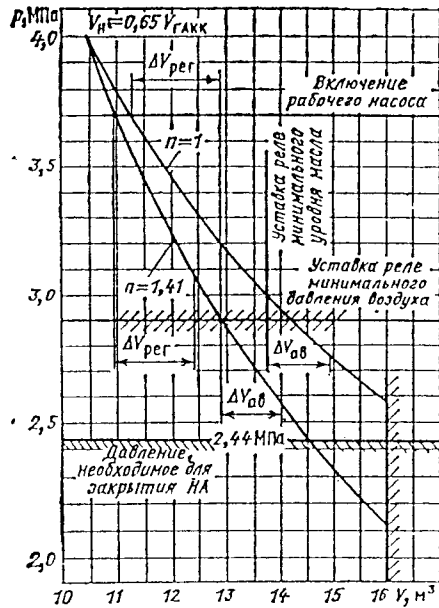


Рис. 10.7. График зависимости  $pV^n = const$  для гидроаккумулятора ГА16/1-40

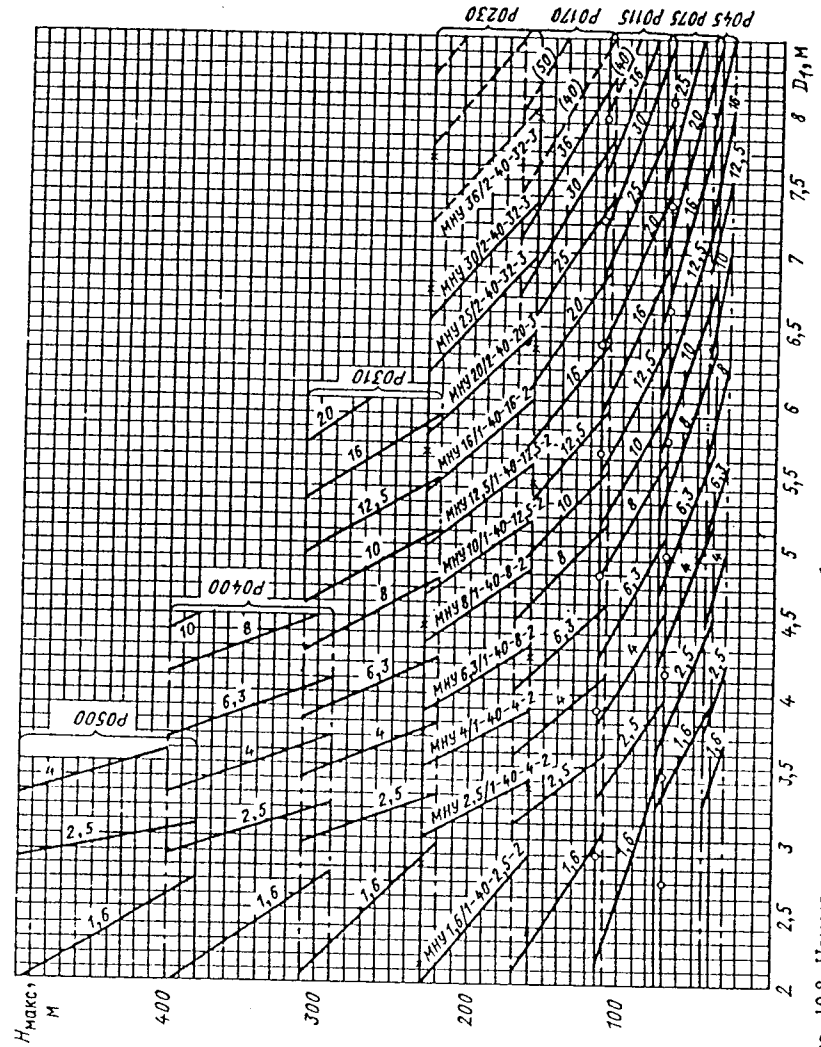


Рис. 10.8. Номограмма для предварительного выбора маслонпорных установок радиально-осевых турбин

В конце аварийного закрытия объем воздуха в гидроаккумуляторе будет  $V_1 = V_n + \Delta V$ , а давление  $p_1 = p_{мин}$ . Тогда из предыдущего уравнения

$$V_n = \frac{\Delta V}{n \sqrt{\frac{p_n}{p_{мин}} - 1}}$$

Максимальный объем израсходованного из гидроаккумулятора масла состоит из трех составляющих: объема масла, затраченного на пуск, набор нагрузки, сброс (стабилизацию) при нормальном регулировании гидротурбины  $\Delta V_{рег}$ ; объема масла для работы аварийного реле давления  $\Delta V_{р.д}$ ; объема масла, необходимого для процесса аварийной остановки агрегата  $\Delta V_{ав}$ . Объем гидроаккумулятора будет определяться зависимостью

$$V_{гакк} = (\Delta V_{рег} + \Delta V_{р.д} + \Delta V_{ав}) \times \left( \frac{1}{n \sqrt{\frac{p_n}{p_{мин}} - 1}} + 1 \right) + \Delta V_3$$

Объем  $\Delta V_{рег}$  определяется из условий самого неблагоприятного процесса регулирования. Необходимо, чтобы при отсутствии питания электродвигателей насосов и при начальном давлении в гидроаккумуляторе, соответствующем включению основного насоса, маслонапорная установка могла обеспечивать автоматическую остановку гидроагрегата, его пуск с набором мощности до 5% номинальной и повторную остановку гидроагрегата. При этом перерыв между началом остановки и последующим пуском должен быть не более 5 мин.

В запасной объем масла  $\Delta V'$ , включается также объем, необходимый для предотвращения выхлопа воздуха в гидравлическую систему. После израсходования

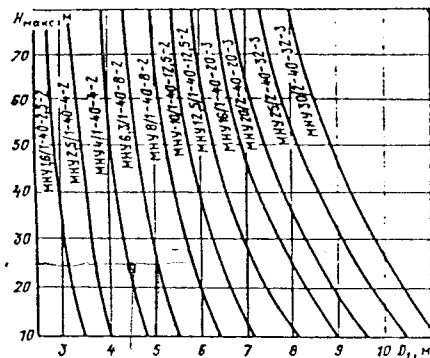


Рис. 10.9. Номограмма для предварительного выбора маслонапорных установок повторно-лопастных турбин

масла на аварийную остановку гидроагрегата обычно принимают

$$\Delta V_3 = (0,05 + 0,07) V_{гакк}$$

Выборенный объем гидроаккумулятора проверяется графически. На графике зависимости  $pV^n = const$  строятся две кривые, соответствующие расширению объема воздуха при изотермическом процессе (показатель политропы  $n = 1$ ) и при адиабатическом процессе ( $n = 1,41$ ). При этом проверяется наимыгоднейшее отношение между начальным объемом воздуха, давлением в конце аварийного закрытия и оставшимся запасом масла в гидроаккумуляторе.

На рис. 10.7 изображен график зависимости  $pV^n = const$  для гидроаккумулятора объемом 16 м<sup>3</sup>. Приближенные соотношения между объемом гидроаккумулятора и объемами сервомоторов турбин различных типов принимают равными (м<sup>3</sup>):

для ПЛ турбин

$$V_{гакк} \approx (18 + 20) V_{с.н.а} + (4 + 4,5) V_{с.р.к}$$

для РО турбин

$$V_{гакк} \approx (18 + 20) V_{с.н.а}$$

где  $V_{с.н.а}$  — объем сервомоторов направляющего аппарата гидротурбины, м<sup>3</sup>;  $V_{с.р.к}$  — объем сервомотора рабочего колеса, м<sup>3</sup>.

Для РО турбин с холостым выпуском и затвором, если последние управляют маслом от МНУ,

$$V_{гакк} \approx (18 + 20) V_{с.н.а} + 3V_{с.з} + (9 + 10) V_{с.х.в}$$

где  $V_{с.з}$  — объем сервомоторов затвора, м<sup>3</sup>;  $V_{с.х.в}$  — объем сервомоторов холостого выпуска, м<sup>3</sup>.

Объем воздуха, м<sup>3</sup>, в гидроаккумуляторе при номинальном давлении принимается равным

$$V_{в.н} \approx (0,6 + 0,7) V_{гакк}$$

Для предварительного выбора типоразмера МНУ можно также пользоваться номограммами Я. Л. Духовного и Л. М. Шифрина [8], построенными в зависимости от диаметра рабочего колеса, его типа и максимального напора воды (рис. 10.8, 10.9).

#### 10.4. МАСЛООХЛАДИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

В процессе работы гидравлической системы все потери, как гидравлические, так и механические, связанные с совершением работы и перемещением масла, превращаются в теплоту. Эта тепловая энергия аккумулируется в системе маслом, температура которого со временем повышается. Когда температура масла становится выше температуры окружающего воздуха, начи-

нается рассеивание теплоты из системы в окружающий воздух. Рассеивание происходит с поверхности труб и элементов системы путем конвекции и лучеиспускания. При достижении определенной разности температур тепловой поток, уходящий из системы, становится равным тепловому потоку, поступающему в систему в единицу времени, т. е. наступает тепловой баланс для данного установившегося режима работы.

На ГЭС, расположенных в районах с высокой температурой воздуха (например, в странах с тропическим климатом), при значительных колебаниях нагрузки гидроагрегатов, высоком давлении масла в гидроаккумуляторе температура масла достигает 50 °С и выше, что приводит к снижению вязкости масла. При этом увеличиваются протечки масла в механизмах системы и возрастают объемные потери в насосах МНУ, что, в свою очередь, ведет к дополнительному образованию теплоты в системе; увеличивается также количество растворенного воздуха в масле, быстрее происходит окисление масла; понижается КПД насосов и системы в целом.

Тепловой баланс в системе можно представить уравнением

$$W = \alpha F (\Theta_{уст} - \Theta_0)$$

где  $W$  — тепловой поток, поступающий в систему за 1 ч, кДж;  $F$  — площадь поверхности системы, участвующей в теплопередаче, м<sup>2</sup>;  $\Theta_{уст}$  — установившаяся температура масла в системе, °С;  $\Theta_0$  — температура окружающего воздуха, °С;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи системы, кДж/(м<sup>2</sup>·ч·град). Из этого уравнения

$$\Theta_{уст} = \left( \frac{W}{\alpha F} + \Theta_0 \right) \leq 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Если установившаяся температура масла в системе оказывается выше 50 °С, то к гидравлической системе подключается маслоохладительная установка (рис. 10.10). При наличии маслоохладителя площадь теплообмена увеличивается

$$W = \alpha F \Delta \Theta + k_1 F_1 \Delta \Theta_{ср}$$

где  $k_1$  — средний коэффициент теплопередачи маслоохладителя, кДж/(м<sup>2</sup>·ч·град);  $F_1$  — рабочая площадь поверхности маслоохладителя, м<sup>2</sup>;  $\Delta \Theta_{ср}$  — среднелогарифмическая разность температур масла и охлаждающей воды в маслоохладителе при его работе, °С.

Решив уравнение теплового баланса относительно  $F_1$ , получим необходимую площадь поверхности маслоохладителя, м<sup>2</sup>:

$$F_1 = \frac{W - \alpha F \Delta \Theta}{k_1 \Delta \Theta_{ср}}$$

При расчете  $F_1$  принимается  $\alpha = 38$  кДж/(м<sup>2</sup>·ч·град),  $k_1$  и  $\Delta \Theta_{ср}$  выбираются из технических данных маслоохладителя используемого типа.

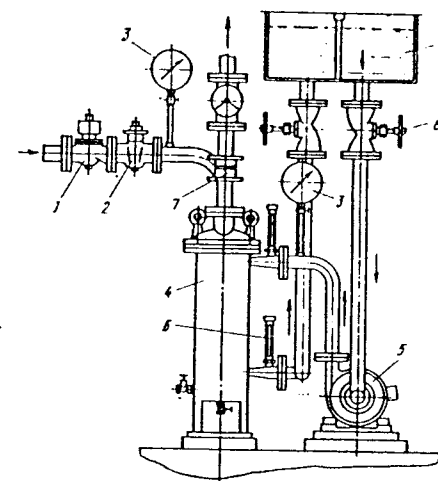


Рис. 10.10. Маслоохладительная установка: 1 — вентиль с электромагнитом; 2 — поворотный край; 3 — манометр; 4 — маслоохладитель; 5 — насос с электродвигателем; 6 — термометр; 7 — указатель течения; 8 — вентиль запорный; 9 — сливной бак МНУ

#### 10.5. МАСЛОНАПОРНЫЕ УСТАНОВКИ НА ДАВЛЕНИЕ 6,3 МПа

Увеличение единичной мощности гидроагрегатов, создание гидротурбин с индивидуальным приводом лопаток направляющего аппарата, мощных обратных гидроагрегатов потребовало увеличения объема маслонапорных установок. Для уменьшения размеров гидроривода более целесообразным оказалось повысить давление с 4 до 6,3 МПа.

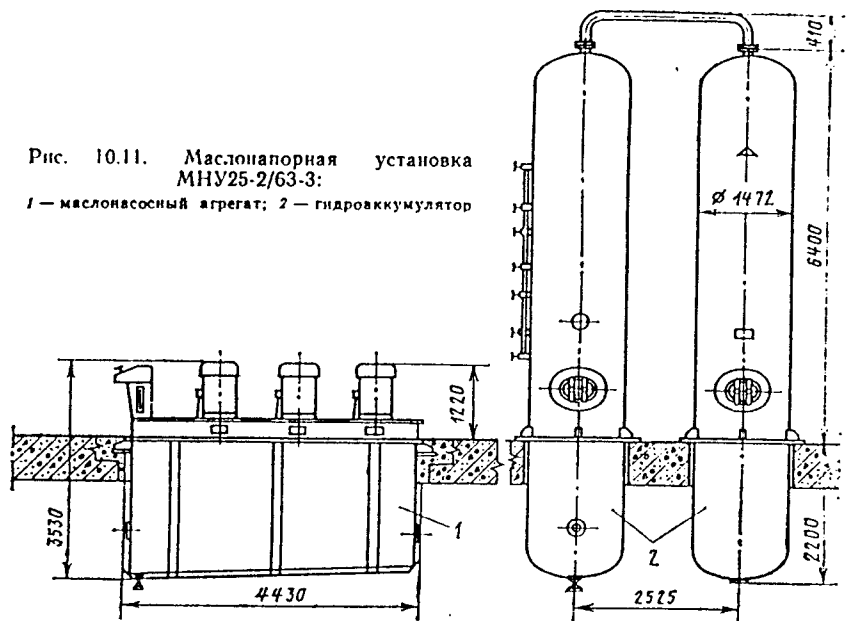
Для системы регулирования Саяно-Шушенской ГЭС была создана маслонапорная установка МНУ25-2/63-3, в которой сохранены принцип действия и гидромеханическая схема обычной МНУ. Однако в связи с тем, что при повышении давления воздух растворяется в масле более интенсивно, изменена конструкция гидроаккумулятора — уменьшен диаметр сосудов, увеличена их высота. Гидроаккумулятор дополнительно оборудован предохранительным воздушным клапаном 28 и грузовым клапаном 29 (рис. 10.1), установленным на напорном патрубке внутри сосуда и не допускающим выхлоп воздуха в систему при понижении в нем уровня масла.

Для лучшей очистки отработавшего масла сливные баки МНУ оборудованы магнитными фильтрами. При наличии индивидуального гидроривода на гидротурбине и увеличения в связи с этим протечек в системе каждая МНУ оборудована маслоохладительной установкой.

На рис. 10.11 показан общий вид МНУ25-2/63-3. По конструкции МНУ отли-

Рис. 10.11. Маслонапорная установка МНУ25-2/63-3:

1 — маслонасосный агрегат; 2 — гидроккумулятор



чается наличием вертикальных насосов и компоновкой насосного агрегата. Эта МНУ была принята за основу для разработки следующих четырех типоразмеров МНУ на давление 6,3 МПа (табл. 10.1).

### 10.6. СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МАСЛОНАПОРНОЙ УСТАНОВКОЙ

Система автоматического управления МНУ поддерживает в заданных пределах

давление и уровень масла в гидроккумуляторе, контролирует температуру масла в сливном баке, а при наличии маслоохладительной установки поддерживает температуру масла в сливном баке, формирует предупредительные сигналы об отклонении контролируемых параметров от заданных значений, а также команды аварийной остановки гидроагрегата, когда дальнейшая работа невозможна. Структурная схема системы управления показана на рис. 10.12. Полный комплект приборов и устройств.

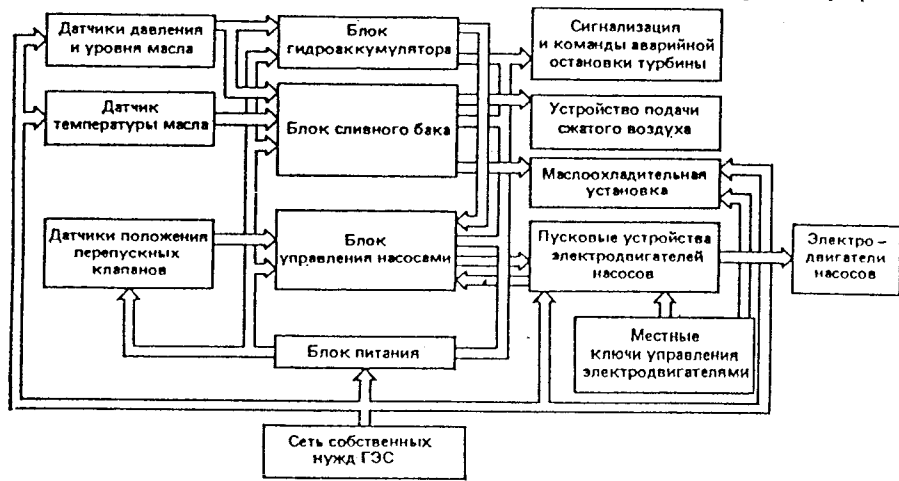


Рис. 10.12. Структурная схема системы управления МНУ



Рис. 10.13. Последовательность операций при управлении от местного ключа: а — пуск насоса; б — остановка насоса

системы управления маслонапорной установкой показан на рис. 10.1.

Система управления МНУ выполнена на базе бесконтактных датчиков. Для связи с устройствами общестанционной сигнализации и управления применяются герконовые реле. Устройства формирования команд и сигналов, элементы управления режимами работы насосов расположены в электропанели автоматики.

Управление электродвигателями насосов производится командами по значению давления. Работа электродвигателей возможна в режимах ручного управления от местных ключей и автоматического управления от электропанели.

Последовательность операций при пуске и остановке электродвигателей насосов от местных ключей, расположенных на сливном баке около электродвигателей, указана на рис. 10.13. Ключ имеет три положения: «Ручное», «Отключено», «Автомат».

Следует отметить, что при управлении насосами от местных ключей контроль за давлением и уровнем масла в гидроккумуляторе производится оператором визуально по манометрам и масломерному стеклу. Автоматическая часть системы управления в этом случае в работе не участвует, так как местный ключ действует непосредственно на пусковое устройство электродвигателя. При управлении от электропанели

каждый насос МНУ может работать в режимах: «Основном»; «Первом резервном»; «Втором резервном»; «Ручном». Первые три режима, задаваемые ключами электропанели, подразделяются каждый на непрерывный и прерывистый. При непрерывном режиме после поступления команды «Нормальное давление» электродвигатель насоса работает через открытый перепускной клапан. В прерывистом режиме работы насосы останавливаются командой «Нормальное давление». «Основной», «Первый резервный», «Второй резервный» режимы различаются между собой уставками включения электродвигателей.

Дистанционный пуск насоса от электропанели и последовательность операций поясняются рис. 10.14. Ключ местного управления должен быть установлен в положение «Автомат». Запуск электродвигателя возможен только при полностью открытом перепускном клапане, т. е. пуск электродвигателя производится без нагрузки. При установке режимного ключа электропанели в положение «Ручное» электродвигатель насоса включается, если давление в МНУ ниже нормального.

Если в процессе работы электродвигателя насоса в сети собственных нужд ГЭС, от которой питается электропанель, исчезает напряжение, а затем снова восстанавливается, но давление в МНУ понижается до уставки включения насоса, то включение электродвигателя происходит с

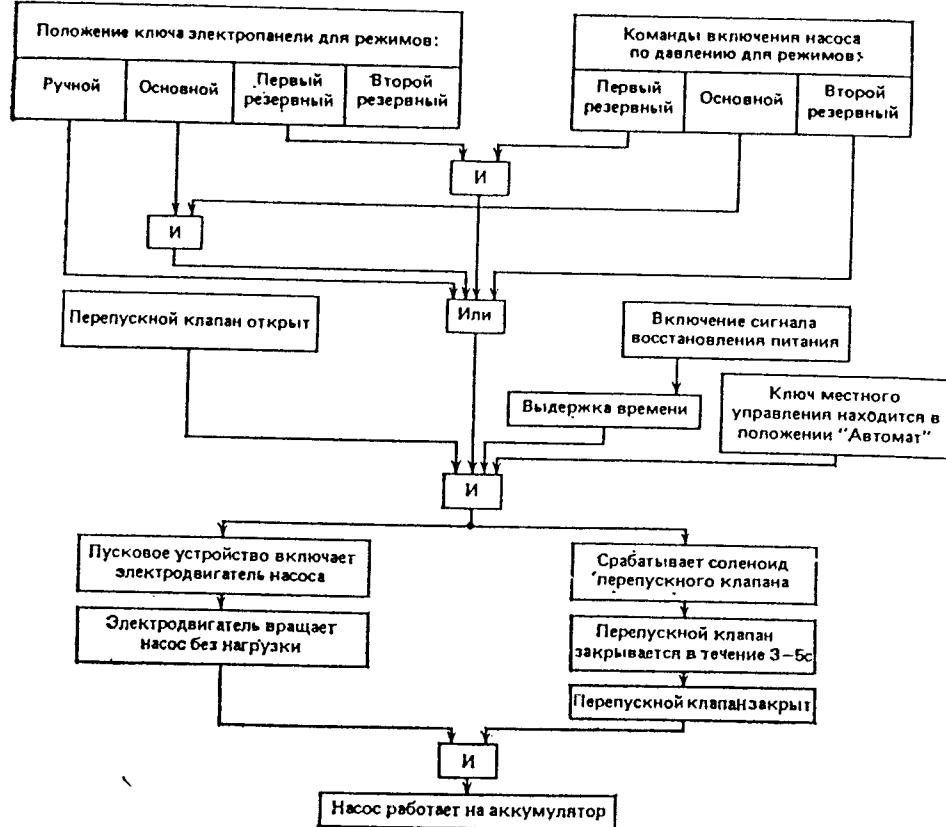


Рис. 10.14. Диаграмма пуска насоса МНУ

выдержкой времени 3—5 с. Остановка насоса и последовательность операций при этом поясняются рис. 10.15.

Надо отметить, что, несмотря на предварительную установку режима работ «Непрерывный», электродвигатель насоса будет останавливаться при срабатывании одной из следующих защит: Аварийно-низкий уровень масла в сливном баке; Ключ электропанели в положении «Отключено»; Защита пускового устройства; Направляющий аппарат закрыт. Электродвигатель насоса останавливается после открытия перепускного клапана, т. е. произойдет предварительная разгрузка, а затем остановка. Если одна из отключающих команд действует в момент, когда перепускной клапан еще не открылся полностью, то подается команда на остановку электродвигателя с одновременной выдачей предупредительного сигнала «Неисправность перепускного клапана».

При изменении соотношений объемов воздуха и масла в гидроаккумуляторах

маслонапорных установок необходимо периодически включать устройства пополнения воздуха. Если на ГЭС имеется воздушный ресивер, давление в котором на 0,1—0,2 МПа больше нормального давления масляной установки, может быть применен регулятор уровня масла РУМ-3 или клапан выпуска воздуха с электромагнитным приводом.

Принцип работы регулятора РУМ основан на изменении массы груза, уравновешенного пружиной, при погружении его в масло (рис. 10.16). Точность поддержания уровня масла в гидроаккумуляторе зависит от режима работы насосов МНУ, утечки воздуха из сосудов, давления в ресивере ГЭС и других причин и находится в пределах  $\pm 25$  мм от нормального уровня. Некоторые масляные установки оснащены клапаном выпуска воздуха с соленоидным приводом. В этом случае сигнал управления электромагнитом формируется электропанелью автоматики по сигналам от датчика уровня масла в гидроак-

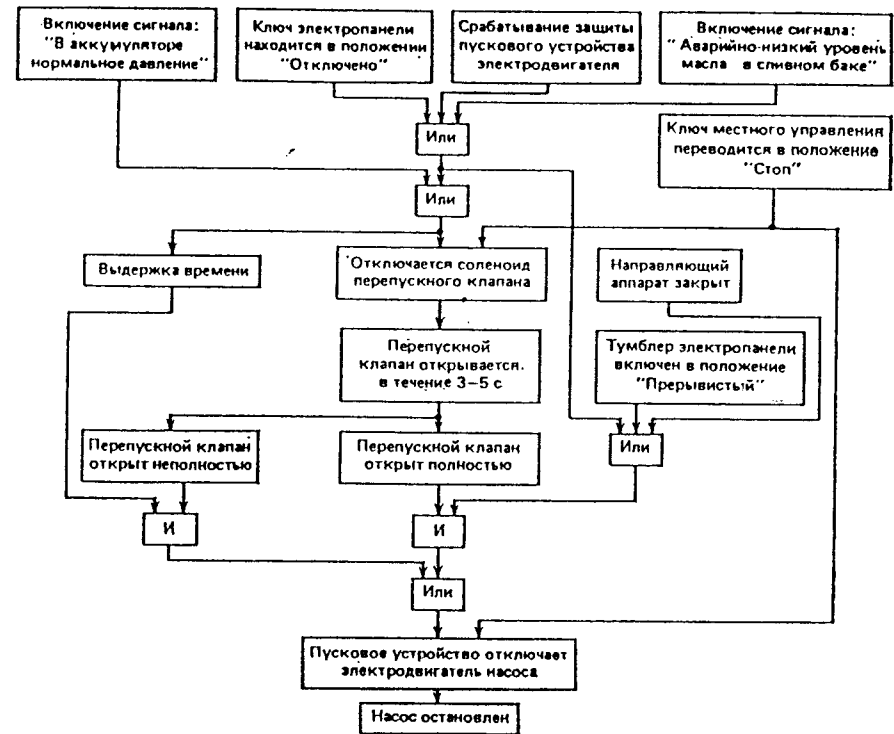


Рис. 10.15. Диаграмма остановки насоса МНУ

кумуляторе и датчика давления. Алгоритм управления клапаном выпуска воздуха показан на рис. 10.17. При автоматическом режиме управления соленоид включается командой «Уровень включения воздуха». Гидроклапан открывается и происходит подача воздуха от ресивера ГЭС в гидроаккумулятор. Отключается соленоид либо командой «Давление отключения воздуха» (выше нормального давления МНУ), либо командой «Уровень отключения воздуха».

Маслоохладительная установка (МУ) поддерживает температуру масла в определенных пределах путем включения и отключения подачи охлаждающей воды. Включение клапана охлаждающей воды и насоса перекачки масла производится при повышении температуры масла до уставки «Включение МУ». При снижении температуры до уставки «Отключение МУ» насос и клапан отключаются. Возможно управление МУ в ручном режиме от ключа местного управления и ключа, расположенного в электропанели. В МУ применяется асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором. Пусковым устройством двигателя является тиристорная станция.

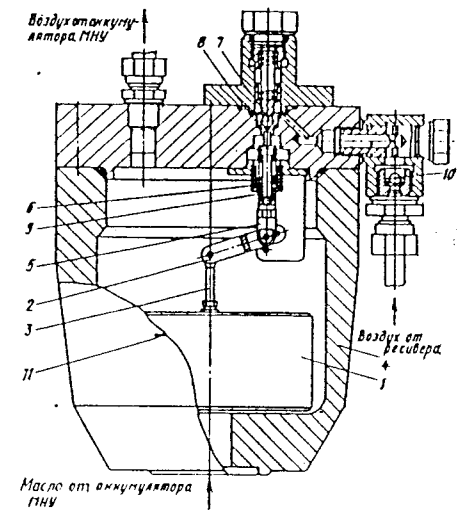


Рис. 10.16. Регулятор уровня масла РУМ-3: 1 — груз; 2 — рычаг; 3 — стяжка; 4 — корпус; 5 — толкатель; 6 — пружина; 7, 10 — шарик; 8 — кольцо; 9 — гайка; 11 — риска

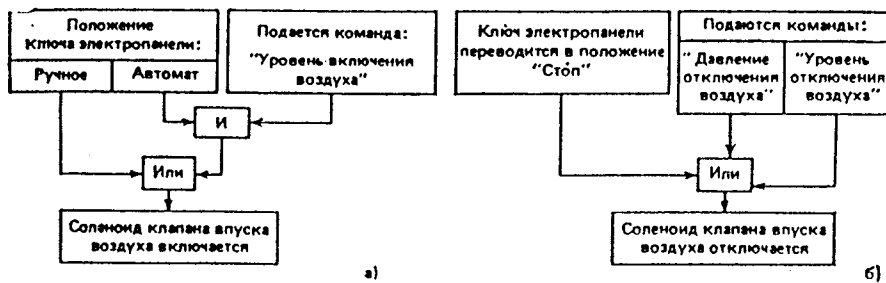


Рис. 10.17. Схема управления подачей сжатого воздуха:  
а — включение подачи воздуха; б — отключение

### 10.7. ЭЛЕКТРОПАНЕЛЬ АВТОМАТИКИ

Все устройства, которые обеспечивают связь между первичными датчиками давления, уровня, температуры, положения и исполнительными устройствами, а также позволяют задать или изменить режим работы, уставку, конструктивно расположены в электропанелях. Электропанели выпускаются двух типов: КА и КАИ и отличаются между собой элементной базой.

В настоящее время выпускаются панели типа КАИ. Электропанель представляет собой односекционную стойку, в которой установлены следующие блоки (рис. 10.18): питания, гидроаккумулятора, сливного бака, насосов.

Блок питания преобразует напряжение собственных нужд ГЭС в напряжение питания соленоидов, реле, микросхем, сигнальных ламп и др.

Блок гидроаккумулятора преобразует непрерывные аналоговые токовые сигналы датчиков давления и уровня в команды управления и сигнализации.

Блок сливного бака формирует команды управления маслоохладительной установкой, подачей воздуха и контролирует уровень масла в сливном баке.

Блок насосов принимает команды, сформированные в других блоках, и задает алгоритм управления насосами.

Каждый блок выполнен на базе шасси, внутри которого устанавливаются печатные платы, на лицевой и задней панелях находятся необходимые органы управления и контроля.

В стойке установлены узкопрофильные приборы — миллиамперметры для визуального наблюдения за основными контролируемыми параметрами: давлением, уровнем масла в гидроаккумуляторе и температурой масла в сливном баке. В нижней части стойки расположены клеммники для внешнего электрического подсоединения проводов на 150 клемм. Доступ к клеммнику обеспечивается с обеих сторон панели. Электропанели изготавливаются как в обычном и экспортном, так и в экспортном тро-

пическом исполнении. В зависимости от исполнения маслонапорной установки применяются электропанели различных типов (табл. 10.5).

В электропанелях управления маслонапорной установкой формируются следующие

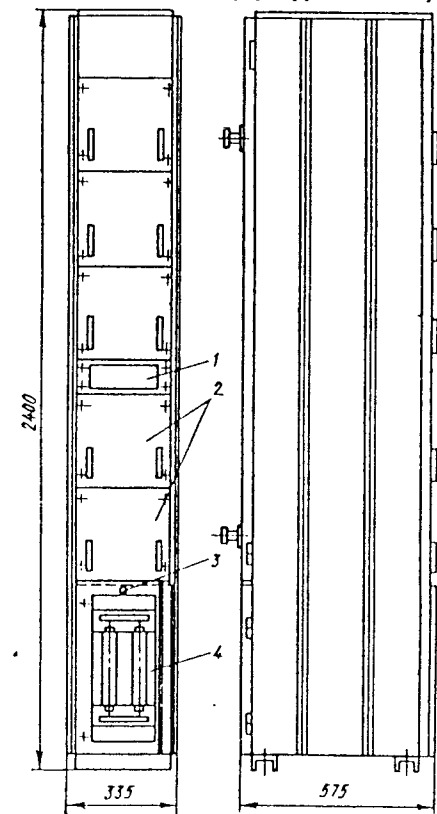


Рис. 10.18. Электропанель автоматизации МНУ:  
1 — место установки узкопрофильных приборов;  
2 — блоки; 3 — тумблер «Контроль ламп»; 4 — клеммник (дверь снята)

Таблица 10.5. Типы электропанелей

Тип электропанели	Число насосов	Давление, МПа	Масса, кг
КА	2	4; 6,3	150
КА-01	3	4; 6,3	130
КАИ	3	4	130
КАИ-01	3	6,3	130
КАИ-0,7	3	4	130
КАИ-08	3	6,3	130

Примечание. Потребляемая мощность электропанелей всех типов составляет 400 В·А.

щие предупредительные и аварийные сигналы, которые отображаются с помощью сигнальных ламп на лицевых панелях блоков:

- высокое давление;
- низкое давление;
- аварийно-низкое давление;
- высокий уровень масла в аккумуляторе;
- высокий уровень масла в сливном баке;
- низкий уровень масла в аккумуляторе;
- низкий уровень масла в сливном баке;
- аварийно-низкий уровень масла в аккумуляторе;
- аварийно-низкий уровень масла в сливном баке;
- высокая температура масла;
- низкая температура масла;
- резервный насос включен;
- сработала защита пускового устройства электродвигателя;
- неисправность электропитания;
- неисправность перепускного клапана.

В электропанелях типов КАИ-07 и КАИ-08 имеются блоки контроля частоты вращения гидроагрегата. Функционального отношения к системе управления МНУ они не имеют (см. § 11.4).

### 10.8. ПУСКОВЫЕ УСТРОЙСТВА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

В качестве пусковых устройств электродвигателей применяются тиристорные станции управления (ТСУ). Тиристорные станции предназначены для управления асинхронными электродвигателями с короткозамкнутым ротором. Станции выполняют операции бесконтактного пуска и остановки электродвигателей. Они обладают высоким быстродействием и обеспечивают значительное ограничение пусковых токов электродвигателей и по сравнению с ранее применявшимися для этих целей контакторами имеют практически неограниченное число срабатываний (включений — отключений). В схеме станции предусмотрены максимальная токовая защита и защита от перегрузок. Схемы блокиров-

Таблица 10.6. Параметры тиристорных станций

Тип станции	Номинальный ток, А	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ТСУ-161-12Б1УЗ	10	100×190×390	50
ТСУ-161-32Б1	25	700×790×780	96
ТСУ-161-42Б1	40	700×790×780	118
ТСУ-161-52Б1	63	700×790×1170	160
ТСУ-161-72Б1	160	700×790×1170	193

ки и автоматизации станции выполнены на бесконтактных элементах, что позволяет дистанционно и автоматически управлять электроприводами насосов при длительности импульса в несколько миллисекунд.

В системе управления МНУ в качестве пусковых устройств применяются тиристорные станции управления серии ТСУ-161 (табл. 10.6).

Технические данные ТСУ:

Напряжение питания, В . . . . .	380
Станция допускает работу в повторно-кратковременном режиме с повторным включением, % . . . . .	15; 25; 40; 60
Максимально допустимая частота включения за 1 ч . . . . .	6000

Станции выпускаются с тиристорами, включенными в две фазы по встречно-параллельной схеме. Отключение двигателя обеспечивается в течение половины периода рабочей частоты сети.

### 10.9. ДАТЧИКИ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА В ГИДРОАККУМУЛЯТОРЕ

Маслонапорная установка оснащена датчиками давления, которые преобразуют избыточное давление в унифицированные токовые выходные сигналы 0—5 мА (бесконтактные датчики) или выдают дискретные сигналы (контактные датчики и реле давления).

Технические характеристики бесконтактных датчиков, которые применяются на МНУ или могут быть применены, приведены в табл. 10.7.

Питание манометров осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В, частотой 50 Гц. Потребляемая мощность составляет не более 5 В·А. Манометры устойчивы к воздействию вибрации до 30 Гц амплитудой до 0,2 мм. Класс точности составляет 1.

Для обеспечения надежности защиты гидроагрегата при снижении давления в МНУ до аварийно-низкого значения контроль этого давления производится двумя реле давления, работающих от сети оперативного постоянного тока и от сети соб-

Таблица 10.7. Технические характеристики бесконтактных датчиков давления

Наименование	Тип	Верхний предел измерения, МПа	Габаритные размеры, мм	Масса, кг	Вторичный прибор
Манометр пружинный электрический	МПЭ	6,1	160×225×226	4	—
Манометр показывающий с электрическим выходным сигналом	МПА	6,1	170×206×131	3,6	—
Преобразователь избыточного давления	«Сапфир 22ДИ»	6,1	110×112×245	3	22БП-36
Манометр пружинный электрический	МП-Э2	6,1	257×242×308	7,5	УП-20

ственных нужд ГЭС. Основные технические характеристики применяемых реле указаны в табл. 10.8.

Таблица 10.8. Технические характеристики реле давления

Наименование	Тип	Верхний предел измерения, МПа	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
Реле давления	РД-70	7	255×125×200	6,5
Датчик-реле давления	РД-2-0М5	6,3	135×77×180	1,35

Принцип действия реле РД-70 и РД-2-0М5 основан на уравновешивании силы, создаваемой давлением контролируемой среды на сильфон, и силами упругих деформаций сильфона и пружины.

#### 10.10. ДАТЧИКИ УРОВНЯ

На гидроаккумуляторе устанавливается уронемер, который непрерывно преобразо-

зует меняющийся уровень в пропорциональный электрический токовый сигнал 0—5 мА. Сливной бак комплектуется датчиками СУС-160М и поплавковым указателем уровня ПИЩ-6-1.

Типы применяемых датчиков и краткие технические данные указаны в табл. 10.9.

Принцип действия уронемера УБ-Э основан на изменении положения уравновешенного груза при его погружении в масло. Нарушение равновесия груза через кинематическую передачу передается на подвижный элемент магнитоэлектрического преобразователя, ток которого является выходным сигналом уронемера. Полупроводниковый усилитель типа УП-20, входящий в комплект поставки, устанавливается отдельно.

Работа уронемера типа РУС основана на емкостно-импульсном методе измерения уровня, использующем переходные процессы, протекающие в цепи емкостного датчика, периодически подключаемого к источнику постоянного тока. В состав уронемера входят первичный преобразователь (ПП), устанавливаемый на гидроаккумуляторе, и передающий преобразователь измерительный (ПИ). Конструктивно ПП выполнен в виде металлических коаксиальных труб. Преобразователь ПИ предназначен для преобразования напряжения сети в на-

Таблица 10.9. Технические характеристики датчиков уровня

Наименование	Тип	Предел измерения уровня, м	Габаритные размеры, мм	Масса, кг	Вторичный прибор
Уронемер буйковый электрический	УБ-Э	0—1	533×210×178	15	УП-20
Уронемер емкостный	РУС	0—0,6; 0—1,0; 0—1,6	Зависит от длины измерительной трубы	11	ПИ
Сигнализатор уровня	СУС-16	Определяется положением	145×135×235	3,5	ВПР
Преобразователь индуктивный щелевой	ПИЩ-6-1	То же	19×28×80	0,68	—
Датчик уровня	ДУЖЭ-200М	» »	160×44	3,7	—

пряжение постоянного тока для всех цепей уронемера и формирования выходного сигнала 0—5 мА.

Сигнализатор уровня СУС-16 контролирует уровень раздела двух сред с резко отличающимися значениями диэлектрической проницаемости (масло—вода) и состоит из первичного преобразователя ПП-16 и вторичного преобразователя регистрирующего (ВПР). Назначение прибора—контролировать наличие воды в масле сливного бака и формировать предупредительный сигнал. Преобразователь ПП-16 устанавливается в нижней части сливного бака.

Преобразователь индуктивный щелевой ПИЩ-6-1, входящий в поплавковый указатель уровня, показан на рис. 10.19. Конструктивно преобразователь выполнен в виде коробки из ударопрочного полистирола и герметизирован компаундом. Корпус преобразователя 1 имеет щель 2 шириной 6 мм и глубиной 18,5 мм. При введении в щель металлической пластины происходит срыв генерации в электрической схеме преобразователя. Выходной транзистор 3 схемы открывается, что вызывает срабатывание реле или логического элемента, включенных в эту цепь. Металлическая пластина связана с поплавком указателя уровня и поочередно входит в щель трех датчиков, установленных на определенных отметках. Таким образом контролируется высокий, низкий и аварийно-низкий уровни масла в сливном баке. Питание преобразо-

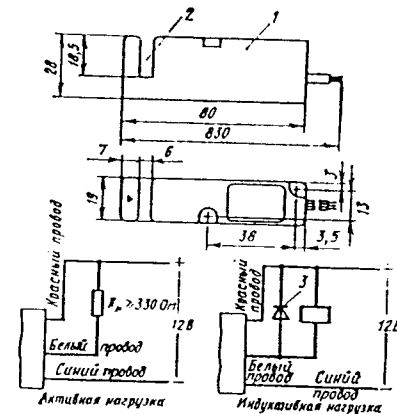


Рис. 10.19. Преобразователь индуктивный щелевой ПИЩ-6-1 со схемой подключения

вателя производится напряжением 12 В постоянного тока от электропанели.

Для контроля положения перепускных клапанов насосов МНУ применяются эти же датчики. Для контроля аварийно-низкого уровня масла в гидроаккумуляторе применяется датчик типа ДУЖЭ-200М. Принцип действия датчика основан на использовании выталкивающей силы, действующей на боек, при изменении уровня масла.

### Глава 11

## СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМАМИ И УЗЛАМИ ГИДРОТУРБИНЫ

### 11.1. УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТАМИ ГИДРОТУРБИНЫ

Автоматический контроль работы основных узлов гидротурбины и управление ее вспомогательным оборудованием до последнего времени выполнялись с применением контактных средств автоматики. В настоящее время с развитием электроники и выпуском современной аппаратуры эти задачи осуществляются с использованием бесконтактных элементов. Некоторые крупные гидроэлектростанции (Саяно-Шушенская, Майнская, Нижнекамская, Чебоксарская и др.) оснащены такими системами. Применение бесконтактных элементов позволило улучшить надежность системы и сократить эксплуатационные расходы на обслуживание.

В структурном отношении системы управления и контроля представляют собой совокупность первичных преобразователей контролируемых параметров, логических устройств, преобразующих по определенным

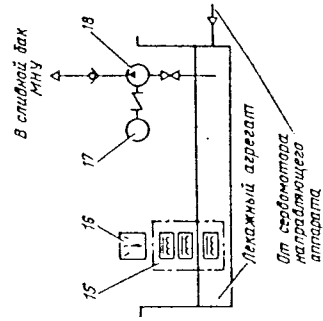
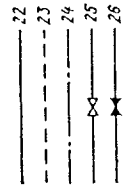
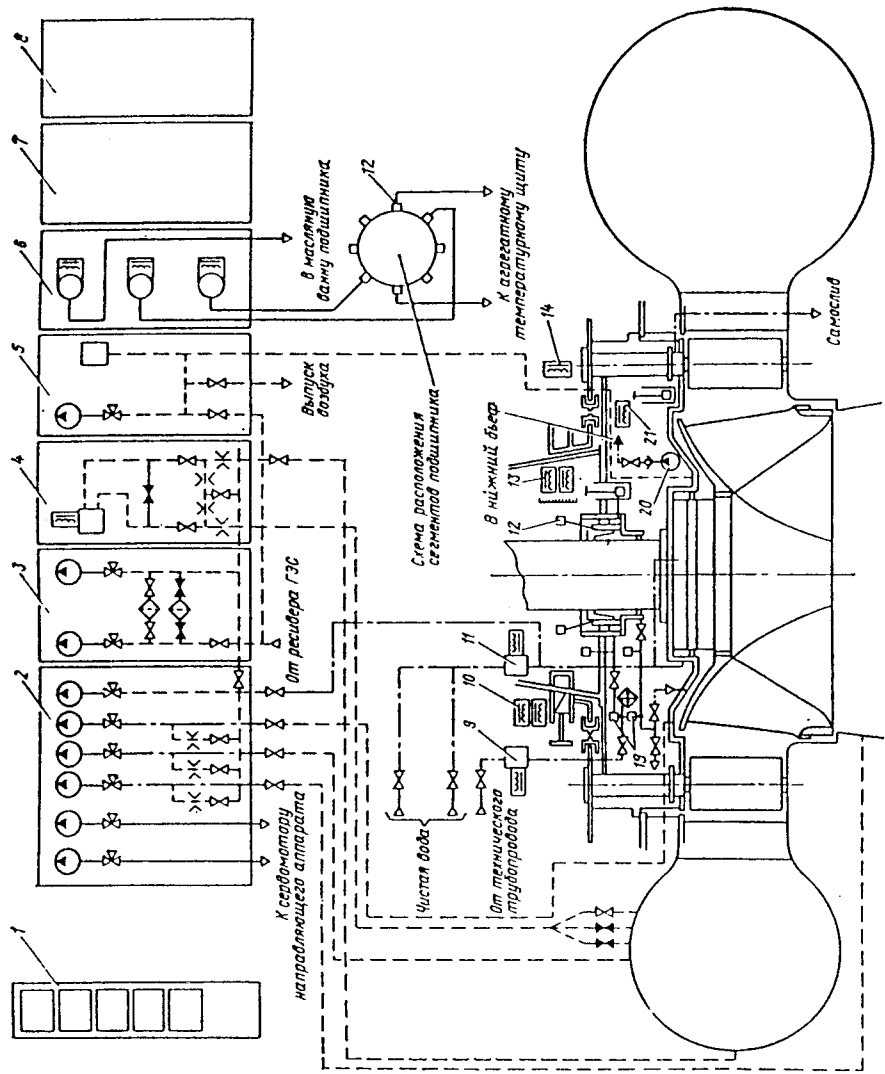
алгоритмам сигналы первичных преобразователей и управляющие команды, и исполнительных элементов (электродвигателей, пусковых устройств, соленоидов и других компонентов).

На рис. 11.1 показан комплект устройств управления и контроля механизмов радиально-осевой гидротурбины с направляющим подшипником на масляной смазке. Схема дает наглядное представление о расположении первичных датчиков контролируемых параметров, об объеме контроля.

Подшипники гидротурбины могут быть на масляной или водяной смазке. Подшипники на водяной смазке подразделяются на подшипники с проточной смазкой и смазкой с замкнутой циркуляцией. На подшипниках с масляной смазкой и водяной смазкой с замкнутой циркуляцией производится тепловой контроль, а на водяных проточных подшипниках— контроль расхода воды и уровня воды в ванне подшипника. Контроль температуры производится манометрическими термометрами ТПГ-СК,

Рис. 11.1. Схема расположения аппаратуры автоматизации гидротурбины:

1 — электропанель автоматизации турбины; 2 — щит измерительных приборов; 3 — щит воздушного питания; 4 — щит контроля расхода воды через турбину; 5 — щит контроля ремонта уплотнения; 6 — щит контроля температуры подшипника; 7 — клеммная шкафа шхв турбины; 8 — пусковые устройства электроаппаратов лекажного и дренажных насосов; 9 — датчик расхода воды маслоохладителя; 10 — датчик поло-



жения статора; 11 — датчик расхода воды через уплотнение вала; 12 — термосопротивление; 13 — датчик уровня масла в подшипнике; 14 — датчик состояния среднего пальца; 15 — датчик уровня масла лекажного агрегата; 16 — ключ местного управления электродвигателем; 17 — электроаппарат лекажного насоса; 18 — лекажный насос; 19 — термометр ртутный; 20 — насос откачки дренажной воды; 21 — датчик уровня дренажной воды; 22 — масляный трубопровод; 23 — воздушный трубопровод; 24 — водный трубопровод; 25 — кран (нормально открыт); 26 — кран (нормально закрыт)

ТПГ4-У1 и термосопротивлениями ТСМ-0879.

В типовой схеме контроля подшипника с масляной смазкой используются три электроконтактных термометра ТПГ-СК, три термометра ТПГ4-У1 и три термосопротивления. Термобаллоны попарно устанавливаются в диаметрально противоположные вкладышах, а остальные температурные датчики измеряют температуру масла в ванне подшипника. Термометры устанавливаются в двух температурных щитах. Длина капилляра выбирается в зависимости от расстояния между щитами и подшипником. Электроконтактные термометры ТПГ-СК включаются в цепи станционной сигнализации и аварийной остановки, а выходные электрические токовые сигналы термометров ТПГ4-У1 поступают в электропанель автоматизации (блок подшипника). В электропанели формируются предупредительные сигналы о высокой температуре. Термосопротивления используются в логических цепях гидроэлектростанции для автоматической записи температуры.

В подшипнике с замкнутой водяной циркуляцией устанавливаются термобаллоны электроконтактного термометра ТПГ-СК и термометра с электрическим выходным сигналом ТПГ4-У1, термосопротивление ТСМ-0879. Термометры и термосопротивление измеряют температуру воды в ванне подшипника. При повышении температуры до определенной уставки включается соленоид клапана подачи охлаждающей воды. При снижении температуры клапан отключается.

Контроль уровня масла в масляном подшипнике обеспечивает специальный датчик уровня. В датчике уровня используются три индуктивных щелевых преобразователя ПИЩ-6-1. Датчик применяется для контроля уровня жидкости в открытых сосудах и позволяет контролировать три уровня. Минимальная разница между отметками уровней составляет 50 мм, максимальная не ограничивается.

Электрические сигналы от датчика уровня поступают в электропанель, где формируются соответствующие предупредительные сигналы. Проточные водяные подшипники комплектуются приборами контроля расхода, уровня воды и контроля верхнего уплотнения. Расход воды через подшипник контролируется дифференциальным манометром-расходометром типа ДМЭР-МИ в комплекте с дроссельной шайбой, установленной на подводящем трубопроводе. Манометр устанавливается или под дроссельной шайбой, или в щите контроля расхода. Если расходомер установлен в щите, обязательно используется барботажный способ измерения расхода.

При нормальной работе агрегата в ванне подшипника поддерживается избыточное давление около 0,1 МПа, т. е. ванна под-

шипника заполнена водой. Давление устанавливается дросселем на подводящем и пентилем на отводящем трубопроводе по манометру. В верхней части ванны подшипника установлен датчик СУС-13, который дает команду на аварийную остановку при снижении уровня воды. Аналогичный датчик установлен над ванной подшипника и дает предупредительный сигнал в случае срыва верхнего уплотнения ванны.

Лекажный агрегат предназначен для перекачки протечек масла в системе регулирования в сливной бак МНУ. В сборный бачок лекажного агрегата масло поступает самотеком. Датчик уровня, установленный на бачке, подает команду на включение электродвигателя масляного насоса при повышении уровня и отключает электродвигатель при опорожнении бачка. Если уровень масла по каким-то причинам чрезмерно повышается, то подается предупредительный сигнал «Высокий уровень». Сигналы датчика уровня управляют работой насоса через электропанель, где установлен режимный ключ, имеющий три положения: «Ручное», «Отключено», «Автомат». Пусковым устройством электродвигателя является тиристорная станция ТСУ-161-12. Возможно управление двигателем от местного ключа, расположенного возле насоса. При автоматической работе местный и режимный ключи устанавливаются в положение «Автомат». Состояние срезных пальцев направляющего аппарата контролируется бесконтактными датчиками ПИЩ-6-1. Датчики контроля пальцев электрически связаны с электропанелью (блок контроля положения механизмов). При срезе пальца (палец) на выходе датчика появляется электрический сигнал. Этот сигнал (сигналы) преобразуется в блоке электропанели и во внешней электрической цепи подается сигнал «Палец срезан», а на лицевой панели высвечиваются номера лопаток направляющего аппарата, у которых срезаны пальцы.

Освобожденное и введенное положение стопоров направляющего аппарата и стопора ротора (только для капсульных машин) контролируются датчиками ПИЩ-6-1. Выходные электрические цепи датчиков связаны с электропанелью (блок контроля положений механизмов), где формируется команда «Стопоры освобождены» и сигналы «Стопоры освобождены», «Стопоры введены». В блоке имеются сигнальные лампы, которые показывают положение стопоров направляющего аппарата и стопора ротора.

В зависимости от конструкции уплотнения для контроля его положений (освобождено, включено) используются датчики ПИЩ-6-1 или реле давления РД-1-ОМ. Электропанель принимает сигналы этих датчиков, формирует команду «Ремонтное уплотнение освобождено» и сигнал «Ремонтное уплотнение включено».



## 11.2. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА И ОТКАЧКА ДРЕНАЖНОЙ ВОДЫ

Расход воды измеряется дифманометром-расходомером ДМЭР-МИ. Прибор под-соединяется к спиральной камере измери-тельными трубками. Точки подсоединения трубок к спиральной камере в плане рас-положены на разных диаметрах спирали. В измерительные трубки после дросселиро-вания подается сжатый воздух. Выходной электрический токовый сигнал дифманомет-ра имеет квадратичную зависимость от перепада давления, возникающего в измери-тельных трубках из-за разности скоростей движения воды в точках присоединения этих трубок к спиральной камере. Выход-ной сигнал дифманометра-расходомера по-дается на вход сумматора АО5, который позволяет корректировать сигнал расходо-мера по результатам испытаний и, кроме того, компенсировать ложный сигнал нуле-вого расхода из-за высотной разницы точ-ек подсоединения трубок. Этот откоррек-тированный сигнал сумматора используется в общестанционных цепях автоматики для регистрации расходов воды. В электро-панели автоматики установлен измеритель-ный показывающий прибор.

Дренажная вода удаляется с крышки турбины двумя центробежными насосами погружного типа ГНОМ-10-10 или эжекто-ром. Возможна установка эжектора и насо-са. На некоторых турбинах вода удаляется самотеком через специальную трубу. В этом случае контролируется только уровень во-ды. При любом варианте контроль уровня воды в крышке турбины осуществляется датчиком на три уровня: «Нормальный», «Высокий», «Второй высокий». Схема управ-ления откачкой воды построена по тому же принципу, что и управление лекаж-ным агрегатом, но режимные ключи электро-панели имеют положения: «Ручное», «Отключено», «Основной», «Резервный». При включении резервного устройства (на-соса или эжектора) от сигнала «Второй высокий» подается предупредительный сиг-нал в общестанционные цепи сигнализации.

## 11.3. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ЩИТЫ И ЭЛЕКТРОПАНЕЛИ

Перечисленные в предыдущих разделах датчики, а также манометры и необходи-мые вентили управления конструктивно расположены в щитах. Щиты снабжены специальными панелями, на которых напе-сены мнемосхемы соединений элементов щита. Каждый щит закрывается дверью (кро-ме щита манометров), где указано наиме-нование щита. Щиты устанавливаются в специальной нише шахты турбины или в проходе в шахту турбины с тем, чтобы создать максимальные удобства для обслу-живания.

Необходимый набор щитов определя-ется конструкцией гидротурбины и требова-ниями к объему контроля и управления. Примерный набор щитов и их структура показаны на рис. 11.1, поз. 2—6. Сюда так-же может входить щит контроля уровня воды в режиме синхронного компенса-тора.

Для того чтобы показания или сигна-лы приборов, особенно для малых значений измеряемых параметров, не зависели от от-метки установки приборов, применяется барботажный способ измерения. Сжатый воздух от ресивера ГЭС поступает в щит воздушного питания. Проходя через фильтр щита, воздух очищается и подается к ос-тальным щитам, где установлены дроссели и вентили управления. После дросселя сжатый воздух поступает в измерительную трубку, которая одним концом соединена с прибором, другим — с измеряемой сре-дой. Через воронку или ниппель, установ-ленные на конце трубки, воздух непрерыв-но выходит (барботирует) в измеряемую среду, в измерительной трубке и полости датчика устанавливается давление, равное столбу жидкости, на который заглублена трубка, и избыточному давлению, под ко-торым находится измеряемая среда. При барботажном способе измерения сухой сжатый воздух не замерзает в измеритель-ной трубке, но требуется непрерывный рас-ход сжатого воздуха в небольших количе-ствах. Давление воздуха, подводимого к дросселю, должно быть в два раза боль-ше по сравнению с давлением воздуха после дросселя. В этом случае в измери-тельную трубку будет поступать осушен-ный в результате термодинамического эф-фекта воздух, а колебания давления в питающей линии (до дросселя) не будут иметь практического влияния на работу си-стемы. Повышение кратности перепада дав-ления на дросселе исключает промерзание измерительной трубки в зимнее время при прокладке ее на открытом воздухе.

Логическая часть системы управления узлами гидротурбинного оборудования со-средоточена в электропанелях автоматики турбины. В зависимости от конструктивно-го исполнения узлов и самой турбины при-меняются различные исполнения электропа-нелей (табл. 11.1). Электропанели КАИ-02 предназначены для комплектации гидротур-бин с подшипником на водяной проточной смазке, предусматривается работа в режи-ме синхронного компенсатора. Электропане-ли КАИ-03 отличаются блоком контроля подшипника и предназначены для гидро-турбин с подшипником на масляной или замкнутой водяной смазке. Электропанели КАИ-04 применяются с капсульными и об-ратимыми гидротурбинами. Электропанели КАИ-05 входят в состав системы управле-ния и контроля ковшовых гидротурбин. Электропанели КАИ-06 предназначены для обратимых гидротурбин.

Таблица 11.1. Исполнение и состав электропанелей

Узел гидротурбины	Исполнение электропанелей					Блок
	КАИ-02	КАИ-03	КАИ-04	КАИ-05	КАИ-06	
Подшипник водяной проточный	+					Подшипника
Подшипник масляный или водяной с замкнутой циркуляцией		+	+	+		»
Откачка воды с крышки турбины	+	+	+			Лекажного насоса дренажной воды
Лекажный насос	+	+	+	+		То же
Срезные пальцы	+	+	+			Контроля положения механизмов
Синхронизация сопл и отсекаелей				+		
Стопоры	+	+	+			
Ремонтное уплотнение	+	+	+			
Подача воздуха в режиме синхронного компенсатора	+	+			+	Синхронного компенсатора
Подача воздуха в переходном режиме					+	Управления подачей воздуха
Уплотнение подшипника	+					Подшипника
Уплотнение вала (смазка)		+				»
Уплотнение направляющего аппарата					+	Механизмов

Примечание. Каждая электропанель имеет сочетание блоков, отмеченных (+).

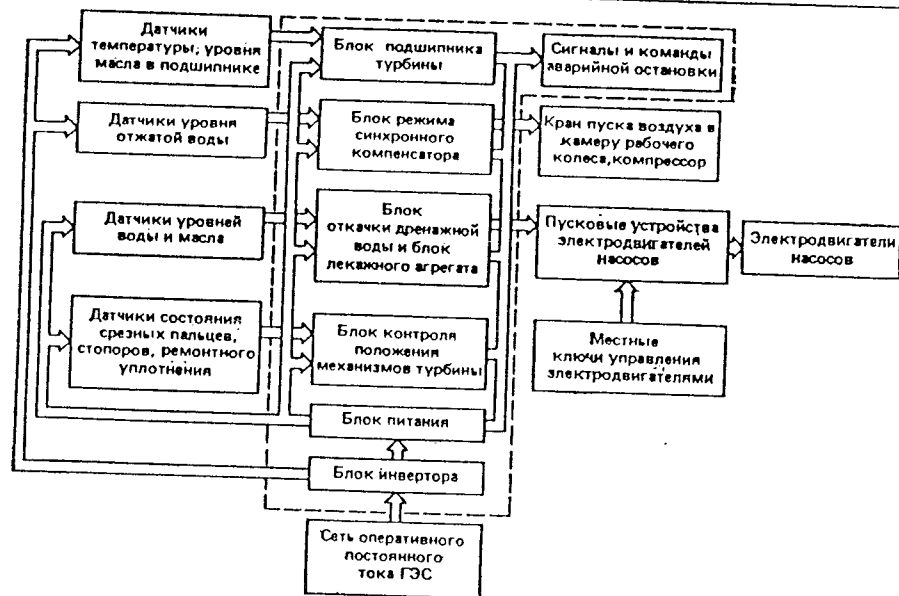


Рис. 11.2. Структурная схема системы управления и контроля гидротурбины

Электропитание панелей осуществляется от оперативного напряжения 220 В постоянного тока. Потребляемая мощность не превышает 400 В·А.

Структурная схема системы управления и контроля гидротурбины с электропанелью КАИ-03 показана на рис. 11.2. Конструкция панелей рассмотрена в § 10.7.

#### 11.4. РЕЛЕ КОНТРОЛЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА

Реле контроля частоты вращения гидроагрегата (РЧВ) является одним из основных средств системы автоматического управления гидроагрегатом. Оно предназначено для подачи сигналов о достижении заданных значений частоты вращения в схемы технологической автоматики ГЭС, а также в цепи защиты и сигнализации. До 1984 г. серийно выпускалось электрическое реле оборотов типа ЭРО-3, принцип действия которого основан на контроле изменения напряжения регуляторного генератора при изменении частоты вращения гидроагрегата. Это реле в настоящее время снято с производства.

В 1985 г. начато серийное изготовление РЧВ, разработанного ПО ЛМЗ совместно с институтом ВНИИЭлектромаш. Реле контроля выполнено на современной элементной базе — интегральных микросхемах, обладает улучшенными техническими характеристиками, имеет большее число уставок по сравнению с используемым ранее реле ЭРО-3. Принцип действия нового реле основан на непосредственном контроле частоты вращения гидроагрегата с использованием цифрового метода обработки сигнала, что обеспечивает более высокую точность измерения частоты.

Схема различных вариантов формирования сигналов для РЧВ показана на рис. 11.3. Любая из фаз регуляторного генератора (рис. 11.3, а) может быть использована как датчик сигнала по частоте. Форма сигнала синусоидальная, частота 50 Гц (при номинальной частоте вращения турбины), напряжение 63,5 В. При изменении частоты вращения турбины частота и напряжение электрического тока изменяются пропорционально отклонению частоты вращения. Преимуществом такого способа формирования сигнала является то, что этот сигнал не зависит от режима работы генератора. Схема включения измерительных трансформаторов напряжения ИТН и тока ИТТ главного генератора Г с использованием разделительных трансформаторов  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$  (рис. 11.3, б) позволяет получать сигнал синусоидальной формы на входе РЧВ как при возбужденном генераторе (остаточное напряжение 0,5—1 В), так и в режиме короткого замыкания главного генератора (напряжение на сопротивлении  $R$ ).

При использовании бесконтактного датчика БД и зубчатого колеса (рис. 11.3, в)

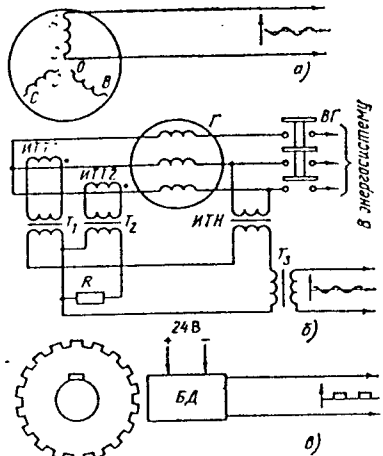


Рис. 11.3. Формирование входного сигнала для РЧВ:

а — от регуляторного генератора; б — от измерительных трансформаторов тока и напряжения; в — от бесконтактного датчика

сигнал имеет форму прямоугольных импульсов, частота которых зависит от числа зубцов на колесе и частоты вращения гидроагрегата. Уровень напряжения сигнала остается постоянным и зависит только от значения напряжения, которым питается датчик.

Блок-схема РЧВ показана на рис. 11.4. Сигнал от датчика частоты вращения ДЧВ1 поступает на входной фильтр ВФ1, а затем на формирователь Ф1, который преобразует входной сигнал синусоидальной или прямоугольной формы таким образом, чтобы обеспечить нормальную работу аналогового тахометра АТ, уставки нулевой частоты УНЧ и уставок частоты технологической автоматики  $У_1, У_2, \dots, У_{12}$ . Перечисленные устройства выполняют функцию измерения частоты и преобразования ее в напряжение постоянного тока, вызывающее срабатывание или отпускание выходных реле  $K_0, K_1, K_2, \dots, K_{12}$ . Настройка уставок срабатывания и отпускания реле на заданное значение частоты производится распайкой перемычек на наборном поле.

Информацию о текущем значении частоты дает АТ, на выход которого подключаются последовательно показывающие приборы, шкала которых градуируется в процентах, причем значение тока в 5 мА соответствует частоте 200%. Реле  $K_{12}$  служит для выявления направления вращения вала гидроагрегата. Это необходимо для автоматизации работы насос-турбины. Схема контроля направления вращения содержит фазовый дискриминатор ФД, на входе которого сравниваются сигналы формирователей Ф1 и Ф2. Формирователь Ф2 преобразует сигнал от входного фильтра ВФ2,

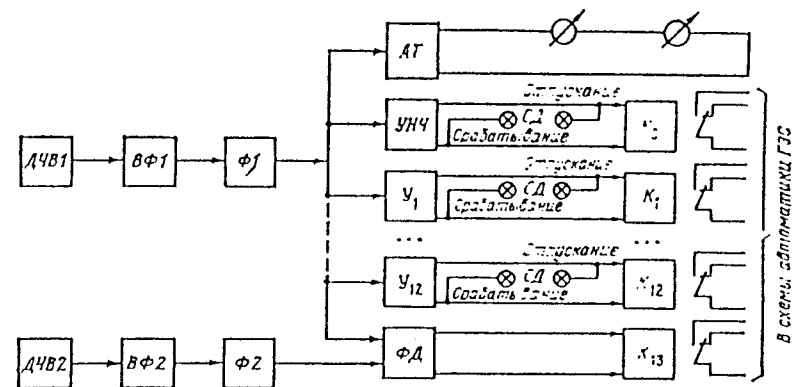


Рис. 11.4. Блок-схема РЧВ

на вход которого подается сигнал от датчика частоты вращения ДЧВ2, сдвинутый по фазе по отношению к сигналу основного датчика.

Для визуальной индикации состояния выходных реле на каждой из уставок включены светодиоды СД зеленого (реле включено) и красного (реле отключено) цветов. Контакты выходных реле выводятся в схему технологической автоматики ГЭС.

#### Технические данные РЧВ:

- Число уставок контроля частоты вращения . . . . . 13
- Диапазон контролируемых частот, % номинальной частоты вращения . . . . . 1—200
- Погрешность срабатывания и отпускания выходных

- реле, % заданного значения . . . . . Не более 0,5
- Напряжение питания постоянного тока, В . . . . . 220
- Потребляемая мощность, Вт . . . . . Не более 90
- Габаритные размеры, мм . . . . . 482×282×300
- Масса, кг . . . . . 13
- Коммутационная способность выходных реле . . . . . 220В, 100 мА

Реле поставляется в виде блока, входящего в состав электропанели автоматики КАИ-07 или КАИ-08 для управления масляной установкой. Реле обладает высокой стабильностью и помехозащищенностью. В случае потери входного сигнала по частоте или исчезновении питающего напряжения состояние выходных реле сохраняется, а в цепи сигнализации подается соответствующий сигнал.

### Глава 12

## ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ. ГАРАНТИИ РЕГУЛИРОВАНИЯ

### 12.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Целью расчета гидромеханических переходных процессов является вычисление параметров гидроагрегата, которые определяют гарантии регулирования — частоту вращения и давление в водоводе.

Расчет сводится к совместному решению уравнения движения жидкости в проточной части, уравнения вращения масс ротора, уравнения движения регулирующего органа, определяющего закон изменения расхода через гидроагрегат. На предварительных стадиях расчета закон движения регулирующего органа принимается прямолинейным.

К переходным процессам, которые могут иметь место при регулировании гидроагрегатов (рис. 12.1), относятся: пуск гид-

роагрегата (а); изменение нагрузки (б); остановка гидроагрегата (в); сброс нагрузки (г); перевод гидроагрегата в режим синхронного компенсатора (д); разгон гидроагрегата и его остановка (е); наброс нагрузки на гидроагрегат, работающий в изолированной системе (ж). На рисунке показан характер изменения параметров гидроагрегата: относительной частоты вращения  $x$ , движущего момента  $M_{дв}$ , относительного изменения давления перед регулирующим органом  $\xi$ , движения регулирующего органа  $\psi$  при различных переходных процессах.

Наибольшие динамические нагрузки, связанные с высокой частотой вращения, гидравлическим ударом, пульсациями в проточной части и вибрациями, имеют место при сбросах нагрузки, а также при за-

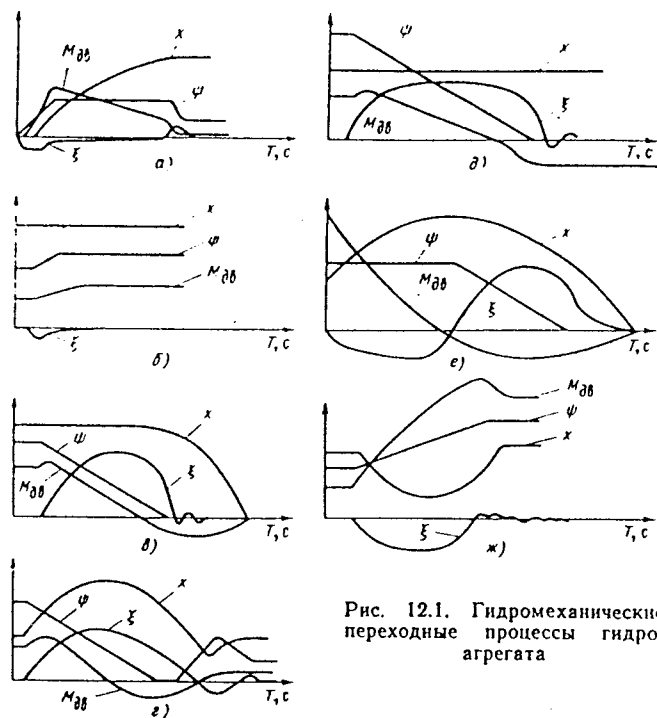


Рис. 12.1. Гидромеханические переходные процессы гидроагрегата

крытия направляющего аппарата турбины, вышедшей в разгон. Поэтому эти режимы являются основными при проведении расчетов переходных процессов.

Ниже рассматриваются методы расчета гидромеханических переходных процессов гидротурбины при больших колебаниях нагрузки на гидроагрегат, когда обратные связи не оказывают заметного влияния на положение механизмов системы регулирования.

## 12.2. УРАВНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

Повышение или понижение давления в водоводе, связанное с изменением скорости потока, называется гидравлическим ударом.

Для расчета гидравлического удара в водоводах ГЭС обычно вводят следующие допущения:

проточная часть гидроагрегатного блока, состоящая из уравнительного резервуара, различных участков напорного водовода, спиральной камеры, камеры рабочего колеса и отсасывающей трубы, рассматривается как эквивалентный простой водовод с регулирующим органом, расположенным на его конце; истечение из регулирующего органа происходит в открытый бассейн или атмосферу и не оказывает влияния на изменение давления;

при решении уравнения методом конечных разностей расчетный промежуток времени в большинстве случаев не зависит от длины напорного водовода и его упругих свойств;

в расчете не учитывается изменение потерь напора в водоводе при уменьшении или увеличении расхода.

Относительное изменение давления перед регулирующим органом  $\xi_n$  определяется для каждого из  $n$  расчетных промежутков времени  $\Delta t$  решением квадратного уравнения, полученного из цепного уравнения гидравлического удара [3]:

$$\xi_n = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ad}}{4a}, \quad (12.1)$$

где

$$a = \frac{\Delta t^2}{4T_w^2 q_n^2}; \quad b = \frac{\Delta t^2 \sum_{i=1}^{i=n-1} \xi_i}{T_w^2 q_n^2} - \frac{q_0 \Delta t}{q_n^2 T_w} - 1;$$

$$d = \left(\frac{q_0}{q_n}\right)^2 - \frac{2q_0 \Delta t \sum_{i=1}^{i=n-1} \xi_i}{q_n^2 T_w} + \left(\frac{\Delta t \sum_{i=1}^{i=n-1} \xi_i}{T_w q_n}\right)^2 - 1;$$

$\xi_i$  — относительное изменение давления в  $i$ -м промежутке времени,  $\xi_i = \frac{H_i - H_0}{H_0}$ ;  $q_i$  — относительный приведенный расход через регулирующий орган,  $q_i = \frac{Q'_i}{Q_{i0}}$ ;  $q_0$  — относительный начальный приведенный расход (обычно принимается  $q_0 = 1$ );  $T_w$  — инерционная постоянная водовода,  $T_w = \frac{Q_0}{gH_0} \times \sum_{k=1}^{k=m} \frac{L_k}{F_k}$ ;  $L_k$  — длина  $k$ -го участка проточного тракта, м;  $F_k$  — площадь сечения  $k$ -го участка, м<sup>2</sup>;  $k = 1, 2, 3, \dots, m$  — обозначение участков проточного тракта (уравнительный резервуар, различные отрезки напорного водовода, спиральная камера, камера рабочего колеса, отсасывающая труба);  $H_0$  — напор ГЭС, м, при установившемся режиме;  $Q_0$  и  $Q'_{i0}$  — расход и приведенный расход через гидроагрегат при установившемся режиме, м<sup>3</sup>/с, л/с.

Если отношение времени закрытия регулирующего органа  $T_s$ , принятого без учета замедления, к фазе гидроудара  $T_r$ ,

$$T_s/T_r \leq 5 + 7,$$

то расчетным интервалом времени принимается фаза гидроудара

$$\Delta t = T_r.$$

Если  $T_s/T_r \geq 5 + 7$ , то расчет можно проводить с произвольным интервалом времени, но принимая значения  $\Delta t$  равным не более 1—1,5 с. Фазу гидроудара определим по формуле

$$T_r = \frac{\sum_{k=1}^{k=m} L_k}{c},$$

где  $c$  — скорость распределения волны гидравлического удара в эквивалентном водоводе, м/с:

$$c = \frac{\sum_{k=1}^{k=m} L_k}{\sum_{k=1}^{k=m} \frac{L_k}{c_k}},$$

где  $c_k$  — скорость распространения волны гидравлического удара на  $k$ -м участке водовода, м/с.

Если принятый расчетный интервал времени  $\Delta t$  меньше времени фазы гидравлического удара, то в зоне закрытия, соответствующей времени  $T_r$ , изменение давления  $\xi_i$  следует определять по формуле

$$\xi_i = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ad}}{4a}, \quad (12.2)$$

где

$$a = F^2 g^2 H_0; \quad b = -(2Fg \sqrt{H_0} Q'_{i0} c D_i^2 + c^2 D_i^4 Q_{i1}^2); \quad d = c^2 D_i^4 (Q_{i0}^2 - Q_{i1}^2);$$

$Q_{i1}^2$  — приведенный расход через турбину, соответствующий новому открытию регулирующего органа, л/с;  $F$  — площадь сечения водовода на входе в спиральную камеру, м<sup>2</sup>.

Приближенное значение максимального относительного повышения давления может быть получено из выражения

$$\xi_{\max} \approx (1.7 + 1.9) \frac{T_w}{T_s}.$$

Значение относительного изменения давления при непрямом гидравлическом ударе, полученное из (12.1), соответствует изменению давления перед регулирующим органом, расположенным в конце условного эквивалентного водовода. Для определения давления в других сечениях водовода используется выражение

$$\xi_{ik} = \xi_i \frac{T_{wk}}{T_w},$$

где  $T_w$  — инерционная постоянная всего эквивалентного водовода;  $T_{wk}$  — инерционная постоянная рассматриваемой части водовода;  $\xi_{ik}$  — относительное изменение давления в рассматриваемом сечении.

При сбросах нагрузки относительное изменение давления в отводящей части водовода имеет отрицательное значение.

## 12.3. УРАВНЕНИЕ ГИДРОАГРЕГАТА

Уравнение вращения гидроагрегата в записи через относительные величины имеет вид:

$$T_a \frac{dx}{dt} = m_r - m_i; \quad (12.3)$$

$$T_a = \frac{m D^2 n_0^2}{N};$$

$$m_r = \frac{M_r}{M_0}; \quad m_i = \frac{M_i}{M_0}; \quad x = \frac{\Delta n}{n_0},$$

где  $T_a$  — постоянная времени гидроагрегата, с;  $m D^2$  — маховый момент гидроагрегата, кг·м<sup>2</sup>;  $m_r$  — относительный момент, развиваемый турбиной;  $m_i$  — относительный момент сопротивления на роторе генератора с учетом всех потерь;  $\Delta n$  — изменение частоты вращения, об/мин;  $x$  — относительное изменение частоты вращения;  $M_0$  — момент, развиваемый турбиной при номинальной мощности и частоте вращения, Н·м;  $n_0$  — номинальная частота вращения, об/мин.

Физический смысл  $T_a$  можно представить как время, в течение которого гидроагрегат разгонится от состояния покоя до

номинальной частоты вращения в случае мгновенного приложения момента  $m_t$ .

При сбросе нагрузки момент сопротивления  $m_r$  равен 0,01–0,015 и может не учитываться, поэтому уравнение (12.3) в виде конечных разностей можно записать

$$\sum_{i=1}^{l-1} \Delta x_i = \sum_{i=1}^{l-1} m_{т.д} i \frac{\Delta t}{T_a}, \quad (12.4)$$

где  $\Delta x_i$  — относительное изменение частоты вращения за расчетный интервал времени  $\Delta t_i$ ;  $m_{т.д}$  — средний относительный динамический приведенный момент турбины, который равен

$$m_{т.д} i = \frac{m_{т.д} i-1 (1 + \xi_{i-1}) + m_{т.д} (1 + \xi_i)}{2}.$$

При набросе нагрузки в формулу (12.4) подставляется значение разности между постоянным значением момента сопротивления и изменяющимся значением динамического момента турбины. Так как момент турбины оказывается меньше момента сопротивления, происходит понижение частоты вращения ротора и открытие регулирующего органа гидроагрегата.

Значение понижения частоты вращения при набросе нагрузки определяется выражением

$$\sum_{i=1}^{l-1} \Delta x_i = \sum_{i=1}^{l-1} (m_r - m_{т.д} i) \frac{\Delta t}{T_a},$$

где  $T'_a$  — постоянная времени вращающихся масс гидроагрегата и двигателей сети.

Ориентировочные значения повышения частоты вращения при сбросе нагрузки могут быть получены по формуле

$$x = \left[ (x_{1p} + 1) \sqrt{1 + \frac{T_w q_0}{T_s}} - 1 \right] \times \left[ 1 - e^{-\frac{b_{пер} T'_s - \sqrt{1 + \frac{T_w q_0}{T_s}}}{T_a x_{1p} (a - a_{x,x})}} \right],$$

где  $x_{1p}$  — превышение разгонной частоты вращения над номинальной; для РО турбин  $x_{1p} = 0,85 \div 1$ , для ПЛ турбин  $x_{1p} = 1,1 \div 1,25$ ;  $b_{пер}$  — коэффициент неравномерности энургии гидроудара,  $b_{пер} = 0,75 \div 0,85$ ;

$$T'_s = \int_0^t (a - a_{x,x}) dt \approx \frac{(a - a_{x,x})}{2a} T_s,$$

где  $a$  и  $a_{x,x}$  — соответственно расчетное открытие и открытие холостого хода направляющего аппарата.

## 12.4. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Уравнения движения регулирующих органов гидротурбин рассматриваются в предположении, что скорость хода штока сервомоторов зависит от усилий, действующих на лопатки направляющего аппарата или лопасти рабочего колеса, от давления в маслonaпорной установке и площади прохода масла через распределительные устройства системы регулирования. Целью расчета является определение закона движения регулирующих органа и закона изменения расхода через гидроагрегат.

Закон движения регулирующего органа можно вывести из совместного решения следующих уравнений.

Уравнения равномерного движения поршня сервомотора (рис. 12.2)

$$(p_{акк} - \Delta p_1) F_1 - P_c = F_2 \Delta p_2; \quad (12.5)$$

уравнения неразрывности потока масла

$$F_{серв} v_{серв} = \alpha f_3 v_{ж} \quad (12.6)$$

и соотношений

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{F_1^2}{F_2^2}; \quad \Delta p_2 = p_2;$$

$$\Delta p_1 = p_{акк} - p_1,$$

где  $P_c$  — сумма сил сопротивления, действующих на лопатки направляющего аппарата или лопасти рабочего колеса, преодолеваемая сервомотором, Н;  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  — перепад давления на кромках главного распределительного золотника, Па;  $p_{акк}$  — давление в аккумуляторе МНУ, Па;  $F_1$  и  $F_2$  — площади сервомотора привода регулирующего органа, м<sup>2</sup>, выбираемые из условия обеспечения необходимого давления в аккумуляторе МНУ; обычно  $p_{акк} = (1,3 \div 1,5) P_{с. макс} / F$ ;  $\alpha = 0,63$  — коэффициент сжатия струи;  $f_3$  — площадь проходного сечения через одну кромку главного распределительного золотника м<sup>2</sup>;  $v_{ж}$  — скорость течения масла в проходном сечении золотника, м/с.

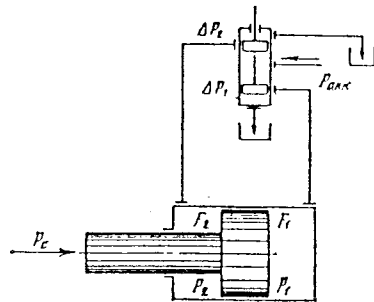


Рис. 12.2. Сервомотор регулирующего органа с двусторонним управлением

Закон движения штока сервомотора в конечных разностях имеет вид

$$\psi_l = \psi_0 - \sum_{i=1}^{l-1} \Delta \psi_i. \quad (12.7)$$

где  $\psi_0$  — начальное открытие сервомотора, м;  $\psi_i$  — текущее открытие сервомотора, м;  $\Delta \psi_i$  — изменение хода штока сервомотора за расчетный промежуток времени, м;

$$\sum_{i=1}^{l-1} \Delta \psi_i = \sum_{i=1}^{l-1} (\Delta t v_{серв} i).$$

Средняя скорость поршня сервомотора в момент времени  $\Delta t$  равна

$$v_{серв} i = \frac{\alpha f_3}{F_1} \sqrt{\frac{2g}{1,1\gamma}} \Delta p_{2i} = \frac{\alpha f_3}{F_2} \sqrt{\frac{2g}{1,1\gamma}} \Delta p_{2i}, \quad (12.7a)$$

где  $\gamma$  — удельный вес масла, Н/м<sup>3</sup>;

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_{1i} &= \frac{F_1^2}{F_1^3 + F_2^3} (p_{акк} F_1 - P_c i); \\ \Delta p_{2i} &= \frac{F_2^2}{F_1^3 + F_2^3} (p_{акк} F_1 - P_c i). \end{aligned} \right\} \quad (12.7b)$$

Для направляющего аппарата сумма сил сопротивления при движении на закрытие определяется выражением

$$P_{с.т} = (-M_{r,i} + M_{т.д,i}) k_i + R_{т.д} F_2, \quad (12.8)$$

где

$$M_{r,i} = C_{m,i} (Q'_{i1})^2 D_i^3 H_0 (1 + \xi_{i1});$$

$$M_{т.д,i} = \frac{\mu}{2} (R_{a,i} d_a + R_{b,i} d_b + R_{c,i} d_c);$$

$R_{a,i}$ ,  $R_{b,i}$ ,  $R_{c,i}$  — реакции в цапфах лопатки направляющего аппарата, примерно равные:

$$R_{a,i} \approx (0,4 \div 0,5) P_{r,i};$$

$$R_{b,i} \approx (0,8 \div 1,1) P_{r,i};$$

$$R_{c,i} \approx (0,2 \div 0,6) P_{r,i};$$

$$P_{r,i} = C_{p,i} (Q'_{i1})^2 D_i^2 H_0^2 (1 + \xi_{i1})$$

$M_{r,i}$  — гидравлический момент на лопатках направляющего аппарата на различных участках хода сервомотора, Н·м;  $M_{т.д,i}$  — момент трения в цапфах лопаток направляющего аппарата, Н·м;  $P_{r,i}$  — гидравлическое усилие на лопатки направляющего аппарата, Н;  $C_{m,i}$  — экспериментальный коэффициент момента, задаваемый в виде зависимости  $C_m = f(a_0)$ , (Н·с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>. Отрицательное значение коэффициента показывает, что гидравлический момент направлен в сторону открытия;  $C_{p,i}$  — экспериментальный коэффициент усилия, задаваемый в виде

зависимости  $C_p = f(a_0)$ , (Н·с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>;  $\mu = 0,15$  — коэффициент трения в цапфах;  $k_i$  — кинематический коэффициент передачи от лопатки к сервомотору, задаваемый в виде зависимости  $k_i = f(a_0)$ , 1/м;  $d$  — диаметр цапфы лопатки направляющего аппарата, м;  $R_{т.д}$  — поправка на неучтенные силы трения, принимается равным  $0,2 p_{акк}$ , Н/м<sup>2</sup>.

Если на предварительных стадиях расчета значения  $C_m$ ,  $C_p$ ,  $k$ ,  $d$  неизвестны, то закон движения поршня сервомотора принимается прямолинейным. При этом в случае равенства площадей  $F_1 = F_2$  перепад давления на кромке золотника можно принять равным

$$\Delta p = (17,6 \div 18,6) \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Выражение  $A = \frac{\alpha f_3}{F_{серв}}$  из формулы (12.6)

является коэффициентом гидравлических потерь на кромках главного распределительного золотника. В случае управления регулирующим органом через дроссельные устройства

$$A = \sum_{i=1}^{l-1} \frac{l_i}{F_{серв} \sqrt{\xi_{i1}}}$$

где  $l_i$  — приведенная площадь участка дроссельного устройства;  $\xi_{i1}$  — коэффициент гидравлического сопротивления участка дроссельного устройства;  $i = 1, \dots, n$  — число участков дроссельного устройства.

Например, для получения скорости движения поршня сервомотора  $v_{серв} = 0,07$  м/с при его ходе  $\psi = 0,7$  м коэффициент  $A = 1,25 \cdot 10^{-6}$ . Полученные значения дают возможность предварительного определения размеров проходного сечения распределительного золотника или дроссельного устройства.

## 12.5. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОАГРЕГАТОВ С ТУРБИНАМИ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ

Радиально-осевые гидротурбины. Согласно имеющейся практике проектирования в большинстве случаев для РО гидротурбин принимается допустимое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки до значений  $x = 0,55 \div 0,6$ , а повышение давления в спиральной камере  $\xi_{с.к} = 0,25 \div 0,35$ .

Постоянная времени гидроагрегата при этом находится в диапазоне  $T_a = 8 \div 12$  с, постоянная водовода  $T_w = 0,9 \div 3$  с.

При расчете следует учитывать, что под рабочим колесом при сбросах нагрузки возникает понижение давления, вызванное волной отрицательного гидравлического удара.

Разгружающие осевые усилия, направленные в сторону генератора, при переход-

ных процессах не достигают значений, сопоставимых с весом вращающихся частей.

В проточной части турбины при переходных или стационарных перерасчетных режимах возможно возникновение пульсаций давления, которые необходимо учитывать при проектных работах.

**Поворотно-лопастные турбины** В отечественной практике для современных ПЛ вертикальных турбин повышение частоты вращения при сбросах нагрузки допускается до значений  $x = 0,5 \div 0,55$ , а для горизонтальных  $x = 0,8 \div 0,9$ . Повышение давления в спиральной камере обычно находится в пределах  $\xi_{\text{к}} = 0,4 \div 0,5$ . Для вертикальных гидроагрегатов

$$T_a = 5,5 \div 12,5 \text{ с}, T_w = 1,5 \div 3,5 \text{ с},$$

а для горизонтальных гидроагрегатов с учетом ротора турбины

$$T_a = 1,6 \div 1,8 \text{ с}, T_w \approx 5 \text{ с}.$$

В практике эксплуатации вертикальных ПЛ турбин после сброса нагрузки и закрытия направляющего аппарата иногда имеют место случаи подбрасывания ротора гидроагрегата и поломки отдельных деталей турбины или генератора. Одной из причин этого является разгружающее осевое усилие, возникающее при переходе турбины в насосный режим работы. При упрощенном рассмотрении этого явления можно принять, что ротор «всплывает» под действием усилия, вызванного отрицательным давлением в зоне между направляющим аппаратом и лопастями рабочего колеса, а также столбом воды в нижнем бьефе, который находится выше отметки оси разворота лопасти. Наибольшее значение разгружающее усилие имеет место при вращении гидроагрегата с полностью закрытым направляющим аппаратом.

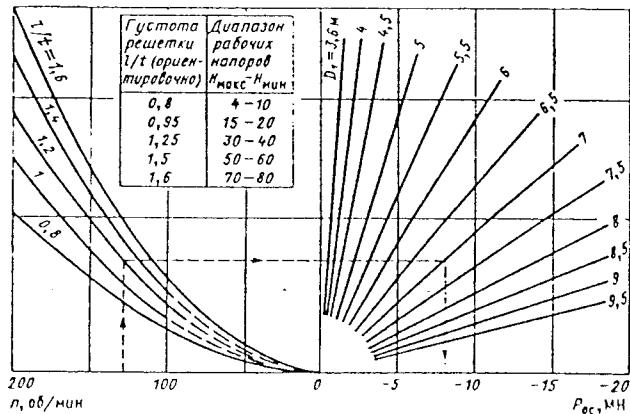


Рис. 12.3. Номограмма для приближенного определения разгружающего осевого усилия поворотной-лопастной гидротурбины при  $a_0 = 0$  и  $H_s = 0$

Эффективными средствами для уменьшения разгружающего осевого усилия являются выпуск достаточного количества воздуха под крышку турбины для увеличения давления в этой зоне, а также неполное закрытие направляющего аппарата при сбросах нагрузки и демпфирование сервомотора, т. е. уменьшение скорости в конце закрытия направляющего аппарата (на 20% хода штока сервомотора) в случае остановки агрегата. При этом обеспечивается снижение частоты вращения к моменту полного закрытия направляющего аппарата и уменьшение разгружающего осевого усилия.

Для обеспечения безопасности работы гидроагрегата значение разгружающих осевых усилий не должно превышать веса вращающихся частей гидроагрегата. На рис. 12.3 приводится номограмма для приближенного определения значений разгружающих осевых усилий при  $a_0 = 0$  и  $H_s = 0$ .

Другой причиной появления значительных разгружающих осевых усилий является нарушение сплошности потока в проточной части гидроагрегата при быстром закрытии направляющего аппарата и свертывании лопастей рабочего колеса. Возникающая волна отрицательного гидравлического удара может привести к разрыву сплошности потока и отходу воды от агрегата.

При возвращении обратно происходит соприкосновение воды с вращающимся рабочим колесом в замкнутом пространстве при отрицательном давлении. При этом возникает повышение давления, значение которого определяется формулой прямого гидравлического удара. Давление, возникающее при данном явлении, является столь большим, что вызывает подбрасывание ротора и излом лопастей рабочего колеса и

лопаток направляющего аппарата. Способом уменьшения давления является увеличение времени закрытия лопастей рабочего колеса до 45—55 с или их фиксации в закрытом положении до окончания процесса сброса нагрузки. Кроме того, необходимо расчетным путем выбрать режимы закрытия направляющего аппарата, исключая возможность нарушения сплошности потока.

Для определения осредненного значения вакуума во входном сечении отсасывающей трубы, которое является наиболее опасным из-за наименьшего проходного сечения, используется зависимость [2]

$$H_n = \frac{\alpha v^2}{2g} + \xi_s H - H_{\text{ц}} + \sum \Delta h_i, \quad (12.9)$$

где  $H$  — напор турбины, м;  $\alpha$  — коэффициент Кориолиса ( $\alpha \approx 1,0$ );  $\xi_s$  — относительное понижение давления в рассматриваемом сечении отсасывающей трубы при гидравлическом ударе;  $H_n$  — высота подтопления данного сечения отсасывающей трубы, м;  $\sum \Delta h_i$  — суммарные потери энергии в отсасывающей трубе, м;  $v$  — абсолютная скорость потока в рассматриваемом сечении. Приближенное значение скорости может быть найдено из выражения

$$v \approx \sqrt{v_m^2 + v_u^2},$$

где  $v_u$  — окружная составляющая скорости, м/с:

$$v_u = u_{\text{ср}} - v_m \operatorname{ctg} \beta_{\text{ср}};$$

$u_{\text{ср}}$  — средняя окружная скорость, м/с:

$$u_{\text{ср}} = 2\pi n R_{\text{ср}};$$

$n$  — частота вращения турбины, об/мин;  $v_m$  — меридиональная составляющая скорости в сечении, м/с:

$$v_m = Q/F;$$

$R_{\text{ср}}$  — радиус среднего сечения лопасти, м;  $\beta_{\text{ср}}$  — осредненное значение геометрического угла лопасти рабочего колеса на выходе, зависящее от угла разворота лопастей рабочего колеса:

$$\beta_{\text{ср}} \approx 20^\circ + (\varphi_l - \varphi_{\text{оп}}).$$

Суммарные гидравлические потери состоят из потерь на трение, на расширение, на поворот потока, на выход из отсасывающей трубы, циркуляционных потерь

$$\sum \Delta h_i = \sum \xi \frac{v_i^2}{2g} + \Delta h_{\text{вых}} + \Delta h_{\text{ц}},$$

где  $\sum \xi = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{расш}} + \xi_{\text{пов}}$ .

Коэффициент потерь на трение [23]

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \sin \beta} \left(1 - \frac{1}{r^2}\right),$$

где  $\beta$  — угол расширения эквивалентного диффузора развернутой отсасывающей трубы длиной, равной средней линии;  $r$  — отношение выходного и входного диаметров эквивалентного диффузора;  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения ( $\lambda = 0,016$ ).

Коэффициент потерь на расширение

$$\xi_{\text{расш}} = k \operatorname{tg} \beta \sqrt{\operatorname{tg} \beta} \left(1 - \frac{1}{r}\right)^2,$$

где  $k = 4$  — для условий диффузора.

Коэффициент потерь при повороте потока на  $90^\circ$

$$\xi_{\text{пов}} = 0,05.$$

Потери на выходе из отсасывающей трубы

$$\Delta h_{\text{вых}} = \alpha_1 \left(\frac{F_{\text{вх}}}{F_{\text{вых}}}\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

где  $\alpha_1$  — коэффициент Кориолиса, характеризующий неравномерность распределения скоростей в выходном сечении отсасывающей трубы. Для некомбинаторных режимов  $\alpha_1 = 3 \div 6$ ; для комбинаторных режимов  $\alpha_1 = 1,5 \div 2,5$ .

Циркуляционные потери

$$\Delta h_{\text{ц}} = v_u^2 / 2g.$$

Коэффициенты гидравлических потерь приведены к скорости во входном сечении отсасывающей трубы.

Если расход через гидроагрегат при сбросе нагрузки вследствие повышения частоты вращения и гидроудара не превышает свое начальное значение более чем на 10—15%, то значение вакуума в отсасывающей трубе может быть определено по упрощенной формуле:

$$H_n = \frac{\alpha v_m^2}{2g} + \xi_s H - H_n. \quad (12.10)$$

Полученное по формулам (12.9) и (12.10) значение вакуума не должно превышать допустимого значения, которое можно принять

$$H_{\text{в. доп}} \geq - (6,5 \div 7,5) \text{ м}.$$

Ковшовые турбины. Ковшовые турбины имеют два регулирующих органа — сопла и deflectоры.

Допустимое повышение давления для ковшовых турбин  $\xi \leq 0,23 \div 0,25$ . Это обеспечивается довольно длительным временем закрытия и открытия сопел  $T_s = 40 \div 50$  с. Повышение частоты вращения гидроагрегата благодаря быстрому действию deflectоров (2—4 с)  $x \leq 0,15 \div 0,2$ . Особенно ковшовых турбин являются длинные водоводы со значительным временем распространения волн гидравлического удара. При расчетах переходных процессов в ковшовых турбинах обычно принимается  $T_a = 5 \div 9,5$  с;  $T_w = 1,7 \div 2,4$  с.

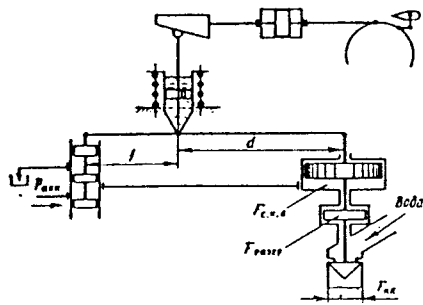


Рис. 12.4. Схема управления холостым выпуском турбины

### 12.6. РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОАГРЕГАТОВ С ХОЛОСТЫМИ ВЫПУСКАМИ

Особенностью расчета переходного процесса является то, что при определении повышения давления расход через водовод в каждый расчетный промежуток времени принимается равным сумме расхода через турбину и холостой выпуск. Описание холостого выпуска турбины приводится в гл. 19. Расчет изменения частоты вращения производится по статической расходно-моментной характеристике турбины с учетом повышения давления, полученного при суммарном расходе через водовод.

Схема управления холостым выпуском приводится на рис. 12.4.

Закон движения клапана холостого выпуска должен быть выбран таким образом, чтобы в процессе закрытия направляющего аппарата частота вращения повышалась сверх номинальной не более чем на 50—55 %, а при изменении суммарного расхода воды через водовод и холостой выпуск повышение давления от гидравлического удара находилось в пределах 20—25 % напора.

Максимальный расход через холостой выпуск определяется выражением

$$Q_{х.в. макс} = \frac{Q_0 g \Delta H}{L v_0 \sqrt{1 + \frac{\Delta H}{H}}} \times \left[ L \left( \frac{v_0}{g \Delta H} + \frac{1}{c} \right) - T_s \right],$$

где  $Q_0$  — начальный расход через турбину, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta H$  — допустимое повышение давления, м;  $L$  — длина водовода, м;  $v_0$  — скорость воды в водоводе, м/с;  $c$  — скорость распространения волны давления, м/с;  $T_s$  — время закрытия направляющего аппарата, с.

Выражение

$$T_{п.п} = L \left( \frac{v_0}{g \Delta H} + \frac{1}{c} \right)$$

соответствует времени от начала закрытия направляющего аппарата до окончания закрытия холостого выпуска, т. е. полному времени переходного процесса, после которого перестает изменяться расход воды через водовод.

Закон движения клапана холостого выпуска определяется дифференциальным уравнением первого порядка, которое в конечных разностях имеет вид

$$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta \Psi_{к.л.} t = \frac{(\Delta \Psi_{п.т.} - 0,0005 \Delta t) (f + d)}{f \Delta t} \times \left( \Delta t - \frac{d}{f K_1} \right),$$

где  $\Delta \Psi_{к.л.} t$  — изменение хода клапана за очередной расчетный интервал времени, м;  $f, d$  — плечи рычага, м;  $\Delta \Psi_{п.т.}$  — изменение хода поршня катаракта, м;  $\Delta t$  — расчетный интервал времени, с;

$$K_1 = \frac{\alpha a}{F_{с.к.в}} \sqrt{\frac{2g P_{х.п.}}{\gamma_m}}$$

$\alpha = 0,63$  — коэффициент сжатия струи;  $a$  — ширина окна буквы золотника, м;  $l$  — число окон в буксе;  $P_{х.п.}$  — усилие воды, действующее на клапан холостого выпуска, Н/м<sup>2</sup>;  $F_{с.к.в.}$  — площадь масляного сервомотора холостого выпуска, м<sup>2</sup>;  $\gamma_m$  — удельный вес масла, Н/м<sup>3</sup>.

При закрытом холостом выпуске

$$P_{х.в.з} = \frac{\rho (F_{к.л.} - F_{разгр})}{F_{с.к.в}}$$

где  $\rho$  — давление воды на клапан, Па;  $F_{к.л.}$  — площадь клапана холостого выпуска, м<sup>2</sup>;  $F_{разгр}$  — площадь разгрузочного поршня, м<sup>2</sup>.

Если давление в аккумуляторе МНУ будет ниже  $P_{х.в.з.}$ , холостой выпуск самопроизвольно откроется.

При открытом холостом выпуске

$$P_{х.в.о} = \frac{\left( \frac{\rho}{\gamma} D_{к.л.}^2 - F_{разгр} \right) \rho}{F_{с.к.в}}$$

где  $\rho$  — коэффициент, Н/м<sup>3</sup>, зависящий от размера клапана и его открытия (рис. 12.5);  $D_{к.л.}$  — диаметр клапана, м.

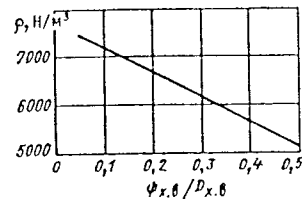


Рис. 12.5. Зависимость коэффициента  $\rho$  от размеров клапана холостого выпуска и его хода  $\psi_{x, \theta} / D_{x, \theta}$

Давление воды  $p$  определяется с учетом гидроудара и динамической составляющей:

$$p = p_0 (1 + \xi) - \frac{\alpha v^2}{2g},$$

где  $\xi$  — относительное повышение давления в спиральной камере;  $v$  — скорость воды в колесе холостого выпуска, м/с;

### 12.7. ПРОГРАММНОЕ ЗАКРЫТИЕ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Если параметры водовода и гидроагрегата назначены, то возможно уменьшение значений допустимого повышения давления и частоты вращения при сбросе нагрузки путем введения программного закрытия регулирующего органа.

Анализ результатов многочисленных расчетов показывает, что для радиально-осевых и ковшовых турбин, расход которых мало зависит от частоты вращения, площадь эпюры повышения давления при сбросе нагрузки

$$\int_0^{\infty} \xi(t) dt$$

определяется только параметрами водовода и начальным расходом и не зависит от закона закрытия регулирующего органа, если конечный расход равен нулю. Следовательно, практически возможен закон закрытия регулирующего органа, обеспечивающий минимальное повышение давления при заданном времени закрытия. При этом за первую фазу гидроудара давление возрастает до заданного значения, затем это значение сохраняется.

Минимальное относительное повышение давления при заданном времени закрытия определяется выражением

$$\xi_{мин} = \frac{2q_0 T_{ср}}{2T_s - T_r}$$

Закон закрытия, обеспечивающий минимальное повышение давления при заданном времени закрытия, называется совершенным и складывается из двух участков: скоростного — в течение первой фазы гидроудара и замедленного — при последующем закрытии.

Реальные режимы регулирования дают неравномерные эпюры повышения давления по времени. Отношение максимального значения повышения давления при реальном законе закрытия к минимальному значению является показателем качества переходного режима по гидравлическому удару.

Режим считается удовлетворительным, если

$$\varepsilon = \xi_{макс} / \xi_{мин} \leq 1,25.$$

Выбор закона закрытия для получения минимального значения повышения давле-

ния осуществляется теоретически решением обратной задачи, т. е. определением закона изменения расхода при заданном значении  $\xi$ , или определением повышения давления при различных заданных законах закрытия.

Практическое выполнение программного закона закрытия может быть осуществлено известными техническими решениями. Одно из них предложено Д. З. Альтерманом и В. А. Крафтом. Суть способа заключается в применении специального резервуара, установленного между главным золотником и сливным баком. При сбросе нагрузки масло из сервомотора через распределительное устройство направляется на слив и заполняет резервуар. После заполнения резервуара масло начинает падать в сливной бак через дроссельное устройство между резервуаром и баком. При этом скорость сервомотора уменьшается. Особенностью данного способа является то, что уменьшение скорости закрытия регулирующего органа происходит после того, как поршень выдавит из корпуса сервомотора необходимый для полного заполнения резервуара объем масла, т. е. уменьшение скорости закрытия происходит всегда после одного и того же значения хода поршня. При этом способе следует проверять значение повышения давления не только при сбросе максимальной нагрузки, но и при сбросе нагрузки с частично нагруженным гидроагрегатом.

Другим способом изменения скорости является выполнение в корпусе сервомотора двух последовательно расположенных отверстий, связанных с распределительным устройством и находящихся в полости, сообщаемой со сливом при движении на закрытие. В отверстие со стороны крышки устанавливается дополнительное дроссельное устройство. В этом случае на первом участке скорость определяется пропускным сечением распределительного устройства, а после перекрытия одного отверстия поршнем — уменьшенным пропускным сечением дросселя. Особенностью этой системы является то, что изменение скорости движения направляющего аппарата осуществляется всегда в одной и той же точке хода регулирующего органа независимо от первоначального открытия.

### 12.8. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА

При расчете переходного процесса решаются уравнения гидроудара, гидротурбины и регулирующего органа, составленные в конечных разностях. Решение проводится методом последовательных приближений с использованием расходно-моментных характеристик турбин (рис. 12.6), построенных в координатах  $M'_1$  и  $Q'_1$  для различных значений  $n'_1 = \text{const}$  и  $a_0 = \text{const}$ .

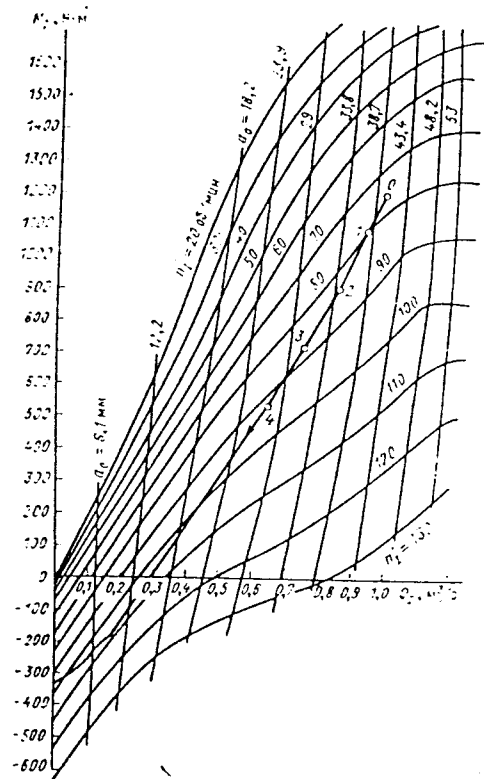


Рис. 12.6. Статическая расходно-моментная характеристика радиально-осевой гидротурбины

Пересчет универсальной характеристики в моментную производится по формуле

$$M_1' = 95,5 \frac{10^3 Q_1' \eta}{n_1'}$$

Здесь  $M_1'$  — в Н·м,  $Q_1'$  — в м<sup>3</sup>/с,  $n_1'$  — в об/мин.

Особенностью ПТ гидротурбин является то, что расчет переходного процесса ведется для текущих открытий направляющего аппарата и углов установки лопастей рабочего колеса, не соответствующих комбинаторной зависимости из-за различия скоростей их движения. Для расчета требуется использование нескольких пропеллерных расходно-моментных характеристик, на которые должны быть нанесены изолинии значений приведенных осевых усилий  $P'_{1oc} = const$  [1]. При расчете следует вводить поправку, учитывающую увеличение КПД натурной турбины.

При принятом законе движения регулирующего органа расчет переходного процесса производится в указанной на рис. 12.7 последовательности.

Расчеты переходных процессов при сбросах нагрузки обычно проводятся для полностью и частично нагруженного гидроагрегата при расчетном и максимальном напорах.

Последовательность расчета показана на примере исследования переходного процесса гидроагрегата с турбиной РО115/810.

При проектировании гидроагрегата, когда известны тип и параметры турбины, режим ее работы, характеристики напорных водоводов (в том числе спиральной камеры и отсасывающей трубы), значение махового момента генератора, допустимое повышение частоты вращения, максимальное давление в спиральной камере, отметки верхнего и нижнего бьефов, а также предварительным расчетом выбрано время и закон закрытия направляющего аппарата, исходные данные для расчета переходного процесса и искомые величины следующие:

Диаметр рабочего колеса $D_1$ , м	5,672
Мощность турбины $N$ , Вт	$245 \cdot 10^6$
Частота вращения $n$ , об/мин	125
Напор $H$ , м	88
Приведенная частота вращения $n_1$ , об/мин	75,6
Открытие направляющего аппарата модели $a$ , мм	40
Постоянная времени водовода $T_w$ , с	2,780
Постоянная времени напорной части водовода $T_{wk}$ , с	2,030
Постоянная времени отсасывающей части водовода $T_{ws}$ , с	0,682
Допустимое значение относительного повышения частоты вращения $x$	0,55
Постоянная времени гидроагрегата $T_a$ , с	9,55
Время закрытия направляющего аппарата $T_z$ , с	15,7
Площадь входного сечения отсасывающей трубы $F_{отс}$ , м <sup>2</sup>	25,25
Полное относительное повышение давления $\xi$	Искомое
Относительное повышение давления в напорной части водовода $\xi_n$	0,731 $\xi$
Относительное изменение давления в отсасывающей части водовода под рабочим колесом $\xi_s$	0,245 $\xi$
Начальный расход через турбину $Q_0$ , м <sup>3</sup> /с	301,5
Начальный приведенный расход $Q'_{10}$ , л/с	1000
Начальный приведенный движущий момент $M'_{10}$ , Н·м	1171

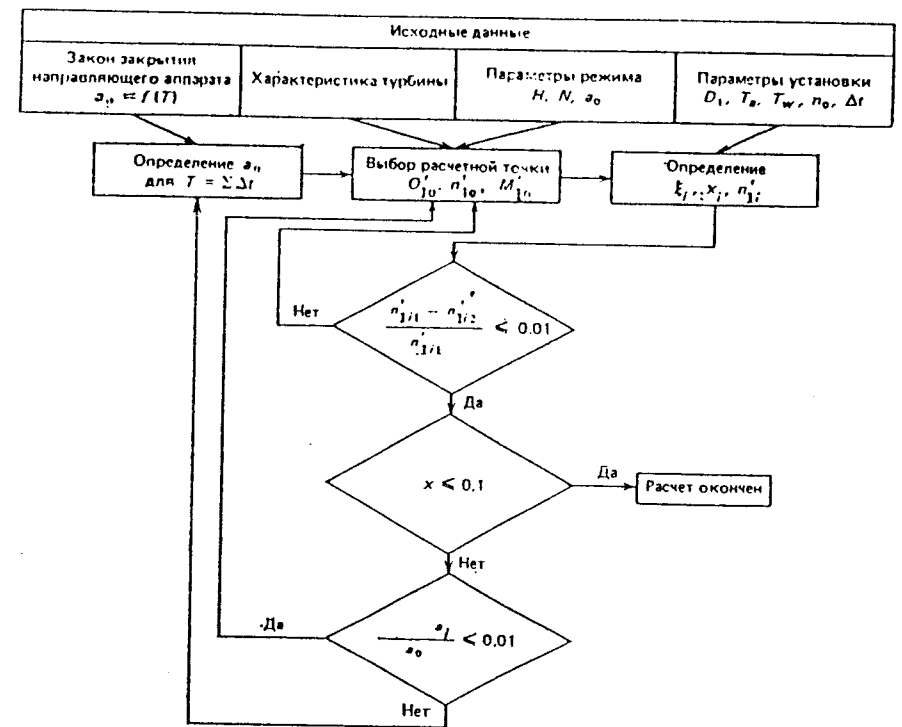


Рис. 12.7. Последовательность расчета переходного процесса на ЭВМ по заданному закону закрытия направляющего аппарата

Напор в спиральной камере $H_c$ , м	Искомое
Вакуум в отсасывающей трубе $H_v$ , м	Искомое
Разность отметок между верхним бьефом и средней линией направляющего аппарата $H_{н.н.}$ , м	95,5
Разность отметок между нижним бьефом и входным сечением отсасывающей трубы $H_{п.н.}$ , м	—4,7
Фаза гидравлического удара $T_z$ , с	0,5

Кроме того, задается закон закрытия направляющего аппарата:

$T_s$ , с	0	1	2	3	4	5	6
$a$ , мм	40	37	34	30,7	27,2	24,2	21,5
$T_s$ , с	7	8	9	10	11	12	13
$a$ , мм	18,3	16,0	13,4	11,2	9,0	7,2	5,5

Расчет переходного процесса проводится методом последовательных приближений (итераций) с использованием модельной расходно-моментной характеристики (рис. 12.6) по алгоритму, показанному на рис. 12.7.

Для управления гидроагрегатом принят регулятор частоты вращения типа ЭГР. Масляный трубопровод для уменьшения гидроудара в системе регулирования принимается из условия, что скорость масла в трубопроводе  $v_m \leq 3 + 6$  м/с. Учитывая, что соотношение  $T_s/T_r = 15,7/0,5 = 30,4$ , т. е. выполняется условие  $T_s/T_r > 5 \div 7$ , поэтому расчет можно проводить с произвольным промежутком времени.

На расходно-моментной характеристике (рис. 12.6) находится начальная расчетная точка  $O$  с координатами  $a_0 = 40$  мм,  $n'_{10} = 75,6$  об/мин,  $M'_{10} = 1171,1$  Н·м,  $Q'_{10} = 1$  м<sup>3</sup>/с, соответствующая рассматриваемому напору и мощности.

Определяется открытие направляющего аппарата, которое имеет место к концу первого расчетного промежутка времени, принятого равным  $\Delta t = 1$  с:

$$a_1 = 37 \text{ мм.}$$

На моментной характеристике (см. рис. 12.6) находится точка с координатами  $a_1 = 37$  мм и  $n'_{11}$ , которые близки к  $n'_{10}$ .

например  $n'_{11} = 80$  об/мин. При этом  $Q'_{11} = 0,950$  м<sup>3</sup>/с,  $M'_{11} = 1068$  Н·м.

По формуле (12.1) относительное повышение давления в конце эквивалентного трубопровода  $\xi_1 = 0,075$ .

Относительное повышение давления в спиральной камере  $\xi_{с.к} = 0,731\xi_1 = 0,055$ .

Относительный статический приведенный момент

$$m_{\tau 1} = M'_{11}/M'_{10} = 1058/1171,1 = 0,903.$$

Относительный динамический приведенный момент

$$m_{\tau, д.1} = m_{\tau 1} (1 + \xi_1) = 0,903 (1 + 0,075) = 0,97$$

Средний динамический приведенный момент

$$m_{\tau, д.ср1} = \frac{m_{\tau, д.1} + m_{\tau, д.1}}{2} = \frac{1 + 0,97}{2} = 0,985.$$

Относительное повышение частоты вращения

$$\Delta x = \frac{m_{\tau, д.ср1} \Delta t}{T_a} = \frac{0,985}{9,55} \cdot 1 = 0,103.$$

По приведенной частоте вращения проводится проверка правильности выбора расчетной точки, об/мин:

$$n'_{11,1} = \frac{n'_{10} (1 + \Delta x_1)}{\sqrt{1 + \xi_1}} = \frac{75,6 \cdot 1,103}{\sqrt{1 + 0,075}} = 80,4$$

Разность между принятым  $n'_{11}$  и полученным  $n'_{11,1}$  равна в данном случае 0,5%, считается допустимой, поэтому дальнейших итераций не требуется.

Так как расход через радиально-осевую турбину при разгоне не изменяется, вакуум в отсасывающей трубе за рабочим колесом определяется по (12.10).

Разрежение от влияния составляющей кинетической энергии, м,

$$-\frac{\sigma v_m^2}{2g} = -\frac{\alpha}{2g} \left[ \frac{Q'_{11} D_1^2 \sqrt{H(1 + \xi_1)}}{F_{отс}} \right]^2 = \frac{1 \cdot 0,95^2 \cdot 5,672^4 \cdot 88 \cdot 1,075}{25,25^2 \cdot 2 \cdot 9,81} = -7,06.$$

Таблица 12.1. Результаты расчета сброса нагрузки

$T, c$	$a, мм$	$n', об/мин$	$Q', м^3/с$	$1 + \xi$	$\xi_H$	$M', Н·м$	$m_{\tau}$	$m_{\tau, д}$	$m_{\tau, д.ср}$	$\Delta x$	$\sum \Delta x$	$n', об/мин$	$\frac{v_m^2}{2g}, м$	$\xi_H$	$H, м$
0	40	75,6	1	1	0	1171,1	1	1	1	0	0	75,6	-7,28	0	-2,58
1	37	80	0,95	1,075	0,055	1058	0,903	0,970	0,985	0,103	0,103	80,4	-7,06	-1,6	-3,96
2	34	84	0,86	1,18	0,131	874	0,746	0,880	0,925	0,096	0,199	83,5	-6,38	-3,88	-5,56
3	30	87	0,75	1,28	0,205	701,6	0,599	0,766	0,823	0,086	0,286	85,9	-5,27	-6,04	-6,61
4	27,2	91,5	0,65	1,3	0,219	521	0,445	0,578	0,672	0,07	0,356	89,9	-4,06	-6,47	-5,83

Разрежение от влияния гидравлического удара, м,

$$-\xi_s H = -0,245 \xi_1 H = -0,245 \cdot 0,075 \cdot 88 = -1,6.$$

Осредненное значение вакуума на входе в отсасывающую трубу, м,

$$H_B = \frac{\sigma v_m^2}{2g} + \xi_s H - H_{п} = -7,06 - 1,6 + 4,7 = -3,96.$$

Повышение напора, м, в конечных сечениях спиральной камеры

$$\Delta H_{с.к} = \xi_{с.к} H = 0,055 \cdot 88 = 4,82.$$

Расчет повторяется для открытия, соответствующего промежутку времени  $T = 2\Delta t$ . По зависимости  $a = f(T)$  определяется  $a_2 = 34$  мм. На статической характеристике принимается точка с координатами  $a_2 = 34$  мм,  $n'_{12} = 84$  об/мин, при этом  $Q'_{12} = 0,862$  м<sup>3</sup>/с,  $M'_{12} = 874$  Н·м.

По формуле (12.1) определяется значение полного относительного повышения давления во второй фазе расчета;  $\xi_2 = 0,18$ . Относительный приведенный момент турбины

$$m_{\tau 2} = M'_{12}/M'_{10} = 874/1171,1 = 0,746.$$

Динамический относительный приведенный момент

$$m_{\tau, д.2} = m_{\tau 2} (1 + \xi_2) = 0,746 (1 + 0,18) = 0,88;$$

средний динамический приведенный момент

$$m_{\tau, д.ср2} = \frac{m_{\tau, д.2} + m_{\tau, д.1}}{2} = \frac{0,97 + 0,88}{2} = 0,925.$$

Повышение частоты вращения за вторую фазу расчета

$$\Delta x_2 = \frac{m_{\tau, д.ср2} \Delta t}{T_a} = \frac{0,925}{9,55} \cdot 1 = 0,0968.$$

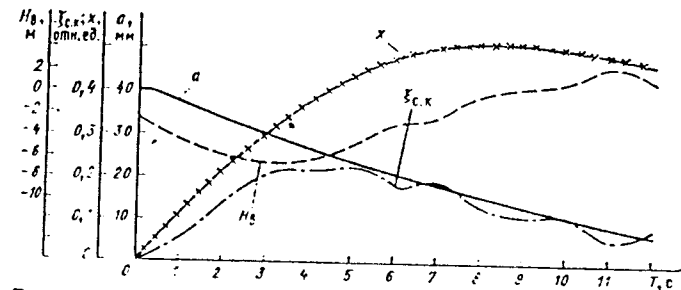


Рис. 12.8. Результаты расчета сброса нагрузки гидроагрегата с турбиной РО115/810

Суммарное повышение частоты вращения к моменту  $T = 2\Delta t$

$$\sum \Delta x = \Delta x_1 + \Delta x_2 = 0,103 + 0,0968 = 0,1998.$$

Проводится проверка принятой приведенной частоты вращения:

$$n'_{12} = \frac{n'_{10} (1 + \sum \Delta x)}{\sqrt{1 + \xi_2}} = \frac{75,6 \cdot 1,1998}{1,18} = 83,5 \text{ об/мин.}$$

Разность между принятым значением  $n'_{12} = 84$  об/мин и полученным  $n'_{12} = 83,5$  об/мин составляет 0,5%, следовательно, точка выбрана правильно.

Напор в спиральной камере определяется выражением

$$H_{с.к} = H_{н.а} + \Delta H_{с.к}.$$

Расчет повышения давления в спиральной камере, частоты вращения и давления под рабочим колесом в остальных расчет-

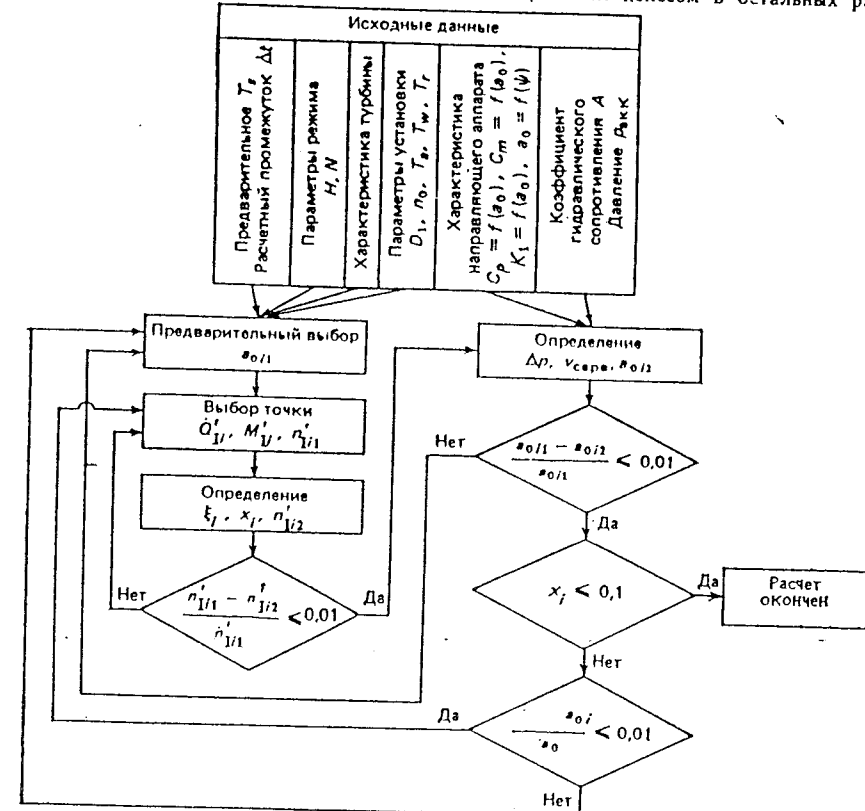


Рис. 12.9. Алгоритм расчета переходного процесса гидроагрегата на ЭВМ



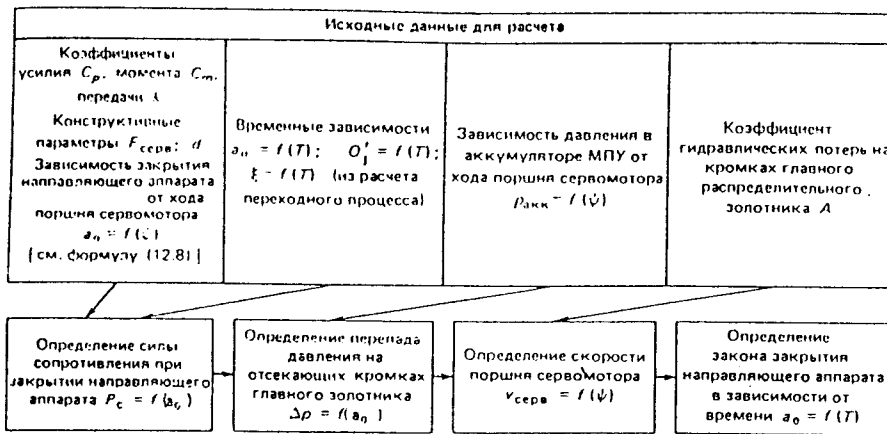


Рис. 12.10. Последовательность расчета при проверке закона закрытия направляющего аппарата

ных точках производится аналогичным способом.

Результаты расчета сброса нагрузки, приведенные в табл. 12.1 и на рис. 12.8, показывают, что при принятом законе закрытия максимальное относительное значение частоты вращения гидроагрегата  $x = 0,52$ .

Относительное повышение давления в спиральной камере

$$\xi_{н, макс} = 0,23.$$

Максимальный напор в спиральной камере

$$H_{с.к. макс} = H_{н. в} + \xi_{н, макс} H = 96,5 + 0,23 \cdot 88 = 117,5 \text{ м.}$$

Осредненное максимальное значение вакуума под рабочим колесом  $H_v = -6,61 \text{ м}$ . Уточненный расчет переходного процесса с определением закона движения регулирующего органа, значений гидравлического удара и частоты вращения проводится по алгоритму на рис. 12.9.

Для этого, задавшись в первом приближении точкой  $a_{0i}$  на статической расходно-моментной характеристике и уточнив ее по значению  $\lambda$ , по формуле (12.8) определяют силу сопротивления  $P_{сг}$ , преодолеваемую сервомотором.

По формулам (12.7), (12.7б), (12.7а) вычисляются потери давления на кромках главного золотника  $\Delta p_{гг}$ ;  $\Delta p_{гп}$ , скорость движения сервомотора  $v_{серв}$  и его ход  $\Delta \psi_i$  за  $i$ -й промежуток времени  $\Delta t$  и новое положение сервомотора  $\psi_i = \psi_{i-1} + \Delta \psi_i$ . Далее проводится сравнение полученного по зависимости  $a_0 = f(\psi)$  значения  $a_{0i}$  с значением, принятым в начале расчета. Если эти значения не равны между собой, то

расчет повторяется с полученным последним значением  $a_{0i}$ . Если значения  $a_{0i}$  близки между собой, то рассматривается следующая точка  $a_{0i+1}$ , принимаемая приближенно.

Определение закона закрытия направляющего аппарата проводится по последовательности, указанной на рис. 12.10.

### 12.9. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ГАРАНТИИ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Использование ЭВМ дает возможность быстро исследования переходных процессов для различных исходных параметров гидроагрегата: напора, мощности, частоты вращения, времени закрытия направляющего аппарата, махового момента ротора и др. При этом могут быть учтены изменение потерь напора в водоводе, особенности конструкции различных участков водовода и проточной части турбины.

В настоящее время разработан ряд программ [1], позволяющих проводить расчеты переходных процессов как по разомкнутой, так и по замкнутой схеме, т. е. с учетом или без учета действия механизмов обратной связи системы регулирования. При этом имеется возможность определения давления в различных сечениях сложных разветвленных водоводов и уравнительных резервуарах.

При проектировании турбин давление определяют только в выходном сечении перед турбиной, предполагая, что весь водовод состоит из одного эквивалентного участка. При этом одновременно определяется закон изменения открытия регулирующего органа.

Для проведения расчета в память ЭВМ заносятся: массив расходно-моментной

статической характеристики (рис. 12.3), характеристика подводящего водовода, значение махового момента гидроагрегата, параметры турбины, напор и мощность при исследуемом режиме, данные о распределительном устройстве регулятора. Расчет производится через промежуток времени  $\Delta t = 0,02 \div 0,1$  методом последовательных приближений.

В § 12.1—12.8 изложен метод расчета гидравлического удара, применяемый ПО ДМЗ для решения практических задач с применением ЭВМ.

Этот метод является приближенным, но пригодным для практических расчетов. Метод не учитывает встречающиеся на отдельных ГЭС разветвлении водоводов и изменение потерь напора в зависимости от расхода.

К настоящему времени разработан метод конечных разностей, который позволяет решать сложные задачи. В исходные уравнения включается член, учитывающий изменение потерь напора в водоподводящем тракте. В результате исходные уравнения в частных производных имеют вид [2, 22]

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{Fg} \frac{\partial Q}{\partial t} = - \frac{\lambda}{2dF^2g} Q |Q|;$$

$$\frac{1}{F} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{g}{c^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0,$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения водовода,  $m^2$ ;  $d$  — диаметр водовода,  $m$ ;  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения.

Численный метод решения уравнений, использующий явную схему конечных разностей, позволяет получить уравнения в характеристической форме:

$$\frac{\partial H}{\partial t} \pm \frac{1}{c} \frac{\partial H}{\partial l} \pm \frac{c}{Fg} \left( \frac{\partial Q}{\partial t} \pm \frac{1}{c} \frac{\partial Q}{\partial l} \right) = - \frac{\lambda}{2dF^2g} Q |Q|. \quad (12.11)$$

Левая часть уравнения (12.11) со знаком «+» соответствует прямой, а со знаком «-» — обратной волне гидравлического удара. Изменение напора по длине водовода для прямой волны записывается в следующем виде:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{H_m^n - H_{m-1}^n}{h},$$

а для обратной волны

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{H_{m+1}^n - H_m^n}{h}.$$

Изменение напора во времени представляется в виде

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{H_m^{n+1} - H_m^n}{\tau},$$

где  $h$  — размер шага по  $l$ ;  $\tau$  — размер шага по  $t$ ;  $m = 0, 1, 2, 3, 4, \dots, M$ ;  $n = 0, 1, 2, 3, \dots, N$ .

Аналогично могут быть получены частные производные от расхода  $Q$ .

Анализ, проведенный авторами [22], показал, что уравнение (12.11) не учитывает разрыва сплошности потока в опасных створах водовода. Авторы считают, что для детального моделирования физических явлений необходимо использовать математическую модель двухфазного потока.

Приведенные в настоящем параграфе краткие сведения о методе конечных разностей для переходных процессов предполагают необходимость внедрения этого метода в практические расчеты.

Основные положения разности метода конечных разностей применены для анализа переходных процессов в ГАЭС (см. § 28.5).

## Глава 13

### РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

#### 13.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О РАСЧЕТЕ УСТОЙЧИВОСТИ

Под устойчивостью системы регулирования понимается ее способность при выведении из равновесия самостоятельно возвращаться в исходное или устанавливать новое равновесное состояние.

В расчете устойчивости система рассматривается как два последовательно соединенных звена — регулятор и объект регулирования, замкнутого отрицательной обратной связью.

Для придания системе регулирования требуемых динамических свойств регулятор

имеет устройства с настраиваемыми параметрами. Эти устройства являются корректирующими звеньями системы в целом. Значения настраиваемых параметров корректирующих звеньев определяются индивидуально для каждой ГЭС в зависимости от характеристик и условий эксплуатации объекта регулирования.

В настоящей главе даются рекомендации по определению тех значений настраиваемых параметров, при которых система обладает достаточной устойчивостью и хорошим качеством переходных процессов. Вопросы, связанные с выбором постоянных параметров регулятора, определяющих устойчивость его внутреннего контура, не

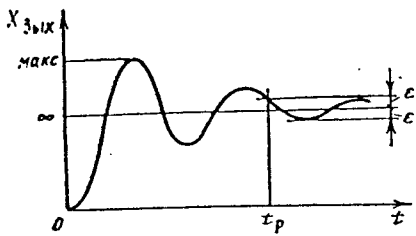


Рис. 13.1. Характеристика переходного процесса в системе регулирования

рассматриваются, так как они полностью решаются в процессе проектирования регулятора.

Устойчивость и качество регулирования могут быть определены методом оценки форм переходных процессов при воздействии на систему внешних возмущений типа мгновенного изменения нагрузки. Графики таких переходных процессов могут быть построены по дифференциальному уравнению, описывающему динамику замкнутой системы, или получены при натурных испытаниях.

В этом методе об устойчивости судят по характеру возвращения регулируемой величины к равносному состоянию: монотонному, апериодическому с конечным числом колебаний вокруг состояния равновесия или колебательному, когда система приходит к состоянию равновесия, совершая затухающие колебания, число которых теоретически бесконечно велико.

Оценка качества переходного процесса производится по коэффициенту перерегулирования  $\sigma$  и времени регулирования  $t_p$  (рис. 13.1). Перерегулирование определяется выражением

$$\sigma = \frac{X_{\text{вых. макс}} - X_{\text{вых } \infty}}{X_{\text{вых } \infty} - X_{\text{вых } 0}} \cdot 100 \%,$$

где  $X_{\text{вых. макс}}$ ,  $X_{\text{вых } \infty}$  и  $X_{\text{вых } 0}$  — соответственно максимальное, новое установившееся и начальное значения регулируемой величины.

Теоретически время регулирования равно бесконечности, поэтому за  $t_p$  принимают время, в течение которого отклонение регулируемой величины от нового установившегося значения становится меньше контрольной величины  $\epsilon$ . Обычно

$$\epsilon = 0,05 (X_{\text{вых } \infty} - X_{\text{вых } 0}).$$

В системах регулирования гидротурбин оценку качества регулирования часто производят не по изменению регулируемой величины, а по движению сервомотора направляющего аппарата. Метод оценки форм переходных процессов удобен для сравнения процессов регулирования полностью заданных систем, однако он не содержит

способов определения значений настраиваемых параметров.

В инженерной практике применяется метод логарифмических частотных характеристик<sup>1</sup>. Используя этот метод, можно, не решая дифференциальных уравнений всей системы, производить полный анализ ее устойчивости и качества, оценивать влияние каждого отдельного параметра системы на ее устойчивость или поведение в переходных процессах, выбирать значения параметров корректирующих звеньев. Одним из преимуществ этого метода является также возможность непосредственного использования характеристик отдельных звеньев системы, полученных экспериментальным путем.

Частотные характеристики описывают реакцию системы или звена на гармоническое входное воздействие различных частот. Если на вход системы подаются синусоидальные колебания вида

$$X_{\text{вх}} = a \sin \omega t,$$

где  $a$  — амплитуда входного сигнала,  $\omega$  — угловая частота, то после затухания свободных колебаний на выходе системы устанавливаются вынужденные колебания вида

$$X_{\text{вых}} = a_1 \sin(\omega t + \theta)$$

с той же частотой, но с другой амплитудой  $a_1$  и сдвигом фазы  $\theta$  между входным и выходным сигналами. При постоянном значении  $a$  значения  $a_1$  и  $\theta$  зависят от  $\omega$ . Отношение  $A_y = a_1/a$  называется коэффициентом усиления амплитуды. Зависимости  $A_y = f(\omega)$  и  $\theta = f(\omega)$  являются частотными характеристиками. Построенные в логарифмическом масштабе эти характеристики называются соответственно логарифмической амплитудной  $L$  и логарифмической фазовой  $\theta$  характеристиками системы или звена.

При построении логарифмических частотных характеристик по оси абсцисс откладывается  $\lg \omega$ , но пишется значение угловой частоты в рад/с (рис. 13.2). Изменение  $\omega$  в десять раз называется декадой. По оси ординат откладывается  $L = 20 \lg A_y$ , дБ, и значение фазового угла  $\theta$ , град, в линейном масштабе. Нулевая точка оси ординат соответствует  $A_y = 1$  и  $\theta = 0$ . При  $A_y < 1$   $L$  получает отрицательные значения и так же, как и значения  $\theta < 0$ , откладывается ниже оси абсцисс. Значение амплитуды  $A_y$ , соответствующее  $\omega = 0$ , называется статическим коэффициентом передачи (или усиления) данной системы или звена и обозначается  $k$ .

Частотные характеристики большей частью строят по передаточным функциям, полученным из дифференциальных уравне-

<sup>1</sup> Пивоваров В. А. Проектирование и расчет систем регулирования гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1973.

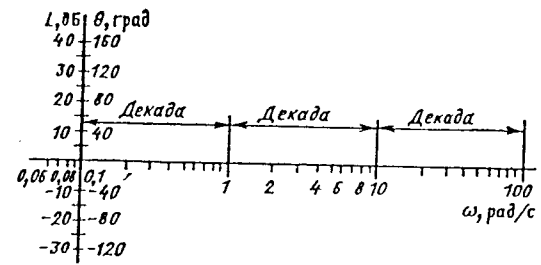


Рис. 13.2. Шкалы на осях координат логарифмических частотных характеристик

ний, описывающих динамику системы или звена.

Передаточная функция представляет собой отношение изображений по Лапласу выходной величины сигнала к входной при нулевых начальных условиях

$$W(p) = X(p)_{\text{вых}} / X(p)_{\text{вх}}$$

В дальнейшем в гл. 13 с целью сокращения записи передаточной функции вместо  $W(p)$  будем применять обозначение  $W$ . Анализ свойств системы, в том числе суждение об ее устойчивости в замкнутом состоянии, производится по частотным характеристикам системы, построенным для ее разомкнутого состояния.

Структурная схема системы регулирования гидротурбины показана на рис. 13.3, где  $n$  — частота вращения гидроагрегата;  $n_0$  — заданное значение  $n$ ;  $P$  — регулятор;  $OP$  — объект регулирования.

Согласно этой схеме передаточная функция системы регулирования

$$W_c = W_p W_{o.p.}$$

где  $W_p$  — передаточная функция регулятора;  $W_{o.p.}$  — передаточная функция объекта регулирования. Как было сказано выше, регулятор содержит корректирующие звенья с настраиваемыми параметрами, за счет которых можно получить желаемую характеристику системы. Эти звенья могут быть включены в контур регулирования последовательно или параллельно (обычно в цепи обратной связи, охватывающей один или несколько блоков регулятора). Остальные звенья регулятора имеют постоянные параметры. Объект регулирования целиком состоит из звеньев с постоянными для заданного расчетного режима параметрами.

С учетом этих положений передаточная функция системы регулирования при

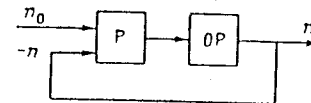


Рис. 13.3. Структурная схема системы регулирования

последовательной коррекции, характерной для систем регулирования гидротурбин, может быть представлена в виде

$$W_c = W_k W_n,$$

где  $W_k$  — передаточная функция корректирующих звеньев;  $W_n$  — передаточная функция неизменяемой части системы, состоящей из звеньев (регулятора и объекта регулирования) с постоянными параметрами.

По структуре звенья регулятора и объекта регулирования представляют собой, как правило, типовые звенья. Дифференциальные уравнения, передаточные функции и логарифмические частотные характеристики таких звеньев приведены в табл. 13.1, где  $X_{\text{вх}}$  — входной сигнал;  $X_{\text{вых}}$  — выходной сигнал;  $k$  — статический коэффициент передачи;  $T$  — постоянная времени звена;  $\zeta$  — коэффициент демпфирования;  $p = s + j\omega$  — комплексная переменная (оператор Лапласа);  $L$  и  $\theta$  — соответственно амплитуда и фаза частотной характеристики звена.

Амплитудные характеристики звеньев № 2, 6 и 7 (см. табл. 13.1) имеют форму кривых, асимптотически приближающихся к двум пересекающимся прямым. Однако в практике эти характеристики вычерчивают в виде двух пересекающихся прямых, как это и показано в таблице. Максимальная погрешность такого упрощения имеет место в точке пересечения прямых и составляет 3 дБ.

Амплитудные характеристики колебательного звена № 3 (табл. 13.1) следует строить точным методом. Фазовые характеристики звеньев № 2, 6 и 7 вычерчиваются с помощью шаблона (рис. 13.4). Шабло-

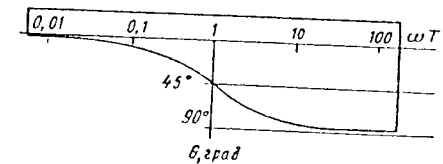


Рис. 13.4. Шаблон для построения логарифмических фазовых частотных характеристик

Таблица 13.1. Логарифмические частотные характеристики типовых звеньев

Номер звена	Название звена	Дифференциальное уравнение	Передаточная функция	Логарифмические частотные характеристики
1	Пропорциональное идеальное	$X_{вых} = k X_{вх}$	$k$	
2	Аперриодическое первого порядка	$T \frac{dX_{вых}}{dt} + X_{вых} = k X_{вх}$	$\frac{k}{Tp + 1}$	
3	Колебательное	$T^2 \frac{d^2 X_{вых}}{dt^2} + 2\zeta T \frac{dX_{вых}}{dt} + X_{вых} = k X_{вх}$ $\zeta < 1$	$\frac{k}{T^2 p^2 + 2\zeta T p + 1}$	
4	Интегрирующее	$\frac{dX_{вых}}{dt} = k X_{вх}$	$k/p$	
5	Дифференцирующее	$X_{вых} = k \frac{dX_{вх}}{dt}$	$kp$	
6	Пропорционально-дифференцирующее	$X_{вых} = k X_{вх} + k_1 \frac{dX_{вх}}{dt}$	$k(Tp + 1); T = k_1/k$	
7	Неминимально-фазовое пропорционально-дифференцирующее	$X_{вых} = k \left( X_{вх} - T \frac{dX_{вх}}{dt} \right)$	$k(1 - Tp)$	

Таблица 13.2. Условные обозначения

Параметр	Единица измерения	Обозначения			
		для рассматриваемого режима	максимальных (базовых) величин	отклонений	относительных величин
Частота вращения агрегата	об/мин	$n_i$	$n_0$	$\Delta n$	$x = \Delta n/n_0$
Открытие направляющего аппарата ( $a_e$ ):					
модели	мм	$a_{oi}$	$a_{om}$	$\Delta a$	$\mu_1 = \Delta a/a_{om}$
турбины	мм	$a_{ti}$	$a_{tm}$	—	—
Открытие лопастей рабочего колеса	град	$\varphi_i$	$\varphi_m$	$\Delta \varphi$	$\mu_2 = \Delta \varphi/\varphi_m$
Напор	м	$H_i$	$H_0$	$\Delta H$	$h = \Delta H/H_0$
Ход сервомотора:					
направляющего аппарата	мм	$\psi_{ii}$	$\psi_{im}$	$\Delta \psi_i$	$y_i = \Delta \psi_i/\psi_{im}$
рабочего колеса	мм	$\psi_{2i}$	$\psi_{2m}$	$\Delta \psi_2$	$y_2 = \Delta \psi_2/\psi_{2m}$
Расход воды через турбину	м³/с	$Q_{ti}$	$Q_{tm}$	—	—
Приведенный расход	л/с	$Q'_{ti}$	$Q'_{im}$	—	$q = Q'_{ti}/Q'_{im}$
Приведенная частота вращения	об/мин	$n'_{ii}$	$n'_{im}$	—	—
Движущий момент турбины	кг·м	$M_{ti}$	$M_{tm}$	—	$m = M_{ti}/M_{tm}$
Момент сопротивления нагрузки (генератора)	кг·м	$M_{ri}$	$M_{rm}$	—	—
КПД модели	отн. ед.	$\eta_i$	$\eta_m$	—	$\theta_\eta = \eta_i/\eta_m$
Момент инерции ротора гидроагрегата	кг·м²	$J$	—	—	—
Длина водовода ( $i$ -го участка) с постоянной площадью сечения	м	$L_i$	—	—	—
Общая длина подвода	м	—	$L_m$	—	—
Площадь поперечного сечения водовода ( $i$ -го участка)	м²	$F_i$	—	—	—
Скорость воды в водоводе	м/с	$v$	—	—	—

лон можно изготовить из оргстекла или другого прозрачного материала. Для построения профиля кривой  $\theta = f(\omega)$  на шаблоне по оси абсцисс наносится шкала  $\omega T$  в логарифмическом масштабе со значениями от 0,01 до 100, а по оси ординат — значения  $\theta = \text{arctg } \omega T$  в линейном масштабе. На отметке  $\theta = 45^\circ$  наносятся вертикальная и горизонтальная риски. По масштабу шкалы  $\theta$  шаблона должна быть равной шкале  $\theta$  на вычерчиваемой характеристике, а шкала  $\omega T$  — шкале  $\omega$ .

При построении характеристик шаблон вертикальной и горизонтальной рисками устанавливается соответственно на координаты  $\omega = 1/T$  и  $\theta = -45^\circ$  (для звеньев № 2 и 7) или  $\omega = 1/T$  и  $\theta = +45^\circ$  (для звена № 6). При этом нужно следить, чтобы направление кривой  $\theta = f(\omega)$  совпало с показанным в таблице.

Фазовые характеристики колебательного звена № 3 приближенно можно строить как сумму двух характеристик последовательно соединенных аперриодических звеньев с одинаковыми постоянными времени  $T$ .

В тех случаях, когда в водоводе имеет место упругий гидравлический удар, в передаточной функции системы присутствует не совпадающий по виду с типовыми звеньями, представленными в табл. 13.1,

При построении характеристик шаблон вертикальной и горизонтальной рисками устанавливается соответственно на координаты  $\omega = 1/T$  и  $\theta = -45^\circ$  (для звеньев № 2 и 7) или  $\omega = 1/T$  и  $\theta = +45^\circ$  (для звена № 6). При этом нужно следить, чтобы направление кривой  $\theta = f(\omega)$  совпало с показанным в таблице.

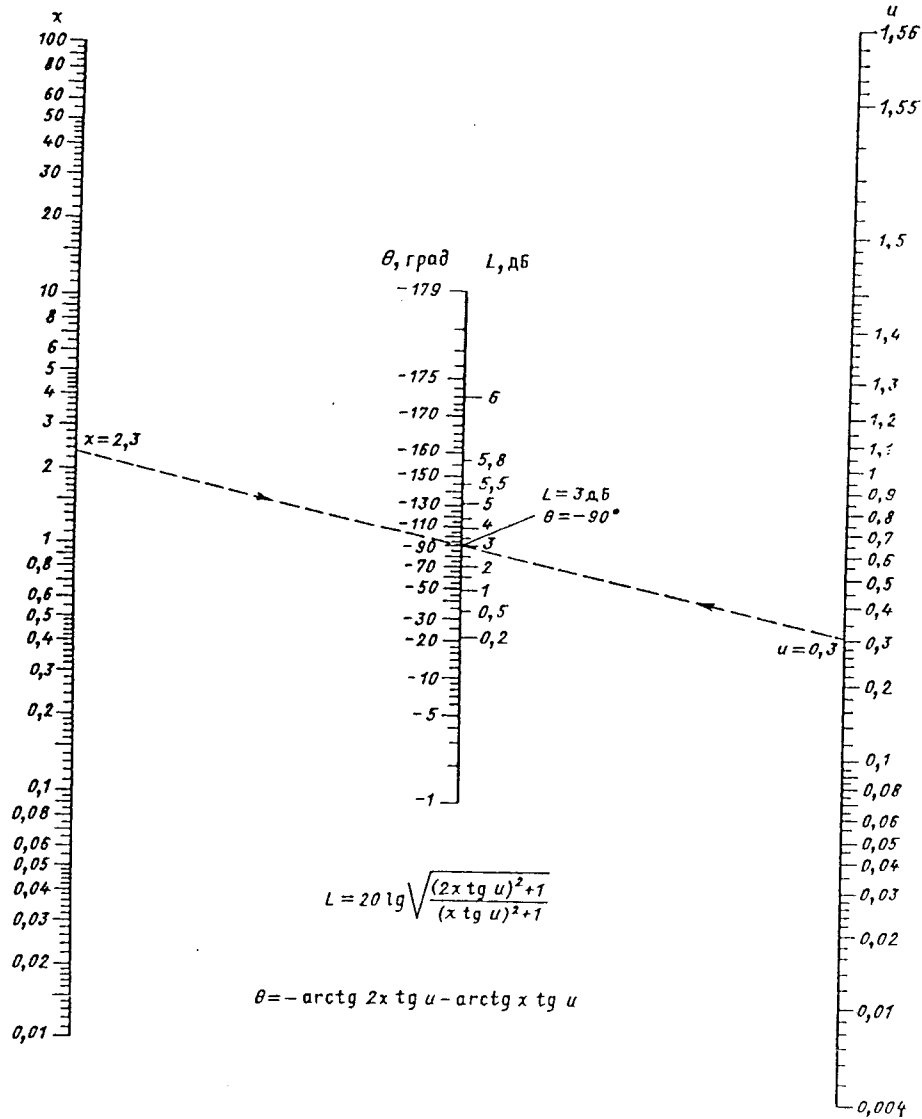


Рис. 13.5. Номограмма для определения частотных характеристик системы регулирования гидротурбин с учетом упругого гидроудара

множитель

$$\frac{1 - 2q \frac{T_w}{T_r} \operatorname{th} 0,5 T_r p}{1 + q \frac{T_w}{T_r} \operatorname{th} 0,5 T_r p}$$

где  $T_r$  и  $T_w$  — соответственно фаза гидравлического удара и инерционная постоянная

водовода (§ 12.2);  $q$  — относительный приведенный расход (табл. 13.2).

Построение частотных характеристик такого звена ведется по точкам для ряда задаваемых частот  $\omega$ . Значения  $L$  и  $\theta$  для каждой частоты находятся с помощью номограммы (рис. 13.5) по значениям

$$\chi = q_{от} \frac{T_w}{T_r} \quad \text{и} \quad u = 0,5 T_r \omega.$$

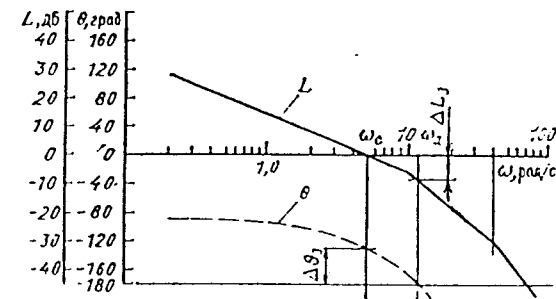


Рис. 13.6. Логарифмические частотные характеристики системы

Частотные характеристики строятся на специальной полулогарифмической бумаге. Сначала наносятся характеристики интегрирующего звена, затем в последовательности по убывающему значению постоянных времени и на частотах, соответствующих значениям этих постоянных, наклон характеристики меняется по значению и направлению в соответствии с характеристикой каждого последующего звена.

Как правило, в системах регулирования гидротурбин фазовая характеристика разомкнутой системы (рис. 13.6) имеет только один переход через прямую  $\theta = -180^\circ$  (на частоте  $\omega_a$ ), а амплитудная характеристика в области частот  $\omega < \omega_a$  только один раз пересекает ось абсцисс (на частоте  $\omega_c$ , называемой частотой среза). При этих условиях, если частота  $\omega_c$  меньше  $\omega_a$ , система неустойчива; при  $\omega_c > \omega_a$  система устойчива; если  $\omega_c = \omega_a$ , то система находится на границе устойчивости.

Превышение фазовой характеристики  $\Delta\theta_a$  (в градусах) над прямой  $\theta = -180^\circ$  на частоте  $\omega_c$  называется запасом устойчивости по фазе, а понижение амплитудной характеристики  $\Delta L_a$  в децибелах ниже оси абсцисс на частоте  $\omega_c$  — запасом устойчивости по амплитуде.

После вычерчивания амплитудной  $L_{ж}$  и фазовой  $\theta_{ж}$  характеристик неизменяемой части строят желаемые характеристики  $L_{ж}$  и  $\theta_{ж}$  с выбранными запасами устойчивости и нужным наклоном среднечастотной

асимптоты (отрезка амплитудной характеристики, пересекающей ось абсцисс). Практика показывает, что хорошее качество процесса регулирования получается при  $\Delta\theta_c = 35 \pm 45^\circ$ ,  $\Delta L_c = 6 \pm 8$  дБ и наклон среднечастотной асимптоты, равном 20 дБ/дек. Параметры корректирующих звеньев, необходимые для получения желаемых характеристик, определяются разностью  $L_{ж} - L_{н}$  и  $\theta_{ж} - \theta_{н}$ .

Некоторые рекомендации по построению желаемых характеристик даны ниже при рассмотрении примера.

### 13.2. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ.

На рис. 13.7—13.9 показаны структурные схемы гидромеханических и электрогидравлических регуляторов, конструкции которых рассматривались в гл. 9.

В этих схемах элементы регуляторов представлены их передаточными функциями в относительных единицах. Так как регулятор реагирует на отклонение частоты вращения гидроагрегата, а не на абсолютное значение, на схемах показано относительное отклонение частоты вращения  $\chi = \Delta n/n_0$ . При этом предполагается, что сравнение текущего значения частоты вращения с ее заданным значением выполняет элемент, не включенный в схему.

В схемах принято:  $y$  — относительное отклонение электрического сигнала регули-

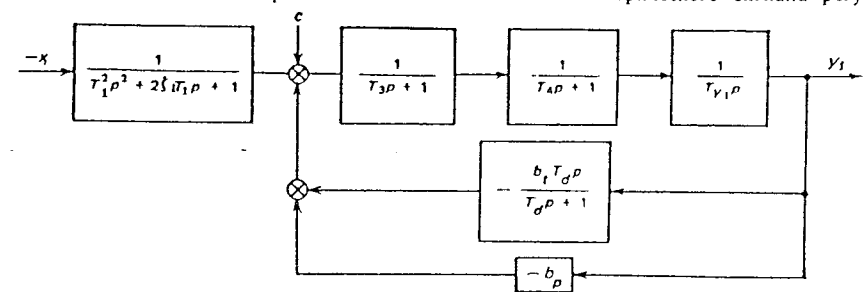


Рис. 13.7. Структурная схема регуляторов РМ и РКМ

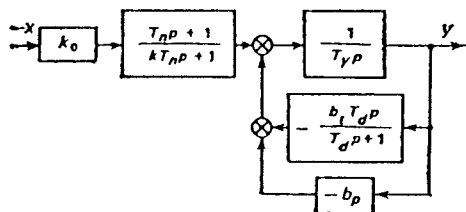


Рис. 13.8. Структурная схема панели электрооборудования ЭГР

рования;  $\mu_1$  — относительное изменение положения сервомотора направляющего аппарата;  $c$  — сигнал управляющего воздействия;  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  — коэффициенты демпфирования соответственно маятника и магнитоэлектрического преобразователя;  $k_1$  — коэффициент передачи электрического усилителя;  $k_{o.c}$  — коэффициент передачи обратной связи;  $T_1$  — постоянная времени маятника;  $T_2$  — постоянная времени магнитоэлектрического преобразователя;  $T_3$  — постоянная времени вспомогательного сервомотора и гидроусилителя электрогидравлического преобразователя;  $T_4$  — постоянная времени вспомогательного сервомотора главного золотника;  $T_{y_1}$  — постоянная времени сервомотора направляющего аппарата.

Остальные параметры, использованные в схемах, приведены в табл. 9.1 и 9.3.

Передаточная функция гидромеханических регуляторов РМ и РКМ (рис. 13.7) при значении  $b_p = 0$ , как наименее благоприятном для обеспечения устойчивости системы,

$$W_p = \frac{1}{p} \frac{1}{T_1^2 p^2 + 2\zeta_1 T_1 p + 1} \times \frac{T_d p + 1}{b_f T_d \left[ \frac{(T_d p + 1)(T_3 p + 1) \times (T_4 p + 1) T_{y_1}}{b_f T_d} + 1 \right]} \quad (13.1)$$

Исходя из конструктивных особенностей регулятора  $T_1 = 0,005$  с;  $T_4 = 0,04$  с;  $T_{y_1} = 0,04$  с;  $\zeta_1 = 0,3$ . Постоянная  $T_3$  настройкой передачи под маятником может быть установлена от 0,02 до 0,05 с.

Имея в виду, что область существенных частот, в пределах которой решаются

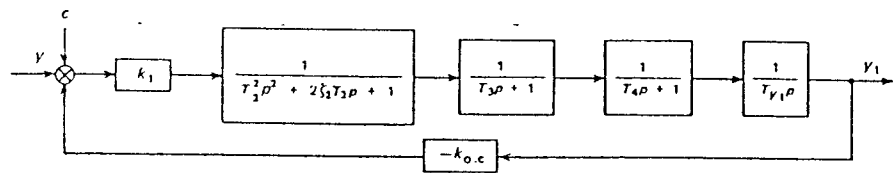


Рис. 13.9. Структурная схема колонки управления ЭГР

вопросы устойчивости системы регулирования гидротурбины, обычно находится ниже  $\omega = 1$  рад/с при указанных значениях  $T_1$ ,  $T_4$ ,  $T_{y_1}$ ,  $\zeta_1$  и максимальном значении  $T_3 = 0,02$  с, как наилучшем с точки зрения устойчивости, в расчетах для первого приближения можно принять

$$W_p \approx \frac{1}{p} \frac{T_d p + 1}{b_f T_d}$$

Амплитудная характеристика, построенная по этому приближенному выражению при минимальных значениях  $b_f$  и  $T_d$  (например, при  $b_f = 0,2$  и  $T_d = 2$  с) будет выше построенной по выражению (13.1) на 0,8 дБ, а фазовая характеристика на частоте  $\omega = 1$  рад/с будет находиться выше своего точного положения на угол  $\Delta\theta = 12^\circ$ .

С увеличением  $b_f$  и  $T_d$  погрешность в построении амплитудной характеристики уменьшается и уже при  $b_f = 0,4$  и  $T_d = 4$  с составляет  $-0,2$  дБ. Погрешность построения фазовой характеристики при построении по приближенному значению  $W_p$  практически не зависит от параметра  $T_d$ . С увеличением параметра  $b_f$  и с уменьшением частоты  $\omega$  погрешность уменьшается.

На частоте  $\omega = 1$  рад/с:  $\Delta\theta = 7^\circ$  при  $b_f = 0,4$ ;  $\Delta\theta = 4^\circ$  при  $b_f = 0,6$ ;  $\Delta\theta = 1,5^\circ$  при  $b_f = 0,8$ ;  $\Delta\theta = 1^\circ$  при  $b_f = 1$ . На больших частотах погрешность резко увеличивается с возрастанием частоты, и в этом случае ее нужно оценивать по (13.1). После построения характеристик по приближенному выражению, определив  $b_f$  и диапазон частот, в котором решаются вопросы устойчивости, можно сделать оценку принятых упрощений и, если нужно, ввести соответствующие поправки.

Передаточная функция регуляторов по управляющему воздействию

$$W_{p.c} = \frac{1}{p} \times \frac{1}{T_{y_1} (T_3 p + 1) (T_4 p + 1) \times \left[ \frac{(b_f + b_p) T_d p + b_p}{T_{y_1} p (T_3 p + 1) \times (T_4 p + 1) (T_d p + 1)} + 1 \right]}$$

Передаточная функция электрогидравлических регуляторов представляет собой произведение передаточных

функций панели электрооборудования и колонки управления

$$W_p = W_s W_{k.y.}$$

Передаточная функция панели электрооборудования типа ЭГР-1Т (рис. 13.8) при  $b_p = 0$  и постоянном значении  $k_0 = 1$  (см. табл. 9.3)

$$W_s = \frac{1}{p} \frac{T_n p + 1}{k T_n p + 1} \times \frac{T_d p + 1}{b_f T_d \left[ \frac{T_y (T_d p + 1)}{b_f T_d} + 1 \right]}$$

Так как постоянная  $T_y$  имеет малое значение, можно приближенно принять

$$W_s \approx \frac{1}{p} \frac{T_n p + 1}{k T_n p + 1} \frac{T_d p + 1}{b_f T_d}$$

Допущенная погрешность при упрощении этой передаточной функции легко может быть оценена после определения значений  $b_f$ ,  $T_d$  и диапазона частот.

Передаточная функция колонки управления (рис. 13.9)

$$W_{k.y.} = \frac{1}{k_{o.c} \left[ \frac{(T_2^2 p^2 + 2\zeta_2 T_2 p + 1) \times (T_3 p + 1) (T_4 p + 1) T_{y_1} p}{k_{o.c} k_1} + 1 \right]}$$

По условиям конструктивного исполнения  $k_1 = 1$ ;  $k_{o.c} = 1$ ;  $T_2 = 0,01$  с;  $T_3 = 0,003$  с;  $T_4 = 0,02$  с;  $\zeta_2 = 0,3$ . При подстановке этих значений в квадратной скобке получается сумма членов с постоянными времени и единицы. Пренебрегая постоянными времени, в несколько десятков раз меньшими чем  $T_{y_1}$ , можно принять

$$W_{k.y.} \approx \frac{1}{T_{y_1} p + 1}$$

и соответственно

$$W_p \approx \frac{1}{p} \frac{T_n p + 1}{k T_n p + 1} \frac{T_d p + 1}{b_f T_d} \frac{1}{T_{y_1} p + 1} \quad (13.2)$$

По управляющему воздействию передаточная функция регулятора

$$W_{p.c} = W_{k.y.}$$

Для электрогидравлических регуляторов с панелями электрооборудования типа ЭГР-2И1 передаточная функция по частоте вращения одинакова с  $W_p$  по (13.2). По управляющему воздействию передаточная

функция этих регуляторов согласно [25]:

$$W_{p.c.} = \frac{T_d p \left( 1 + \frac{b_f}{b_p} \right) + 1}{\frac{T_y T_d}{b_p} p^2 + \left[ T_d \left( 1 + \frac{b_f}{b_p} \right) + \frac{T_y}{b_p} \right] p + 1}$$

### 13.3. ПЕРЕДАТОЧНАЯ ФУНКЦИЯ ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ

Передаточная функция объекта регулирования может быть получена из решения системы уравнений гидроагрегата, рассматриваемого как объект регулирования. Система уравнений составляется для рассматриваемого режима работы гидроагрегата и учитывает все основные его характеристики и параметры, влияющие на устойчивость системы и качество процессов регулирования. В общем виде динамические характеристики гидроагрегата являются нелинейными, так как переменные, входящие в уравнения гидромашин и напорного тракта, связаны сложными нелинейными зависимостями. Однако, используя для расчета универсальные модельные характеристики турбины и предполагая, что они справедливы при нормальных процессах регулирования, ограниченных малыми отклонениями величин в принятой для анализа режимной точке этих характеристик, уравнения гидроагрегата рассматривают как линейные.

Динамические характеристики гидроагрегата как объекта регулирования могут быть представлены системой линеаризованных уравнений гидроагрегата, водовода и (для поворотно-лопастных турбин) сервомотора лопастей рабочего колеса, записанных в операторной форме

$$(T_d p + e_n) x = v \mu_1 + e_{\omega} \mu_2 + e_{\omega} h; \quad (13.3)$$

$$(T_{\omega p} k_{\omega} + 1) h = -T_{\omega p} (k_a \mu_1 + k_{\phi} \mu_2 + k_f x); \quad (13.4)$$

$$(T_{y_1} p + 1) \mu_2 = B_{\phi} \mu_1. \quad (13.5)$$

Уравнение (13.3) характеризует гидроагрегат с поворотно-лопастной гидротурбиной с учетом гидравлического удара и саморегулирования контролируемой нагрузки. В уравнении водовода (13.4) гидравлический удар принимается жестким. В табл. 13.2 даны условные обозначения величин, а ниже даны формулы вычисления коэффициентов линеаризации, входящие в уравнения (13.3)—(13.5).

Коэффициент передачи от открытия направляющего аппарата к моменту турбины

$$v = \left( \frac{\partial M_{\tau l}}{\partial a_{0l}} \right) \frac{a_{0m}}{M_{\tau m}} = \frac{[(Q'_1 \eta)_2 - (Q'_1 \eta)_1] a_{0m}}{(a_2 - a_1) (Q'_1 \eta)_m} \quad (13.6)$$

Коэффициент передачи от открытия направляющего аппарата к расходу

$$k_a = \left( \frac{\partial Q_{\tau l}}{\partial a_{0l}} \right) \frac{a_{0m}}{Q_{\tau m}} = \frac{(Q'_{12} - Q'_{11}) a_{0m}}{(a_2 - a_1) Q'_{1m}} \quad (13.7)$$

Коэффициент саморегулирования турбины

$$e_t = \left( \frac{\partial M_{\tau l}}{\partial n_l} \right) \frac{n_0}{M_{\tau m}} = \frac{[(Q'_1 \eta)_4 \frac{n'_{10}}{n'_{14}} - (Q'_1 \eta)_3 \frac{n'_{10}}{n'_{13}}] n'_{10}}{(n'_{14} - n'_{13}) (Q'_1 \eta)_m} \quad (13.8)$$

Коэффициент передачи от изменения частоты вращения турбины к расходу

$$k_t = \left( \frac{\partial Q_{\tau l}}{\partial n_l} \right) \frac{n_0}{Q_{1m}} = \frac{(Q'_{14} - Q'_{13}) n'_{10}}{(n'_{14} - n'_{13}) Q'_{1m}} \quad (13.9)$$

Коэффициент передачи от напора к моменту турбины

$$e_w = \left( \frac{\partial M_{\tau l}}{\partial H} \right) \frac{H_0}{M_{\tau m}} = \frac{(Q'_1 \eta)_4 \left( \frac{n'_{13}}{n'_{14}} \right)^2 \left( \frac{n'_{10}}{n'_{14}} \right) - (Q'_1 \eta)_3 \frac{n'_{10}}{n'_{13}}}{\left[ \left( \frac{n'_{13}}{n'_{14}} \right)^2 - 1 \right] (Q'_1 \eta)_m} \quad (13.10)$$

Коэффициент передачи от напора к расходу

$$k_w = \left( \frac{\partial Q_{\tau l}}{\partial H} \right) \frac{H_0}{Q_{\tau m}} = \frac{Q'_{14} \frac{n'_{13}}{n'_{14}} - Q'_{13}}{\frac{n'_{10}}{n'_{13}} \left[ \left( \frac{n'_{13}}{n'_{14}} \right)^2 - 1 \right] Q'_{1m}} \quad (13.11)$$

Коэффициент передачи от открытия лопастей рабочего колеса к моменту турбины

$$e_{\varphi} = \left( \frac{\partial M_{\tau l}}{\partial \varphi_l} \right) \frac{\varphi_m}{M_{\tau m}} = \frac{[(Q'_1 \eta)_{\varphi_2} - (Q'_1 \eta)_{\varphi_1}] \varphi_m}{(\varphi_2 - \varphi_1) (Q'_1 \eta)_m} \quad (13.12)$$

Коэффициент передачи от открытия лопастей рабочего колеса к расходу

$$k_{\varphi} = \left( \frac{\partial Q_{\tau l}}{\partial \varphi_l} \right) \frac{\varphi_m}{Q_{\tau m}} = \frac{[(Q'_1)_{\varphi_2} - (Q'_1)_{\varphi_1}] \varphi_m}{(\varphi_2 - \varphi_1) Q'_{1m}} \quad (13.13)$$

Иногда в литературе эти коэффициенты называют коэффициентами усиления.

Коэффициент саморегулирования контролируемой системы

$$e_n = e_g - e_i; \quad (13.14)$$

где

$$e_g = \left( \frac{\partial M_{\tau l}}{\partial n_l} \right) \frac{n_0}{M_{\tau m}}; \quad (13.15)$$

$e_g$  — коэффициент саморегулирования нагрузки, который в зависимости от характера нагрузки может изменяться в широких пределах — от  $-1$  до  $+2$ .

При анализе динамики системы регулирования тяжелым, с точки зрения обеспечения устойчивости системы, является режим работы гидроагрегата на изолированную нагрузку, имеющую коэффициент саморегулирования  $e_g = -1$ , что соответствует чисто активной (осветительной) нагрузке или даже  $e_g < -1$  (активно-индуктивной нагрузке). В этих случаях коэффициент саморегулирования контролируемой системы может оказаться отрицательным или равным нулю. Учитывая, что в реальных условиях в энергосистемах встречаются в различных сочетаниях все виды нагрузок, часто в расчетах принимают  $e_g = 0$ .

Значения  $Q'_l$ ,  $n'_l$ ,  $\eta$ ,  $a_{\varphi}$ ,  $\varphi$  для определения коэффициентов передач в формулах (13.6) — (13.13) рассчитываются по универсальным модельным характеристикам (для поворотно-лопастных гидротурбин — по пропеллерным характеристикам).

Значения величин, соответствующие расчетному напору, номинальной мощности, обозначены индексом 0.

Максимальные (базовые) значения величин, соответствующие расчетному напору и максимальному открытию направляющего аппарата, имеют обозначения с индексом  $m$ . Величины с индексом  $l$  обозначают текущие значения рассматриваемого режима. Индексы 1, 2, 3, 4 при величинах  $Q'_l$ ,  $\eta$ ,  $n'_l$ ,  $a_{\varphi}$ ,  $\varphi$  указывают точки, в которых взяты эти величины на универсальной харак-

теристике (см. рис. 13.12) или на вспомогательных графиках вида  $Q'_l = f(a_{\varphi})$ ;  $Q'_l \eta = f(n'_l)$ ;  $Q'_l = f(\varphi)$ , построенных на основании универсальной или пропеллерных характеристик для области рассматриваемого режима при  $n'_l = \text{const}$  и  $Q'_l = f(n'_l)$  и  $Q'_l \eta = f(n'_l)$  при  $a_{\varphi} = a_{\varphi m} = \text{const}$ . Вычисление значений постоянных параметров  $T_a$  и  $T_w$  даны в § 12.2 — 12.3.

Постоянная времени сервомотора рабочего колеса  $T_{y_2}$  определяется (для двухтарельчатого золотника) по формуле

$$T_{y_2} = \frac{F_2 \psi_{2m}}{\mu_p b_2 \sqrt{\frac{g}{\gamma} \Delta p \cdot 10^5 S_{2m}}}, \quad (13.16)$$

где  $F_2$  и  $\psi_{2m}$  — соответственно площадь,  $m^2$ , и ход поршня сервомотора рабочего колеса,  $m$ ;  $b_2$  — суммарная ширина окон буксы золотника сервомотора рабочего колеса,  $m$ ;  $S_{2m}$  — базовый ход золотника, соответствующий полному ходу сервомотора рабочего колеса,  $m$ ;  $\mu_p$  — коэффициент расхода, равный 0,63;  $\Delta p$  — разность давлений в МНУ и давлением, необходимым для преодоления сервомотором сил сопротивления, МПа.

Передачная функция объекта регулирования с поворотно-лопастной гидротурбиной. Решив систему уравнений (13.3) — (13.5) и взяв отношение  $x(p)/\mu_1(p)$  — относительных входной и выходной величин, преобразованных по Лапласу, передачную функцию объекта регулирования для гидроагрегата, работающего на изолированную нагрузку, можно представить в виде

$$W_a = \frac{x(p)}{\mu_1(p)} = \left[ \left( \frac{v}{W_a e_w} + k_a \right) + W_2 B_{\varphi} \left( \frac{e_{\varphi}}{W_a e_w} + k_{\varphi} \right) \right] W_a W_t e_w \quad (13.17)$$

где  $W_t$  — передачная функция гидроагрегата и нагрузки:

$$W_t = \frac{1}{(T_a p + e_n)}; \quad (13.18)$$

$W_a$  — передачная функция водовода для случая жесткого гидравлического удара:

$$W_a = \frac{-T_w p}{T_w p k_w + 1}; \quad (13.19)$$

$W_2$  — передачная функция следящей системы сервомотора рабочего колеса:

$$W_2 = \frac{1}{T_{y_2} p + 1}. \quad (13.20)$$

Для входного воздействия, выраженного в относительном перемещении сервомотора направляющего аппарата, передачная функция будет

$$W_{a1} = \frac{x(p)}{y_1(p)} = \left[ B_1 \left( \frac{v}{W_a e_w} + k_a \right) + W_2 B_1 B_{\varphi} \times \left( \frac{e_{\varphi}}{W_a e_w} + k_{\varphi} \right) \right] W_a W_t e_w \quad (13.21)$$

где  $y_1 = \frac{\mu_1}{B_1}$ ;  $B_1 = \left( \frac{\partial a_{0l}}{\partial \varphi_{1l}} \right) \frac{\varphi_{1m}}{a_{0m}}$ ;

$$B_{\varphi} = \frac{B B_2}{B_1} = \left( \frac{\partial \varphi_l}{\partial a_{0l}} \right) \left( \frac{a_{0m}}{\varphi_m} \right);$$

$B_1$  — коэффициент передачи, характеризующий зависимость открытия лопаток направляющего аппарата  $a_0$  от хода штока сервомотора  $\varphi_1$ ;  $B_{\varphi}$  — коэффициент передачи, характеризующий комбинаторную зависимость;  $B_2$  — коэффициент передачи, характеризующий зависимость положения лопастей  $\varphi$  от положения сервомотора рабочего колеса  $\varphi_2$ ;  $B$  — коэффициент передачи, характеризующий зависимость  $\psi_2$  от  $\varphi_1$ .

Структурная схема, соответствующая передачной функции  $W_{a1}$ , представлена на рис. 13.10.

Наиболее тяжелым режимом для обеспечения устойчивости системы регулирования является режим работы гидроагрегата с максимальной нагрузкой. Однако при наличии в регуляторе устройств, ограничивающих мощность турбины при высоких напорах, в расчетах устойчивости передачную функцию обычно составляют для режима работы гидроагрегата с номинальной нагрузкой (при расчетном напоре) или для режима холостого хода.

При подстановке значений  $W_t$ ,  $W_a$ ,  $W_2$  из (13.18) — (13.20) в (13.21) и соответствующих преобразований выражение передачной функции объекта регулирования с поворотно-лопастной гидротурбиной будет

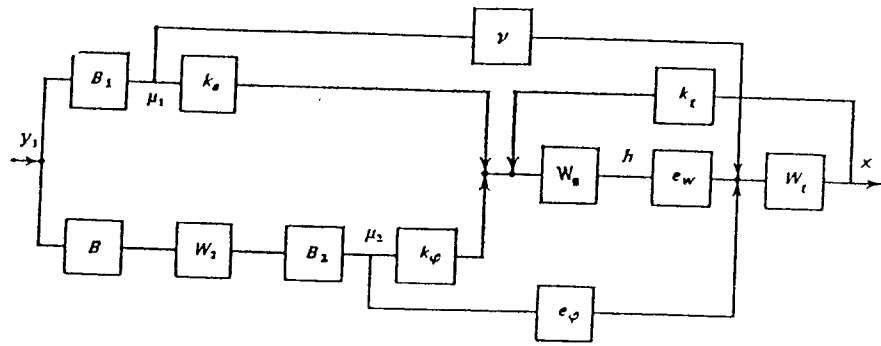


Рис. 13.10. Структурная схема объекта регулирования с поворотной-лопастной гидротурбиной

иметь вид

$$W_{a1} = \frac{B_1 \{ (vk_w - k_a e_w) T_w T_y p^2 + [(vk_w - k_a e_w) T_w + (e_q k_w - e_w k_\varphi) B_\varphi T_w + v T_{y2}] p + (v + e_\varphi B_\varphi) \}}{(T_y p + 1) [k_w T_w T_a p^2 + (k_w e_n T_w + e_w k_f T_w + T_n) p + e_n]}$$

или

$$W_{a1} = \frac{B_1 (v + e_\varphi B_\varphi) \left\{ \frac{(vk_w - k_a e_w) T_w T_y p^2 + [(vk_w - k_a e_w) T_w + (e_q k_w - k_\varphi e_w) B_\varphi T_w + v T_{y2}] p + 1}{(v + e_\varphi B_\varphi)} \right\}}{e_n (T_y p + 1) \left[ \frac{k_w}{e_n} T_w T_a p^2 + \left( T_w k_w + \frac{e_w k_f}{e_n} T_w + \frac{1}{e_n} T_n \right) p + 1 \right]} \quad (13.22)$$

При этом статический коэффициент передачи гидроагрегата  $k_y$  равен

$$k_y = \frac{B_1 (v + e_\varphi B_\varphi)}{e_n}$$

Если функции второго порядка числителя и знаменателя разложить на сомножители, представив многочлены для числителя в виде

$$Ap^2 + Bp + 1 = (T_1' p + 1)(T_2' p + 1),$$

$$\text{где } A = \frac{vk_w - k_a e_w}{v + e_\varphi B_\varphi} T_w T_{y2};$$

$$B = \frac{(vk_w - k_a e_w) T_w + (e_q k_w - k_\varphi e_w) \times B_\varphi T_w + v T_{y2}}{v + e_\varphi B_\varphi};$$

для знаменателя

$$Cp^2 + Dp + 1 = (T_3' p + 1)(T_4' p + 1),$$

$$\text{где } C = \frac{k_w}{e_n} T_w T_n;$$

$$D = \left( T_w k_w + \frac{e_w k_f}{e_n} T_w + \frac{1}{e_n} T_n \right).$$

тогда выражение передаточной функции  $W_{a1}$  можно представить в форме, удобной для построения логарифмических частотных характеристик:

$$W_{a1} = \frac{k_y (T_1' p + 1)(T_2' p + 1)}{(T_y p + 1)(T_3' p + 1)(T_4' p + 1)} \quad (13.23)$$

Для поворотной-лопастных турбин, работающих в режиме холостого хода, а также для всех режимов работы пропеллерных и радиально-осевых гидротурбин  $B_\varphi = 0$ . В этом случае передаточная функция  $W_{a1}$  принимает вид

$$W_{a1} = \frac{B_1 \left( k_a + \frac{v}{e_w W_b} \right) W_b W_7 e_w}{1 - W_b W_7 e_w k_w k_f}$$

Передаточная функция объекта регулирования с поворотной-лопастной гидротурбиной при постоянной частоте вращения

ния имеет вид

$$W_m = \frac{(v + B_\varphi e_\varphi) \left\{ \frac{(vk_w - k_a e_w) T_w T_y p^2 + [(vk_w - k_a e_w) T_w + (e_q k_w - k_\varphi e_w) B_\varphi T_w + v T_{y2}] p + 1}{(v + B_\varphi e_\varphi)} \right\}}{(T_y p + 1)(T_w p k_w + 1)}$$

Вычислив коэффициенты, входящие в  $W_m$ , аналогично вышеописанному для  $W_{a1}$  можно записать:

$$W_m = k_y \frac{(T_1' p + 1)(1 + T_2' p)}{(T_y p + 1)(T_w p k_w + 1)} \quad (13.24)$$

Передаточная функция объекта регулирования с радиально-осевой гидротурбиной для случаев упругого и жесткого гидравлического удара. При анализе динамики регулирования характер гидравлического удара в водоводе можно учитывать по-разному. Для низконапорных гидротурбин, имеющих короткие водоводы, гидравлический удар в водоводе носит характер инерционного воздействия массы воды и принимается как жесткий. Гидравлический удар в длинных водоводах высоконапорных гидротурбин сопровождается волновыми явлениями и учитывается как упругий.

Ориентировочной оценкой характера гидравлического удара в расчетах может служить рекомендация И. Н. Филатова, позволяющая по имеющемуся значению скорости турбины  $n_s$ , значению  $\kappa$ , вычисленному по формуле,

$$\kappa = 0,1 + 4,35 \cdot 10^{-4} (n_s - 50)^{1,335}$$

и по графику  $\kappa = f(n_s)$  на рис. 13.11 определить характер гидравлического удара в водоводе.

Передаточная функция при жестком гидроударе имеет вид

$$W_y = -T_w p. \quad (13.25)$$

Подставив  $W_y$  в выражение передаточной функции водовода (13.19), получим

$$W_b = \frac{W_y}{-W_y(p) k_w + 1}. \quad (13.26)$$

Передаточная функция упругого гидравлического удара  $W_{y1}$  для простого водовода имеет вид

$$W_{y1} = -2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5 T_r p. \quad (13.27)$$

Для сложных водоводов, имеющих отпеления, а также содержащих участки с различными площадями поперечных сечений, упругими свойствами, передаточная функция гидроудара уточняется и изменяется.

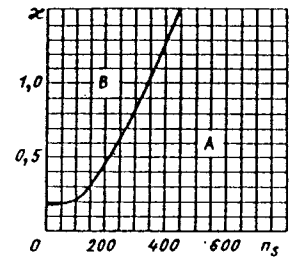


Рис. 13.11. К определению характера гидравлического удара в водоводе (А — зона применения уравнения жесткого гидроудара; В — упругого гидроудара)

Для радиально-осевых гидротурбин можно учесть дополнительное динамическое изменение напора в проточной части турбины и отсасывающей трубе. При этом гидроудар в указанных трактах турбины рассматривается как жесткий.

Передаточная функция упругого гидроудара в этом случае имеет вид

$$W_{y1} = -2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5 T_r p - T_w' p,$$

где  $T_w'$  — постоянная времени подвода, включающего проточную часть турбины и отсасывающую трубу.

Наличие напорной деривации и уравнительного резервуара изменяет динамическую характеристику гидротурбины в связи с возникновением дополнительного динамического изменения напора перед турбиной из-за колебания уровня воды в уравнительном резервуаре.

Передаточная функция гидроудара с учетом напорной деривации и уравнительного резервуара [14]

$$W_{y1} = -2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5 T_r p + W_D \text{sch } 0,5 T_r p,$$

где  $W_D$  — передаточная функция системы напорная деривация — уравнительный резервуар, вид которой зависит от конструкции деривации и типа уравнительного резервуара.

Для водовода с одним уравнительным резервуаром цилиндрической формы без диафрагмы [26]

$$W_D = - \frac{T_D p + 2 h_d q_{0r}}{(T_D p + 2 h_d q_{0r}) p T_R + 1},$$

где  $h_d$  — относительная потеря напора в деривации при относительном расходе воды через напорную деривацию  $q_{0r} = 1$ ;  $T_R = F_s H_d / Q_{0r}$  — постоянная времени уравнительного резервуара, с;  $T_D = L_D Q_{0r} / g F_D H_0$  — постоянная времени напорной деривации, с;  $F_s$  — площадь зеркала

воды в уравнительном резервуаре, м<sup>2</sup>;  $L_D$  и  $F_D$  — длина, м, и площадь сечения, м<sup>2</sup>, напорной деривации.

При подстановке выражения  $W_{v1}$  в выражение передаточной функции водовода  $W_r$  (13.26) передаточные функции водовода с упругим гидроударом соответственно будут:

для простого водовода

$$W_{a2} = \frac{-2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p}{k_w \cdot 2 - \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p + 1}, \quad (13.28)$$

для водовода с напорной деривацией и уравнительным резервуаром

$$W'_{a2} = \frac{W_D \text{sch } 0,5T_r p - 2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p}{k_w \left( 2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p - W_D \text{sch } 0,5T_r p \right) + 1}$$

Для большинства радиально-осевых гидротурбин приведенный расход при отклонениях напора и частоты вращения изменяется несущественно, поэтому в выражении (13.21) можно считать  $k_t = 0$ . Кроме того, при малых отклонениях открытий направляющего аппарата турбины, пренебрегая влиянием изменения КПД на динамику регулирования, т. е. считая, что  $\eta_2 \approx \eta_1 \approx \eta$ , можно представить  $k_a = v/\theta_{\eta}$ , где  $v_{\eta} = \eta_1/\eta_m$ . Подставив значения  $k_t$  и  $k_a$  в уравнение (13.21), можно получить выражение передаточной функции объекта регулирования с радиально-осевой гидротурбиной

$$W_{a2} = B_1 v \left( \frac{e_w}{\theta_{\eta}} W_B + 1 \right) W_t. \quad (13.29)$$

Выражение передаточной функции  $W_{a2}$  для жесткого гидроудара в водоводе после подстановки (13.17), (13.19) в (13.29) можно представить в виде

$$W_{a2} = \frac{B_1 v \left[ (\theta_{\eta} k_w - e_w) T_w p + \theta_{\eta} \right]}{\theta_{\eta} e_n \left( \frac{T_a}{e_n} p + 1 \right) (T_w p k_w + 1)}. \quad (13.30)$$

Для упругого гидроудара после подстановки (13.17), (13.28) в (13.29) выражение передаточной функции будет иметь вид

$$W_{a2} = \frac{B_1 v \left[ (\theta_{\eta} k_w - e_w) 2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p + \theta_{\eta} \right]}{\theta_{\eta} e_n \left( \frac{T_a}{e_n} p + 1 \right) \times \left( k_w 2 \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p + 1 \right)}. \quad (13.30a)$$

Значения коэффициентов  $k_w$  и  $e_w$  в уравнениях (13.30) и (13.30a) можно выразить через относительный расход

$$q = Q'_{11}/Q'_{1m}$$

Для этого необходимо выполнить операцию дифференцирования выражений  $\partial M_{11}/\partial H$  в (13.10) и  $\partial Q_{11}/\partial H$  в (13.11), в результате чего

$$e_w = 1,5q\theta_{\eta}; \quad k_w = 0,5q.$$

После подстановки значения  $e_w$  и  $k_w$  в (13.30), (13.30a) передаточная функция объекта регулирования  $W_{a2}$  для случая жесткого гидроудара может быть представлена в виде

$$W_{a2} = \frac{B_1 v}{e_n} \frac{1}{\left( \frac{T_a}{e_n} p + 1 \right)} \times \frac{(1 - qT_w p)}{(1 + 0,5qT_w p)}; \quad (13.31)$$

для упругого гидроудара

$$W_{a2} = \frac{B_1 v}{e_n} \frac{1}{\left( \frac{T_a}{e_n} p + 1 \right)} \times \frac{\left( 1 - 2q \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p \right)}{\left( 1 + q \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p \right)}. \quad (13.31a)$$

Аналогично может быть записана передаточная функция объекта регулирования с радиально-осевой гидротурбиной для водовода, имеющего напорную деривацию и уравнительный резервуар:

$$W'_{a2} = \frac{B_1 v}{e_n} \frac{1}{\left( \frac{T_a}{e_n} p + 1 \right)} \times \frac{1 + qW_D \text{sch } (0,5T_r p) - 2q \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p}{1 + q \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p - 0,5qW_D \text{sch } 0,5T_r p}$$

Следует отметить, что напорная деривация и уравнительный резервуар оказывают существенное влияние на динамику процессов регулирования системы лишь в области низких частот ( $\omega < 0,05$  рад/с), близких к собственной частоте незадемпфированных колебаний  $\omega_{0d}$  системы деривация — резервуар

$$\omega_{0d} = \sqrt{\frac{gF_D}{L_D F_S}}$$

Это обстоятельство нужно иметь в виду при анализе устойчивости системы в области низкочастотных колебаний (с периодами 70—300 с).

Проведение такого анализа связано с выполнением большого объема вычислительных операций, что требует применения ЭВМ.

Во многих практических расчетах при анализе устойчивости системы объект регулирования — регулятор в области частот  $\omega \geq 0,1$  рад/с влияние системы напорная деривация — резервуар не учитывается.

Передаточная функция объекта регулирования с ковшовой гидротурбиной. Гидроэлектростанции с ковшовыми гидротурбинами имеют обычно длинные водоводы, поэтому при анализе динамики системы гидроудар в водоводах, как уже отмечалось, рассматривается упругим. В связи с тем, что расход ковшовой турбины не зависит от частоты ее вращения, коэффициент  $k_t$  в уравнении водовода принимается равным нулю. Кроме того, при записи передаточной функции объекта регулирования необходимо учесть звено, отображающее сервопривод соплового аппарата (сервомоторы и т.д.). Влияние отсекающей на динамические характеристики системы не учитывается. Это связано с тем, что отсекающая в пределах зазора между струей при малых отклонениях регулируемой величины не изменяет расход в водоводе, а соответственно и движущий момент турбины.

Таким образом, передаточная функция объекта регулирования с ковшовой гидротурбиной может быть представлена в виде

$$W_{a2} = \frac{B_2 v}{e_n} \frac{1}{\left( \frac{T_a}{e_n} p + 1 \right) (T_c p + 1)} \times \frac{\left( 1 - 2q \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p \right)}{\left( 1 + q \frac{T_w}{T_r} \text{th } 0,5T_r p \right)}, \quad (13.32)$$

где  $B_2 = \frac{\mu_2}{\psi_1} = \frac{\partial \psi_c}{\partial \psi_1} \frac{\psi_{1m}}{\psi_{cm}}$ ;

$\psi_1$  — относительное изменение положения промежуточного сервомотора регулятора или сервомотора отсекающей сопла (положения иглы);  $\psi_c$  и  $\psi_1$  — соответственно открытие сопла и промежуточного сервомотора регулятора (отсекающей);  $W_{c.c} = \frac{1}{T_c p + 1}$  — передаточная функция сервомоторов сопла;  $T_c$  — постоянная времени сервомоторов сопла.

Передаточная функция объекта регулирования с радиально-осевыми гидротурбинами, объединенными одним напорным водоводом. Для некоторых ГЭС встречаются схемы, когда подвод воды к группе гидротурбин или ко всем гидротурбинам ГЭС осуществляется от одного об-

щего водовода. Такую схему работы гидротурбин необходимо учитывать при анализе динамики системы.

Передаточная функция объекта регулирования для группы одинаковых гидроагрегатов, работающих от одного водовода при различных открытиях направляющих аппаратов, может быть представлена согласно [21] для жесткого гидроудара в виде

$$W_{a2} = \frac{(B_{11} v_1 + B_{12} v_2 + \dots + B_{1l} v_l) \times \left( 1 - T_w p \sum_{i=1}^z q_i \right)}{z \left( T_{a.c} p + e_g + \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z q_i \right) \times \left( 1 + 0,5T_w p \sum_{i=1}^z q_i \right)}, \quad (13.32a)$$

где  $z$  — число гидроагрегатов;

$$T_{a.c} = J \omega_0 / M_{c. \max}$$

— суммарная постоянная инерции группы гидроагрегатов;  $B_{11}, B_{12}, B_{13}, \dots, B_{1l}$  — коэффициенты передачи;  $B_{1i} = \frac{\partial a_{oi}}{\partial \psi_{1i}} \times$

$\times \frac{\psi_{1m}}{a_{om}}$ ;  $J$  и  $M_{c. \max}$  — суммарный момент инерции и суммарные максимальные движущие моменты всех работающих в группе гидроагрегатов. Для упругого гидроудара

$$W_{a2} = \frac{(B_{11} v_1 + \dots + B_{1l} v_l) \times \left( 1 - \frac{2T_w}{T_r} \sum_{i=1}^z q_i \text{th } 0,5T_r p \right)}{z \left( T_{a.c} p + e_g + \frac{1}{z} \sum_{i=1}^z q_i \right) \times \left( 1 + \frac{T_w}{T_r} \sum_{i=1}^z q_i \text{th } 0,5T_r p \right)}. \quad (13.32b)$$

#### 13.4. ПРИМЕР РАСЧЕТА УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЧАСТОТНОГО МЕТОДА

Рассмотрим систему, состоящую из электрогидравлического регулятора с электропанелью типа ЭГР-1Т, передаточная функция которого имеет вид (13.2), и объекта регулирования с поворотной-лопастной гидротурбиной, передаточная функция кото-



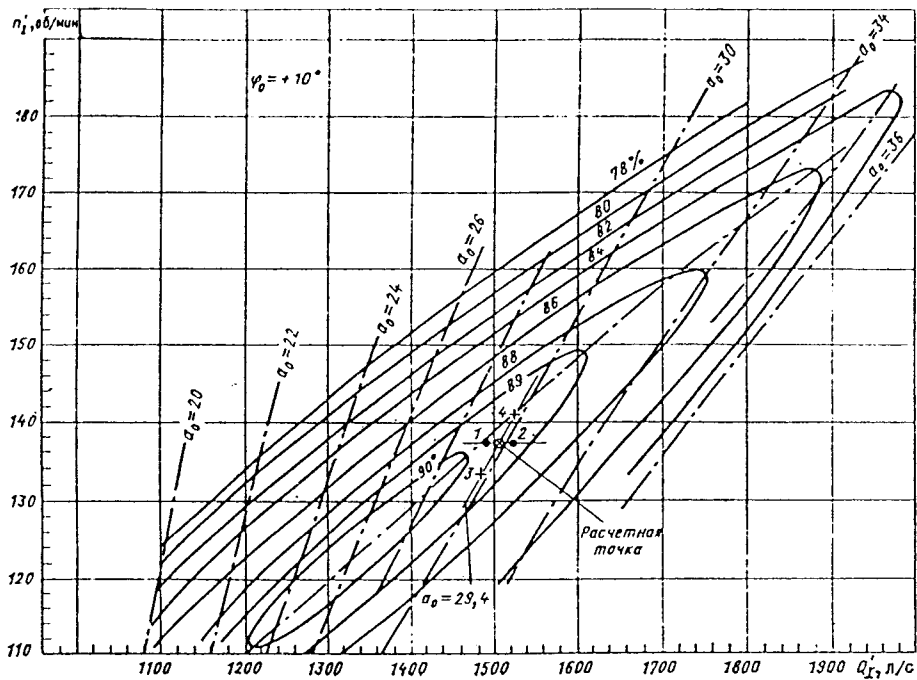


Рис. 13.12. Пропеллерная характеристика поворотно-лопастной гидротурбины для  $\varphi_0 = +10^\circ$

рого представлена выражением (13.24).

Основные данные гидроагрегата:

Номинальная мощность гидротурбины $N_0$ , МВт	178
Расчетный напор $H_0$ , м	27,16
Диаметр рабочего колеса $D_1$ , м	9,5
Номинальная частота вращения турбины $n_0$ , об/мин	75
Момент инерции ротора гидроагрегата $J$ , кг·м <sup>2</sup>	$25 \cdot 10^4$
Значение $\Sigma L v$ водовода, м <sup>2</sup> /с	514,2
Угол открытия лопастей в соответствии с комбинаторной зависимостью $\varphi_0$ , град	+10
Коэффициент саморегулирования нагрузки $e_k$ (задается)	0

Для принятого режима по формулам подобия определяем приведенные значения расхода  $Q'_1$  и частоты вращения  $n'_1$  и по ним находим расчетную точку на универсальной пропеллерной характеристике для заданного угла положения лопастей рабочего колеса (рис. 13.12).

Задаваясь на универсальной характеристике некоторыми приращениями от расчетной точки  $a_0$  и  $n_{11}$  (рис. 13.12, точки 1, 2), определяем соответствующие им значения  $Q'_{11}$  и  $\eta_r$ , затем строим вспомога-

тельные графики  $Q'_1 \eta = f(a_0)$ ;  $Q'_1 = f(n'_1)$  и  $Q'_1 \eta = f(\varphi)$  (рис. 13.13).

При определении зависимости  $Q'_1 \eta = f(\varphi)$  необходимо дополнительно использовать универсальные пропеллерные характеристики для углов  $\varphi = +5^\circ$ ;  $\varphi = +15^\circ$ . На вспомогательном графике  $Q'_1 \eta = f(\varphi)$  определяем значения  $Q'_1 \eta$  в точках 5 и 6 (для  $\varphi_5 = +9^\circ$  и  $\varphi_6 = +11^\circ$ ).

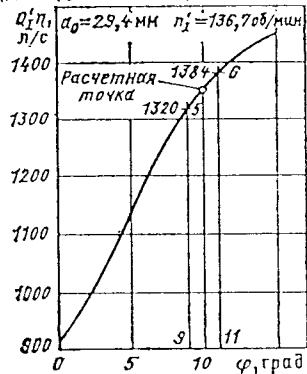


Рис. 13.13. Зависимость  $Q'_1 \eta = f(\varphi)$

Таблица 13.3. Данные к вычислению коэффициентов передачи, определяемых по формулам (13.6)–(13.13)

Номер точки (рис. 13.12, 13.13)	$a_0$ , мм	$Q'_1$ , л/с	$\eta$ , %	$\varphi$ , град	$n'_1$ , об/мин	Определяемые коэффициенты передачи
0 (расчетная)	29,4	1512	89,75	+10	136,7	} $v, k_a$
1	28,9	1496	88,9	+10	136,7	
2	29,9	1525	88,8	+10	136,7	
3	29,4	1490	89,55	+10	132,7	} $e_l, k_l, e_w, k_w$
4	29,4	1530	89,58	+10	140,7	
5	29,4	1465	90,1	+9	136,7	} $e_\varphi, k_\varphi$
6	29,4	1545	89,57	+11	136,7	

Таблица 13.4. Значения коэффициентов передачи и постоянных времени

$v$	$k_a$	$e_l$	$k_l$	$e_w$	$k_w$	$k_\varphi$	$e_\varphi$	$T_a$ , с	$T_w$ , с	$B_1$	$B_\varphi$	$T_{y1}$ , с	$e_n$
0,563	0,563	-0,54	0,45	1,26	0,27	0,53	0,47	8,66	1,93	1,1	2,28	2,2	0,54

Полученные из графиков значения указаны в табл. 13.3. Значения коэффициентов, вычисленных по формулам (13.6)–(13.13), приведены в табл. 13.4.

Коэффициент  $B_\varphi$  на основании комбинаторной зависимости  $\varphi = f(a_0)$  для напора  $H = 27,16$  м равен

$$B_\varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial a_0} \frac{a_{tm}}{\varphi_m} = \frac{1,5}{20} \frac{607}{20} = 2,28,$$

где  $a_{tm} = 607$  мм — открытие лопаток направляющего аппарата турбины для соответствующего  $\varphi_0 = +10^\circ$ ;  $\varphi_m = \varphi_0 - \varphi_{мин} = 20^\circ$  — угол разворота лопастей, соответствующий полному ходу сервомотора рабочего колеса;  $\varphi_{мин}$  — минимальный угол разворота лопастей.

Коэффициент  $B_1$  вычисляется в соответствии с графиком зависимости  $a_0 = f(\varphi_1)$  чертежа построения направляющего аппарата по формуле

$$B_1 = \frac{\partial a_0}{\partial \varphi_1} \frac{\varphi_m}{a_{tm}} = \frac{33}{50} \frac{1010}{607} = 1,1,$$

где  $\varphi_m = 1010$  мм — ход сервомотора направляющего аппарата, соответствующий  $a_{tm} = 607$  мм.

Для принятого коэффициента саморегулирования нагрузки  $e_k = 0$  и коэффициента саморегулирования системы  $e_l = -0,54$ :

$$e_n = e_k - e_l = 0,54.$$

Постоянная времени сервомотора рабочего колеса при движении сервомотора в сто-

рону открытия, с,

$$T_{y1} = \frac{F_2 \psi_{2m}}{\mu b_2 \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma} g S_{2m}}} =$$

$$= \frac{2,2}{0,63 \cdot 0,345 \sqrt{\frac{3,4 \cdot 9,81 \cdot 10^5}{900} \cdot 0,075}} = 2,2,$$

где  $F_2 \psi_{2m} = 2,2$  м<sup>3</sup> — объем сервомотора рабочего колеса (полости открытия);  $b_2 = 0,345$  м — суммарная ширина окон буквы главного золотника сервомотора рабочего колеса для колонки ЭГРК-200-6;  $S_{2m} = 75,2$  мм — базовый ход золотника, соответствующий полному ходу сервомотора рабочего колеса (для ЭГРК-200-6); перепад давления  $\Delta p = p_0 - p_{потр} = 4 - 0,6 = 3,4$  МПа,  $p_0 = 4$  МПа — номинальное давление масла в системе регулирования;  $p_{потр}$  — потребное давление масла в сервомоторе рабочего колеса в сторону открытия.

Объем полости закрытия сервомотора рабочего колеса и действующий перепад давления при закрытии отличаются от объема полости открытия и перепада давления при движении сервомотора в сторону открытия. Постоянная времени сервомотора рабочего колеса  $T_{y1}$  при закрытии, вычисленная аналогично, составляет  $T_{y1} = 1,88$  с.

Принимаем  $T_{y1} = 2,2$  с, как условие более тяжелое для обеспечения устойчивости внешнего контура системы регулирования.

Постоянная времени гидроагрегата, с.

$$T_a = J \frac{\omega_0}{M_{т0}} J = \frac{\omega_0^2}{N_0 \cdot 10^3}$$

$\omega_0$  — окружная скорость, рад/с:

$$\omega_0 = \frac{\pi n_0}{30} = \frac{3,14 \cdot 75}{30} = 7,854;$$

$$T_a = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 7,854^2}{178\,000 \cdot 10^3} = 8,66.$$

Постоянная времени водовода, с.

$$T_w = \frac{\Sigma L v}{g H_0} = \frac{514,2}{9,8 \cdot 27,16} = 1,93.$$

Значения вычисленных постоянных параметров, а также коэффициентов передачи из табл. 13.5 подставим в выражение (13.22)

$$W_{a1} = \frac{1,1(0,515 + 0,47 \cdot 2,28) \times \left\{ \frac{(0,515 \cdot 0,27 - 0,56 \cdot 1,26) 1,93 \cdot 2,2}{(0,515 + 0,47 \cdot 2,28)} p^2 + \left[ \frac{(0,515 \cdot 0,27 - 0,56 \cdot 1,26) 1,93 + (0,47 \cdot 0,27 - 0,53 \cdot 1,26) \times 2,28 \cdot 1,93 + 0,515 \cdot 2,2}{(0,515 + 0,47 \cdot 2,28)} \right] p + 1 \right\}}{0,54(2,2p + 1) \left[ \frac{1,93 \cdot 8,66 \cdot 0,27}{0,54} p^2 + \left( 1,93 \cdot 0,27 + \frac{1,93 \cdot 1,26 \cdot 0,45}{0,54} + \frac{8,66}{0,54} \right) p + 1 \right]} = \frac{1,1 \cdot 1,59 (-1,51p^2 - 1,47p + 1)}{0,54(2,2p + 1)(8,35p^2 + 18,58p + 1)}$$

После разложения многочленов числителя и знаменателя на сомножители получаем

$$W_{a1} = \frac{3,23(1 - 2,17p)(0,7p + 1)}{(18,1p + 1)(2,2p + 1)(0,46p + 1)} \quad (13.33)$$

За постоянную времени сервомотора возьмем наибольшее ее значение  $T_v = 0,55$  с. При этом выражение (13.2) принимает вид

$$W_p = \frac{1}{p} \frac{T_n p + 1}{k T_n p + 1} \frac{T_d p + 1}{b_i T_d} \frac{1}{0,55 p + 1} \quad (13.34)$$

Согласно схеме, показанной на рис. 13.3, передаточная функция разомкнутой системы с использованием (13.33) и (13.34):

$$W_c = \frac{1}{p} \frac{T_n p + 1}{k T_n p + 1} \frac{T_d p + 1}{b_i T_d} \frac{1}{0,55 p + 1} \times \frac{3,23(1 - 2,17p)(0,7p + 1)}{(18,1p + 1)(2,2p + 1)(0,46p + 1)}$$

Представляя это выражение в виде корректирующей и неизменяемой частей, получаем передаточную функцию корректирующих звеньев

$$W_k = \frac{T_n p + 1}{k T_n p + 1} \frac{T_d p + 1}{b_i T_d} \quad (13.35)$$

и передаточную функцию неизменяемой части системы для режима номинальной нагрузки

$$W_{н1} = \frac{1}{p} \frac{3,23(1 - 2,17p)(0,7p + 1)}{(18,1p + 1)(2,2p + 1)(0,55p + 1) \times (0,46p + 1)} \quad (13.36)$$

По передаточной функции (13.36) в соответствии с рекомендациями, изложенными в § 13.1, строим амплитудную  $L_n$  характеристику неизменяемой части системы (рис. 13.14). Для этого проводим сначала прямую с наклоном  $-20$  дБ/дек, проходящую на частоте  $\omega = 1$  рад/с через координату  $L = 20 \lg 3,23 = 10,18$  дБ, а затем последовательно по убывающему значению постоянных времени типовых звеньев, входящих в систему, и в соответствии с их характеристиками изменяем наклон этой прямой соответственно на частотах  $\omega_1 = 1/18,1 = 0,055$  рад/с;  $\omega_2 = 1/2,2 = 0,45$  рад/с;  $\omega_3 = 1/2,17 = 0,46$  рад/с;  $\omega_4 = 1/0,7 = 1,43$  рад/с;  $\omega_5 = 1/0,55 = 1,82$  рад/с и  $\omega_6 = 1/0,46 = 2,17$  рад/с.

Фазовую характеристику  $\theta_n$  строим как сумму фазовых характеристик типовых звеньев неизменяемой части системы на частотах  $\omega_1 \dots \omega_6$ .

Согласно (13.35) получить желаемые характеристики  $L_{ж}$  и  $\theta_{ж}$  из  $L_n$  и  $\theta_n$  можно за счет параметров  $T_n$ ,  $T_d$  и  $b_i$ . Коэффициент  $k$  для панели электрооборудования имеет постоянное значение и равен 0,1.

Рекомендации по выбору желаемых характеристик применительно к регулятору с изодромной обратной связью содержатся в книге В. А. Пивоварова. Так как основным корректирующим (стабилизирующим) звеном электрогидравлического регулятора является изодром, построение желаемых характеристик можно вести так же, как и для систем с изодромными регуляторами, с помощью параметров  $T_d$  и  $b_i$  с последующей коррекцией по параметру  $T_n$ . Однако это требует необходимости проведения нескольких приближений. Для упрощения построение желаемых характеристик можно начать с выбора  $T_n$ . В этом случае (рис. 13.14)  $T_n$  следует выбирать таким образом, чтобы частота  $\omega_{T_n} = 1/T_n$  была близка к частоте  $\omega_a$ , на которой определяется запас устойчивости  $\Delta L$ , по амплитуде, но не меньше этой частоты. Если  $\omega_{T_n} < \omega_a$ , то амплитудная характеристика начинает менять наклон от корректирующего звена  $T_n p + 1$  левее частоты  $\omega_a$  и требуется большее зна-

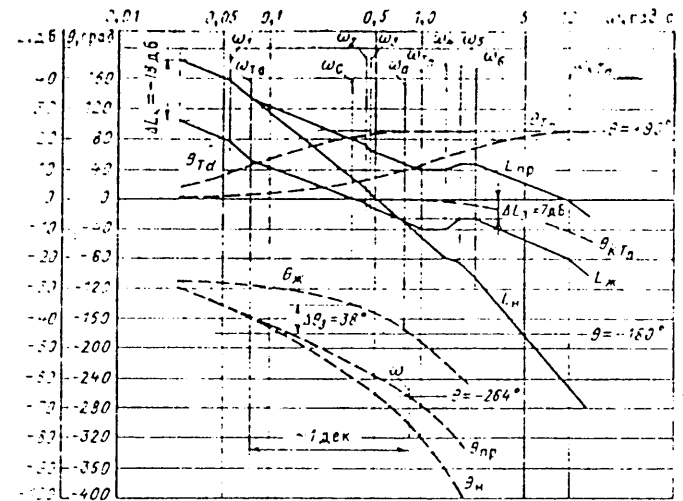


Рис. 13.14. Логарифмические частотные характеристики системы регулирования для режима номинальной нагрузки (— амплитудные характеристики; - - - фазовые характеристики)

чение  $\Delta L_n$  для обеспечения необходимого запаса  $\Delta L_3$ , а в случае  $\omega_{T_n} > \omega_a$  не полностью используется прирост фазовой характеристики, получаемой от коррекции.

Для определения  $\omega_a$  строим фазовые характеристики  $\theta_{T_n}$  и  $\theta_{kT_n}$  звеньев  $T_n p + 1$  и  $\frac{1}{kT_n p + 1}$ , принимая максимальное значение  $T_n = 1$  с. Сложив эти характеристики с  $\theta_n$ , получим промежуточную характеристику  $\theta_{пр}$ . Имея в виду, что фазовая характеристика звена  $T_d p + 1$  на частоте, удаленной от  $\omega = 1/T_d$  на декаду, может поднять характеристику  $\theta_{пр}$  на  $86^\circ$ , проводим линию  $\theta = -264^\circ$  до пересечения с характеристикой  $\theta_{пр}$ . Если частота  $\omega_n$ , на которой характеристика  $\theta_{пр}$  пересекает линию  $\theta = -264^\circ$ , меньше  $\omega_{T_n}$ , то можно вести построение дальше, если же она больше  $\omega_{T_n}$ , то следует уменьшить значение  $T_n$  до значения, при котором  $\omega_{T_n}$  будет несколько больше  $\omega_n$ , и провести коррекцию  $\theta_{пр}$  в соответствии с новым принятым значением  $T_n$ . Определив значение частоты  $\omega_{T_d}$ , как частоты, на одну декаду меньшей  $\omega_{T_n}$

$\omega_n$ , находим приближенное значение постоянной времени  $T_d' = 1/\omega_{T_d} = 1/0,07 = 14,3$  с. Из табл. 9.6 берем ближайшее к полученному значение  $T_d = 13,5$  с и на новой частоте  $\omega_{T_d} = 1/13,5 = 0,074$  рад/с

строим фазовую характеристику звена  $T_d p + 1$ . Сложив эту характеристику с  $\theta_{пр}$ , получим желаемую фазовую характеристику  $\theta_{ж}$ . Эта характеристика при пересечении с линией  $\theta = -180^\circ$  дает значение  $\omega_a = 0,78$  рад/с, близкое к максимально возможному при минимально необходимом значении  $T_d$ . При увеличении  $T_d$  частота  $\omega_a$  практически не возрастает, а при уменьшении этого параметра будет уменьшаться, вследствие чего быстродействие системы будет меньше.

Получив значения постоянных времени  $T_d$  и  $T_n$ , корректируем амплитудную  $L_n$  характеристику, суммируя ее с характеристиками звеньев  $T_d p + 1$ ,  $T_n p + 1$  и  $kT_n p + 1$ . Для этого, начиная с частоты  $\omega_{T_d}$ , наклон каждого прямого участка характеристики  $L_n$  последовательно уменьшаем на  $+20$  дБ/дек до частоты  $\omega_{T_n}$ , после которой до частоты  $\omega_{kT_n} = 10\omega_{T_n}$  наклон характеристики уменьшаем на  $+40$  дБ/дек, а от частоты  $\omega_{kT_n}$  увеличиваем ее наклон на  $-20$  дБ/дек. В результате получаем промежуточную характеристику  $L_{пр}$ .

Опуская характеристику  $L_{пр}$  так, чтобы самая высокая точка ее правее частоты  $\omega_a$  находилась на уровне 7 дБ ниже оси абсцисс, получаем желаемую амплитудную характеристику  $L_{ж}$ .

Проведя вертикальную линию вниз из точки пересечения  $L_{ж}$  с осью абсцисс, убеждаемся, что  $\Delta\theta_3 = 38^\circ$  находится в диа-

пазоне значений  $\Delta L_0$ , рекомендованных в § 13.1. Если бы этот запас оказался недостаточным, то его можно было бы увеличить за счет понижения характеристики  $L_{ж}$  и соответственно принятия большего запаса  $\Delta L_0$ . Значение  $\Delta L_0 = -18$  дБ, равное разности характеристик  $L_{ж}$  и  $L_{пр}$ , представляет собой коэффициент передачи звена  $1/b_1 T_d$ , выраженный в децибелах. Из равенства

$$20 \lg \frac{1}{b_1 T_d} = -18 \text{ дБ получаем } b_1 =$$

$= 0,59$ . Из табл. 9.6 выбираем ближайшее к полученному  $b_1 = 0,6$  и окончательно для режима нагрузки принимаем следующие

уставки корректирующих звеньев:  $T_n = 1$  с;  $T_d = 13,5$  с;  $b_1 = 0,6$ .

В рассмотренном примере амплитудная характеристика неизменяемой части  $L_{ж}$  весьма монотонна и пересекает ось абсцисс под наклоном  $-40$  дБ/дек. В практике  $L_{ж}$  может иметь иной характер и предложенная выше методика может не обеспечить построения желаемых характеристик с показателями, рекомендованными в § 13.1. В таком случае эту задачу можно решать с дополнительным подбором параметров корректирующих звеньев, последовательно приближаясь к удовлетворительным результатам.

## Раздел 3

# ГИДРОГЕНЕРАТОРЫ

## Глава 14

### ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ПО ГИДРОГЕНЕРАТОРАМ

#### 14.1. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

К основным техническим параметрам гидрогенераторов относятся мощность, напряжение, коэффициент мощности и частота вращения.

**Мощность.** Номинальная мощность гидрогенератора, кВт, равна:

$$P_n = \eta_{ген} N, \quad (14.1)$$

где  $N$  — номинальная мощность на валу турбины;  $\eta_{ген}$  — КПД гидрогенератора.

$P_n$  является активной (действительной) мощностью, однако размеры гидрогенератора определяются по полной (кажущейся) мощности  $P_s$ , выражаемой в кВт·А и связанной с  $P_n$  соотношением

$$P_s = P_n \cos \varphi = \sqrt{3} U_n I_n \cos \varphi, \quad (14.2)$$

где  $\cos \varphi$  — коэффициент мощности;  $U_n$ ,  $I_n$  — номинальное напряжение и ток обмотки статора. При  $\varphi = 0$  генератор вырабатывает только активную мощность  $P_n$ , при  $\varphi = 90^\circ$  полная мощность гидрогенератора  $P_s$  равна его реактивной мощности  $P_Q$ . Обычно гидрогенераторы работают на смешанную нагрузку ( $0 < \varphi < 90^\circ$ ), тогда

$$P_s = \sqrt{P_n^2 + P_Q^2}, \quad (14.3)$$

где реактивная мощность

$$P_Q = \sqrt{3} U_n I_n \sin \varphi. \quad (14.4)$$

Современные гидрогенераторы имеют большую единичную мощность. Так, мощность крупнейшего в СССР гидрогенератора Саяно-Шушенской ГЭС составляет 640 МВт при частоте вращения 142,8 об/мин. Крупнейшие в мире гидрогенераторы установ-

лены на ГЭС Итайпу (Бразилия — Парагвай) — 700 МВт при  $n = 92,3$  об/мин, Гранд Кули IV (США) — 700 МВт при  $n = 85,7$  об/мин, Гури II — 730 МВт при  $n = 112,5$  об/мин.

**Напряжение.** Для гидрогенераторов применяются следующие стандартные линейные напряжения обмотки статора: 0,4; 6,3; 10,5; 13,8; 15,75; 18 кВ и выше. В зависимости от мощности выбираются напряжения:

Мощность, МВ·А	Напряжение, кВ
До 20	6,3
20—50	10,5
50—150	13,8
150—500	15,75
Свыше 500	18,0

В зарубежной практике используется и более высокое номинальное напряжение (до 27 кВ).

В ряде случаев оказывается необходимым отойти от указанной шкалы напряжений и принимать большее или меньшее номинальное напряжение генератора по сравнению с рекомендуемым выше. Это имеет место, когда оказывается невозможным по условию симметрии обмотки статора выбрать при заданном числе полюсов ротора удовлетворительное число параллельных ветвей в обмотке. Поскольку последнее определяет значение тока в фазу и в конечном итоге оказывает существенное влияние на уровень использования активного объема и, следовательно, массу, стоимость и КПД машины, при окончательном выборе номинального напряжения генератора должны быть приняты во внимание как его мощность, так и число полюсов.

Для генераторов, предназначенных к установке на подземных ГЭС с вынесенными на поверхность повышающими силовыми

трансформаторами, может оказаться целесообразным принять более высокое напряжение.

**Коэффициент мощности  $\cos \varphi$**  зависит от потребности электрической энергии и устанавливается по условиям работы генераторов в энергосистеме на основании технико-экономических расчетов. Обычно номинальный коэффициент мощности связан с мощностью генератора следующим образом:

Мощность, МВ·А	Коэффициент мощности
До 125	0,8
125—360	0,85
Свыше 360	0,9

**Частота вращения.** В СССР применяется стандартная частота переменного тока  $f = 50$  Гц.

Частота  $f$  связана с числом пар полюсов синхронного генератора  $p$  и частотой вращения  $n$  в оборотах в минуту формулой

$$f = pn/60. \quad (14.5)$$

При  $f = 50$  Гц число пар полюсов генератора и  $n$  связаны зависимостью

$$n = 3000/p.$$

Рекомендуемыми значениями синхронной частоты вращения, об/мин, являются 750; 600; 500; 428,6; 375; 333,3; 300; 250; 230,8; 214,3; 200; 187,5; 166,7; 150; 142,8; 136,4; 125; 115,4; 107,1; 100; 93,7; 88,2; 85,7; 83,3; 75; 71,4; 68,2; 62,5; 60; 57,7; 55,6; 51,7; 50; 46,9.

При выборе частоты вращения учитывается, что число полюсов  $2p$  должно быть кратным числу параллельных ветвей  $a$  в фазе обмотки статора, отношение  $2p/a$  является целым числом.

В мощных генераторах, номинальный ток статора которых превышает 5 кА, необходимо выполнять обмотку статора с несколькими параллельными ветвями ( $a = 2, 3, 4, 5$  и более). Кроме того, при некоторых числах  $p$  возникают трудности выбора удовлетворительного числа пазов статора по условию сохранения вибраций сердечника статора на приемлемом уровне, а также выполнения остова ротора и верхней крестовины. Поэтому окончательное определение номинальной частоты вращения гидроагрегата производится по согласованию между заводами-изготовителями турбины и генератора.

#### 14.2. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

**Коэффициент использования  $C$**  характеризует использование активного объема генератора, кВт·А/(м<sup>3</sup>·об/мин<sup>-1</sup>),

$$C = \frac{P_s}{D^2 l_t n}, \quad (14.6)$$

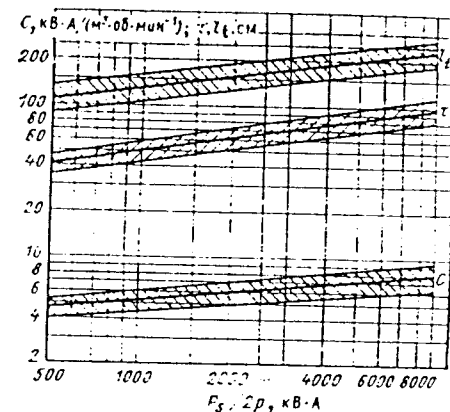


Рис. 14.1. Определение размеров сердечника статора  $r$ ,  $l_t$  и коэффициента использования  $C$  в зависимости от мощности на один полюс гидрогенератора

где  $D$  — диаметр расточки статора;  $l_t$  — длина активной стали статора.

При проектировании гидрогенераторов определяющим показателем является номинальное деление, м (см).

$$\tau = \frac{\pi D l_t}{2p}. \quad (14.7)$$

На рис. 14.1 приведены зависимости  $r$ ,  $l_t$  и  $C$  от мощности на один полюс гидрогенератора с косвенным воздушным охлаждением.

При использовании непосредственного водяного охлаждения обмотки статора предельное значение коэффициента  $C$  увеличивается.

**Основные электромагнитные нагрузки.** Коэффициент использования  $C$  связан с основными электромагнитными характеристиками — линейной нагрузкой статора  $A_s$ , А/см, и средней индукцией в зазоре машины  $B_\delta$ , Тл, зависимостью

$$C = 1,35 \cdot 10^{-2} A_s B_\delta. \quad (14.8)$$

Индукция  $B_\delta$  с изменением  $P_s/2p$  меняется в узких пределах. Линейная нагрузка  $A_s$  зависит от мощности гидрогенератора, частоты вращения (рис. 14.2) и влияет на параметры машины, в первую очередь на переходное индуктивное сопротивление  $x_d'$ , распределение потерь и КПД. Более высокие значения  $A_s$  позволяют снизить размеры и массу машины, повысить КПД при частичных нагрузках. Однако с повышением  $A_s$  увеличиваются значения реактивных сопротивлений, требуется применение специальных мер по совершенствованию системы охлаждения.

Индуктивные, активные сопротивления и постоянные времени. Работа гидрогенера-

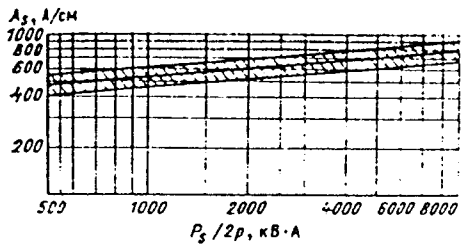


Рис. 14.2. Определение линейной нагрузки статора \$A\_s\$ в зависимости от мощности на один полюс

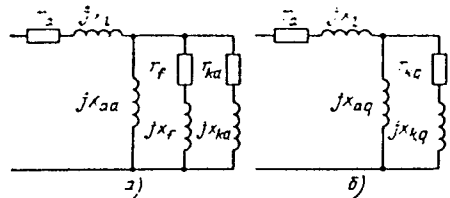


Рис. 14.3. Эквивалентные схемы замещения гидрогенератора по продольной (а) и поперечной (б) осям:

\$jX\_{ad}\$ — индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора; \$jX\_{aq}\$ — индуктивные сопротивления взаимной индукции обмотки статора и цепи ротора по продольной и поперечной осям; \$jX\_{kd}\$ — индуктивное сопротивление рассеяния обмотки возбуждения; \$jX\_{kq}\$ — индуктивные сопротивления рассеяния демпферной обмотки по продольной и поперечной осям; \$r\_a\$ — активное сопротивление обмотки статора; \$r\_f\$ — активное сопротивление обмотки возбуждения; \$r\_{kd}\$, \$r\_{kq}\$ — активные сопротивления демпферной обмотки по продольной и поперечной осям

торов в разных режимах работы характеризуется значением параметров генераторов, определяемым по продольной и поперечной осям машины (рис. 14.3). Параметры цепей ротора приводятся к обмотке статора и выражаются в относительных единицах. За базисное принимается значение индуктивного сопротивления

$$x_0 = \frac{U_n}{\sqrt{3} I_n} \quad (14.9)$$

При внезапном коротком замыкании ток в обмотке статора определяется эквивалентным индуктивным сопротивлением машины. Различают в зависимости от момента времени три основных сопротивления генератора:

синхронные индуктивные сопротивления по продольной и поперечной осям \$x\_d\$ и \$x\_q\$ — после затухания переменных токов в обеих роторных цепях;

переходное индуктивное сопротивление по продольной оси \$x'\_d\$ — после затухания переменных токов в демпферной обмотке; сверхпереходные индуктивные сопротивления по продольной и поперечной осям \$x''\_d\$ и \$x''\_q\$ — в начальный момент короткого замыкания.

В соответствии с схемами замещения (рис. 14.3)

$$x_d = x_l + x_{ad}; \quad (14.10)$$

$$x_q = x_l + x_{aq}; \quad (14.11)$$

$$x'_d = x_l + \frac{x_f x_{ad}}{x_f + x_{ad}}; \quad (14.12)$$

$$x''_d = x_l + \frac{x_{kd} (x'_d - x_l)}{x_{kd} + (x'_d - x_l)}; \quad (14.13)$$

$$x''_q = x_l + \frac{x_{aq} x_{kq}}{x_{aq} + x_{kq}} \quad (14.14)$$

Полное индуктивное сопротивление обмотки возбуждения

$$X_{ff} = x_f + x_{ad} \quad (14.15)$$

Зоны обычных значений некоторых основных индуктивных сопротивлений приведены в табл. 14.1.

Для связи между отдельными параметрами могут быть использованы следующие эмпирические соотношения:

$$\begin{aligned} x_l &\approx 0,45x'_d; & x_f &\approx 0,69x'_d; \\ x_l &\approx 0,65x''_d; & X_{ff} &\approx 1,07x_d; \\ x_q &\approx 0,65x_d; & x'_d &\approx 1,45x''_d; \\ x''_q &\approx 1,05x''_d. \end{aligned} \quad (14.16)$$

На устойчивость работы генератора в энергосистеме наибольшее влияние оказывают синхронное и переходное индуктивные сопротивления \$x\_d\$ и \$x'\_d\$. Первое из них характеризует статическую устойчивость генератора при установившемся режиме и медленных изменениях нагрузки — перегрузочную способность генератора. Чем ниже \$x\_d\$, тем меньше изменяется напряжение при изменениях нагрузки и тем выше перегрузочная способность генератора, устойчивее его работа. Однако уменьшение \$x\_d\$ сопряжено с увеличением габаритных размеров генератора и снижением его КПД.

Переходное индуктивное сопротивление \$x'\_d\$ характеризует динамическую устойчивость генератора при резких изменениях режима. Для уменьшения \$x'\_d\$ требуется увеличение габаритных размеров генератора

Таблица 14.1. Значения основных индуктивных сопротивлений гидрогенераторов различного исполнения

Индуктивное сопротивление	Гидрогенераторы	
	с косвенным воздушным охлаждением	с форсированным охлаждением
Рассеяния статора \$x_l\$	0,09—0,17	0,18—0,27
Синхронное по продольной оси \$x_d\$	0,5—1,3	1,4—1,8
Переходное по продольной оси \$x'_d\$	0,2—0,38	0,4—0,55
Сверхпереходное по продольной оси \$x''_d\$	0,14—0,28	0,28—0,4

примерно пропорционально \$1/\sqrt{x'\_d}\$, при этом одновременно снижается КПД машины.

Для исследования несимметричных режимов работы синхронных генераторов, в частности неполюсовых коротких замыканий, трехфазную систему тока статора представляют как сумму трех систем: симметричной трехфазной системы токов прямой последовательности, создающих поле, вращающееся синхронно с ротором; симметричной трехфазной системы токов обратной последовательности, создающих магнитное поле, вращающееся с синхронной скоростью в сторону, противоположную ротору;

системы токов нулевой последовательности, равных по величине и совпадающих по фазе во всех трех фазах статора.

Эквивалентные индуктивные сопротивления, соответствующие этим составляющим реальной системы токов статора, следующие:

для прямой последовательности \$x\_d\$ и \$x\_q\$;

$$x_2 \approx \frac{x''_d + x''_q}{2}; \quad (14.17)$$

для нулевой последовательности при наличии демпферной обмотки

$$x_0 \approx x_2; \quad (14.18)$$

при отсутствии демпферной обмотки

$$x_0 \approx 1,5x_f. \quad (14.19)$$

Скорость протекания переходных процессов в обмотках определяется постоянными времени, представляющими отношение эквивалентных индуктивных сопротивлений контуров к соответствующим активным сопротивлениям.

Для расчетов токов короткого замыкания необходимы в первую очередь следующие постоянные времени:

постоянная времени обмотки возбуждения при разомкнутой обмотке статора и отсутствии демпферной об-

мотки, с,

$$T_{d0} = \frac{X_{ff}}{2\pi f r_f}; \quad (14.20)$$

постоянная времени демпферной обмотки по продольной оси при разомкнутых обмотках статора и возбуждения, с,

$$T''_{Dd} = \frac{x_{kd} + x_{ad}}{2\pi f r_{kd}}; \quad (14.21)$$

постоянная времени обмотки статора при разомкнутой обмотке возбуждения и замкнутой демпферной обмотке, с,

$$T_a = \frac{x_2}{2\pi f r_a}. \quad (14.22)$$

Токи короткого замыкания. Наиболее распространенной аварией в энергосистемах является внезапное короткое замыкание на линиях электропередачи или даже на шинах электростанций, сопровождающееся токами короткого замыкания. Ток в цепях статора генератора определяют электродинамические силы, действующие на обмотку статора и шиннопроводы.

Анализ токов внезапного короткого замыкания позволяет выделить следующие периодические токи короткого замыкания: составляющую тока короткого замыкания \$i\_c\$, соответствующую значению тока возбуждения до короткого замыкания; переходную составляющую тока короткого замыкания \$(i' - i\_c)\$, соответствующую всплеску тока в обмотке возбуждения и затухающую во времени по экспоненциальному закону; сверхпереходную составляющую тока короткого замыкания \$(i'' - i')\$, соответствующую всплеску тока в демпферной обмотке и затухающую по экспоненциальному закону. При отсутствии демпферной обмотки сверхпереходная составляющая тока обусловлена наличием стягивающих болтов в полюсах и других замкнутых контуров на роторе, ее значение составляет 0,15—0,2 переходной составляющей, и затухание характеризуется малой постоянной времени.

Таблица 14.2. Формулы для определения  $i$  и  $T$

Величина	Вид короткого замыкания		
	Трёхфазное	Двухфазное	Однофазное
$i''$	$\frac{u}{x_d''}$	$\frac{\sqrt{3} u}{x_d'' + x_2}$	$\frac{3u}{x_d'' + x_2 + x_0}$
$i'$	$\frac{u}{x_d'}$	$\frac{\sqrt{3} u}{x_d' + x_2}$	$\frac{3u}{x_d' + x_2 + x_0}$
$i_\infty$	$\frac{u}{x_d}$	$\frac{\sqrt{3} u}{x_d + x_2}$	$\frac{3u}{x_d + x_2 + x_0}$
$T_d''$	$\frac{x_d''}{x_d'} T_{Dd0}''$	$\frac{x_d'' + x_2}{x_d' + x_2} T_{Dd0}''$	$\frac{x_d'' + x_2 + x_0}{x_d' + x_2 + x_0} T_{Dd0}''$
$T_d'$	$\frac{x_d'}{x_d} T_{d0}'$	$\frac{x_d' + x_2}{x_d + x_2} T_{d0}'$	$\frac{x_d' + x_2 + x_0}{x_d + x_2 + x_0} T_{d0}'$

Примечание.  $u$  — напряжение на зажимах генератора до короткого замыкания в долях номинального.

Периодический ток короткого замыкания является суммой этих составляющих:

$$i_k = (i'' - i') e^{-t/T_d''} + (i' - i_\infty) e^{-t/T_d'} + i_\infty \quad (14.23)$$

где  $T_d''$  и  $T_d'$  — постоянные времени затухания сверхпереходной и переходной составляющих тока короткого замыкания.

Для различных видов короткого замыкания эти составляющие тока могут быть приняты по табл. 14.2.

Значения апериодической составляющей тока короткого замыкания в фазе обмотки статора зависят от момента короткого замыкания. Наибольшие значения получаются при коротком замыкании в тот момент, когда напряжение в фазе проходит через нулевое значение.

Максимальные значения апериодических составляющих тока: при трехфазном коротком замыкании

$$i_{ak3} = \frac{\sqrt{2} u}{x_d''} e^{-t/T_{a3}}, \quad (14.24)$$

при двухфазном коротком замыкании

$$i_{ak2} = \frac{\sqrt{2} \sqrt{3} u}{x_d'' + x_2} e^{-t/T_{a2}}, \quad (14.25)$$

при однофазном замыкании на нейтральную линию

$$i_{ak1} = \frac{3 \sqrt{2} u}{x_d'' + x_2 + x_0} e^{-t/T_{a1}}. \quad (14.26)$$

Здесь  $T_{a3}$ ,  $T_{a2}$  и  $T_{a1}$  — постоянные времени обмотки для соответствующего вида короткого замыкания, с:

$$T_{a3} = T_{a2} = T_{a1}; \quad T_{a1} = \frac{2x_l + x_0}{2\pi f \cdot 3r_a}. \quad (14.27)$$

В процессе короткого замыкания токи достигают максимальных значений практически через 0,01 с. Ударный ток короткого замыкания  $i_y$  равен сумме мгновенных значений периодического и апериодического токов короткого замыкания:

$$i_y \approx 1,8 \sqrt{2} i''. \quad (14.28)$$

В соответствии с ГОСТ 183—82 генераторы должны без повреждений выдерживать внезапные короткие замыкания на зажимах машины при 105% номинального напряжения ( $u = 1,05$ ).

Коэффициент полезного действия (КПД) генератора, %, равен:

$$\eta_{ген} = \frac{P}{P + \Delta P} \cdot 100 = \left(1 - \frac{\Delta P}{P + \Delta P}\right) \cdot 100. \quad (14.29)$$

где  $\Delta P$  — суммарные потери в генераторе. При определении КПД генератора учитываются следующие потери: в стали при холостом ходе; основные в обмотке статора; добавочные при коротком замыкании, вызываемые полями рассеяния статора и несинусоидальностью магнитного поля в воздушном зазоре; на возбуждение; в переходных контактах щеток; в системе воз-

буждения и вспомогательных устройствах; вентиляционные; в подшипниках и подпятнике.

Потери в возбудителе, подвозбудителе и других вспомогательных электрических машинах учитываются, если они приводятся по вращению от вала генератора.

К потерям во вспомогательных устройствах относятся потери в регулировочных реостатах, в постоянно включенных нерегулируемых сопротивлениях, в вентиляционных преобразователях системы возбуждения, в приборах и аппаратах, необходимых для работы машины в номинальном режиме.

Потери в подпятнике гидрогенератора распределяют между генератором и турбиной по соглашению между заводами-изготовителями этих машин. Обычно к генератору относят долю потерь в подпятнике, определяемую как отношение веса вращающихся частей генератора к суммарной нагрузке на подпятник, включая гидравлическое осевое усилие (см. § 1.6).

В табл. 14.3 приводятся соотношения между составляющими потерь для гидрогенераторов с косвенным воздушным и смешанным воздушным охлаждением ротора и водяным охлаждением статора.

Из таблицы следует, что для гидрогенераторов с воздушным охлаждением наибольшими являются вентиляционные потери; в генераторах с водяным охлаждением обмотки статора велики потери в меди статора, для них характерно также увеличение добавочных потерь.

Для гидрогенераторов с воздушным охлаждением и средним уровнем перегрева

Таблица 14.3. Составляющие потерь в гидрогенераторах

Потери	Гидрогенераторы	
	с воздушным охлаждением, %	с водяным охлаждением обмотки статора, %
В стали при холостом ходе	20—22	10—15
Основные в обмотке статора	15—17	23—30
Добавочные при коротком замыкании	8—12	19—22
На возбуждение	12—15	14—18
Вентиляционные	30—40	20—25
В подшипниках и подпятнике	5—7	5—7
В системе возбуждения и вспомогательных устройствах	3—4	3—4

Примечание. Приведенные данные для гидрогенераторов с воздушным охлаждением относятся к генераторам мощностью 180—300 МВт,  $n = 125 + 187,5$  об/мин; для гидрогенераторов с водяным охлаждением обмотки статора  $N = 300 + 610$  МВт,  $n = 93,8 + 250$  об/мин.

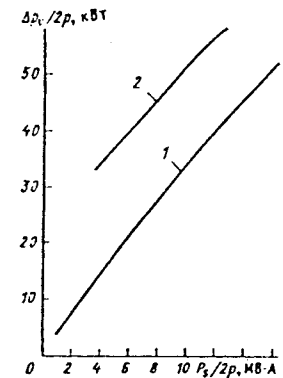


Рис. 14.4. Зависимость вентиляционных потерь от  $P_s/2p$ :  $1 - 2p > 42$ ;  $2 - 2p < 32$

активных частей сумма потерь, отнесенная к числу полюсов, за вычетом вентиляционных потерь, кВт, может быть ориентировочно определена по формуле

$$\Delta P_s/2p = 7,5 + 0,0097 P_u/2p. \quad (14.30)$$

Вентиляционные потери  $\Delta P_v/2p = f(P_s/2p)$  могут быть найдены по графику на рис. 14.4.

Для гидрогенераторов с воздушным охлаждением и типовыми значениями основных параметров КПД при номинальной мощности можно определить по рис. 14.5. Если постоянные потери составляют  $\gamma$  суммы потерь при  $P_s$ , а доля переменных потерь  $\beta$  и  $\alpha k^2$ , то при изменении потерь в  $k$  раз КПД составит

$$\eta_k = \frac{\eta_{ген}}{\eta_{ген} + (100 - \eta_{ген})(\gamma/k + \beta + \alpha k)}. \quad (14.31)$$

Здесь предполагается, что напряжение и cos  $\phi$  постоянны, изменяется ток статора  $I$ .

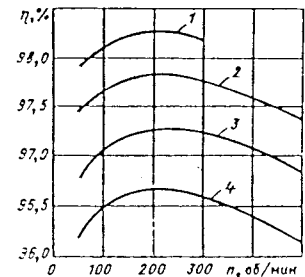


Рис. 14.5. Определение КПД гидрогенератора:  $1 - P_s = 250$  МВ·А;  $2 - P_s = 100$  МВ·А;  $3 - P_s = 50$  МВ·А;  $4 - P_s = 25$  МВ·А

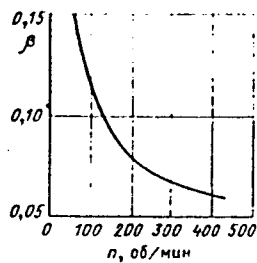


Рис. 14.6. Зависимость доли потерь, пропорциональных току статора  $\beta$ , от частоты вращения  $n$

К постоянным, не зависящим от нагрузки, относятся потери в стали при холостом ходе, все механические потери и часть потерь на возбуждение.

К переменным, пропорциональным квадрату тока статора, относятся потери короткого замыкания и часть потерь на возбуждение. К переменным, зависящим от тока статора в первой степени, относится часть потерь возбуждения, для определения которых можно воспользоваться рис. 14.6.

Максимум КПД генератора наступает при нагрузке  $kP_s$ , где

$$k = \sqrt{\gamma/\alpha}; \quad (14.32)$$

максимально возможный КПД

$$\eta_{\max} = \frac{\eta_{\text{ген}}}{\eta_{\text{ген}} + (100 - \eta_{\text{ген}})(2\sqrt{\alpha\gamma} + \beta)}. \quad (14.33)$$

После достижения максимального значения при дальнейшем увеличении мощности КПД начинает снижаться и становится равным номинальному при условии

$$k = \gamma/\alpha. \quad (14.34)$$

В гидрогенераторах с воздушным охлаждением большую долю потерь составляют потери, не зависящие от нагрузки, поэтому максимум КПД наступает только при нагрузке, большей номинального значения. В гидрогенераторах с водяным охлаждением и повышенным использованием активного объема преследуют потери, пропорциональные квадрату тока. В этих гидрогенераторах максимум КПД наступает при 60—80 % номинальной нагрузки, и рабочая точка лежит на нисходящей ветви кривой КПД.

Коэффициент полезного действия гидрогенератора при номинальном режиме его работы, определенный в соответствии с действующими стандартами, может быть ниже гарантированного значения не более чем на  $0,1(100 - \eta_{\text{ген}})$ , %.

Допуск к значению КПД, %, при любой промежуточной нагрузке  $P_{\text{пр}}$ , отличной

от номинальной, может быть ориентировочно определен (при постоянстве  $\cos \varphi$ ) следующим образом:

$$\Delta\eta_{\text{пр}} = 0,1(100 - \eta_{\text{ген}}) \frac{P}{P_{\text{пр}}}. \quad (14.35)$$

### 14.3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

**Угонная частота вращения.** Гидроагрегат достигает угонной частоты вращения при полном открытии направляющего аппарата турбины, максимальном напоре и отсутствии нагрузки генератора. На практике такой случай может произойти, когда в момент внезапного отключения нагрузки отказывают система регулирования турбины и устройства аварийного закрытия направляющего аппарата.

Коэффициент угона  $k_y$ , равный отношению угонной частоты вращения к номинальной, для поворотно-лопастных турбин составляет  $k_y = 2 \div 3$ , для радиально-осевых  $k_y = 1,7 \div 2,2$ , ковшовых  $k_y = 1,7 \div 1,9$ .

Угонная частота вращения указывается заводом, изготовляющим турбину, и вносится в технические условия на поставку генератора.

Обычно ротор генератора рассчитывается таким образом, чтобы напряжения во всех его элементах при угонной частоте вращения гидроагрегата не превышали 0,95 предела текучести материала.

Поскольку динамическая балансировка роторов не производится, при угоне могут иметь место повышенные вибрации вращающихся частей генератора и, как следствие этого, усталостное разрушение отдельных элементов ротора. Поэтому длительность угона ограничивается.

По действующим нормам при любой угонной частоте вращения не должно происходить задевания ротора за статор.

Маховой момент определяется условиями обеспечения устойчивой работы гидрогенератора (см. гл. 16). При выборе махового момента необходимо также, чтобы при сбросе нагрузки и исправном регуляторе гидротурбины увеличение частоты вращения гидроагрегата не превышало 60 % номинальной частоты вращения. Значение махового момента гидрогенератора и повышенные частоты вращения при сбросе полной мощности более 60 % номинальной устанавливаются заводами-изготовителями турбины и генератора и генеральным проектировщиком ГЭС.

Маховой момент гидроагрегата определяется главным образом маховым моментом генератора поскольку маховой момент турбины невелик и составляет в среднем около 10 % суммарного момента.

Если известны конструктивные размеры генератора, то значение его махового мо-

мента,  $\tau \cdot \text{м}^2$ , может быть приближенно определено по формуле

$$mD_r^2 \approx 3(D_i^4 - D_{i0}^4)l_r, \quad (14.36)$$

где  $D_{i0}$  — внутренний диаметр обода ротора, м:

$$D_{i0} \approx D_i - 2h_p - 2h_y,$$

$h_p \approx 0,25 \div 0,38$  м — высота полюса;  $h_y \approx 0,45 \div 0,75$  м — ширина обода ротора.

Значение махового момента,  $\tau \cdot \text{м}^2$ , может быть также ориентировочно определено по формуле

$$mD_r^2 \approx 5D_i^{3,5}l_r.$$

В связи с применением высокопрочной конструкционной стали для ободов роторов генераторов и общим ростом уровня использования их активного объема появилась возможность снижения массы генераторов и уменьшения махового момента. Анализ взаимосвязей уровня механических напряжений в обode — наиболее напряженном элементе ротора — и значения махового момента в функции размеров машины и угонной частоты вращения позволяет получить следующее выражение,  $\tau \cdot \text{м}^2$ :

$$mD_r^2 \approx 1,12 \frac{D_i^2 l_r}{k_0} \frac{1}{n_y^2} \sigma \frac{h_0}{D_i} \left(1 - \frac{2h_p}{D_i}\right), \quad (14.37)$$

где  $k_0 \approx 1,6$  — коэффициент ослабления шихтованного обода;  $\sigma$  — средние механические напряжения в обode при угонной частоте вращения, Па.

Таким образом, при повышенных угонных частотах вращения  $n_y$  увеличение  $mD_r^2$  сопряжено с необходимостью повышения напряжений  $\sigma$  в обode ротора или увеличения его массы. Следующая приближенная формула позволяет установить связь между маховым моментом и массой обода ротора  $m_0$  при принятом уровне механических напряжений,  $\tau \cdot \text{м}^2$ :

$$mD_r^2 \approx 0,52 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma m_0}{k_0 \left(\frac{n_y}{100}\right)^2}.$$

**Инерционная постоянная времени.** Инерционная постоянная времени гидроагрегата, с, при известном маховом моменте  $mD_r^2$  находится по формуле

$$T_s = 2,74 \frac{mD_r^2}{P_s} \left(\frac{n}{100}\right)^2, \quad (14.38)$$

где  $P_s$  — полная номинальная мощность, кВт·А.

Инерционная постоянная  $T_s$  представляет собой время, необходимое для достижения номинальной скорости вращения от состояния покоя, если со стороны сети к

генератору приложено электрический момент вращения, соответствующий полной номинальной мощности  $P_s$ . При этом предполагается, что половина энергии, полученной из сети за время разгона, идет на сообщение ротору кинетической энергии вращения, а половина теряется в виде теплоты в роторе.

Инерционная постоянная  $T_s$  оказывает большое влияние на размеры и технико-экономические показатели генераторов. Увеличение  $T_s$ , что требуется для повышения устойчивости параллельной работы, при известных номинальной частоте вращения и коэффициенте угона  $k_y$  связано с увеличением диаметра  $D_i$  и ширины обода ротора или снижением коэффициента использования генератора.

Для генераторов со средней и малой частотой вращения инерционная постоянная составляет в среднем 7—8 с, для быстроходных генераторов она снижается до 5—6 с.

В то же время в практике известны примеры создания крупных генераторов с инерционной постоянной от 3 до 16 с.

Усилия и моменты, передаваемые генератором на фундамент. При нормальной работе генератора и при коротких замыканиях возникают значительные усилия и моменты, передаваемые через статор и крестовины на фундамент. В зависимости от причины появления нагрузки различают усилия от весовой нагрузки частей генератора и турбины и осевой составляющей реакции воды, от электромагнитных моментов вращения генератора, от магнитного небаланса ротора, при торможении гидроагрегата.

При подвесном исполнении генератора через фундаментные плиты статора передаются нагрузки от веса генератора (без нижней крестовины), вращающихся частей турбины и реакции воды. При зонтичном исполнении через фундаментные плиты статора передается только нагрузка от веса неподвижных частей генератора без подпятника с масляной ванной и нижней крестовины, которая вместе с нагрузкой от веса вращающихся частей турбины и генератора и реакцией воды воспринимается фундаментом через крышку турбины или нижнюю крестовину, если таковая имеется.

Электромагнитные моменты вращения, передаваемые через фундаментные плиты статора на фундамент, имеют знакопеременные и знакопостоянные составляющие.

При трехфазном коротком замыкании знакопеременная составляющая момента, кН·м, равна:

$$M_{к.з.з} = 9,75 \frac{P_s u^2}{n} \left[ \frac{\sin \omega t}{x_d''} + \left( \frac{1}{x_d''} - \frac{1}{x_q''} \right) \frac{\sin 2\omega t}{2} \right], \quad (14.39)$$

Обычно можно учитывать только первый член в квадратных скобках, полагая

$$M_{к.з.з} = 9,75 \frac{P_s u^2}{\pi x_d''} \sin \omega t. \quad (14.40)$$

При двухфазном коротком замыкании знакопеременная составляющая момента, кН·м, составит

$$M_{к.з.з} = 9,75 \frac{2P_s u^2}{\pi (x_d'' + x_2)} \times \left( \sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t \right). \quad (14.41)$$

Максимальное значение этого момента имеет место при  $\omega t = 120^\circ$  и составляет, кН·м,

$$M_{к.з.з \max} = 9,75 \frac{2,6P_s u^2}{\pi (x_d'' + x_2)}. \quad (14.42)$$

С учетом высших гармонических составляющих его максимальное значение, кН·м,

$$M_{к.з.з \max} = 9,75 \frac{2,6P_s u^2}{\pi (x_d'' + x_2)} \times \left( 1 + 17 \frac{x_2 - x_d''}{x_2 + x_d''} \right)^2. \quad (14.43)$$

Знакопостоянные составляющие момента, кН·м, могут быть определены следующим образом:

$$M'_{к.з.з} = 9,75 \frac{P_s u^2}{\pi} \left[ \frac{1}{x_d''} (r_1 + r) + \left( \frac{1}{x_d''} - \frac{1}{x_q''} \right) (r_2 - r_1) \right]; \quad (14.44)$$

при двухфазном коротком замыкании

$$M'_{к.з.з} = 9,75 \frac{P_s u^2}{\pi} \frac{4}{(x_d'' + x_2)^2} \times \left[ \frac{r_1 + r_2}{2} + 2(r_2 - r_1) \right]. \quad (14.45)$$

В формулах (14.39)–(14.45) приняты следующие обозначения:  $u$  — напряжение генератора до короткого замыкания в долях номинального;  $r_1$  — активное сопротивление прямой последовательности;  $r_2$  — активное сопротивление обратной последовательности;  $r$  — активное сопротивление нагрузки в долях номинального сопротивления генератора.

Усилие, действующее на фундаментные плиты и болты статора и обусловленное указанными выше моментами, кН, определяется радиусом  $R$  расположения болтов

$$F = M/R. \quad (14.46)$$

Радиальное усилие, кН, возникающее между ротором и статором в аварийном режиме двойного замыкания на корпус части катушек полюсов ротора, может быть рассчитано по формуле

$$F_p = 5,6\alpha_r B_0^2 D_i l_r. \quad (14.47)$$

где  $\alpha_r = 0,68 + 0,75$  — коэффициент полюсного перекрытия, равный отношению ширины наконечника полюса к полюсному делению.

Усилие  $F_p$  является переменным, его частота соответствует частоте вращения ротора, воспринимается направляющими подшипниками и передается на фундамент в соответствии с конструктивной схемой генератора через лапы крестовины или фундаментные плиты статора.

Окружное усилие от момента сил трения при торможении гидроагрегата передается через фундаментные плитки тормозов, если они установлены на фундаменте, или через фундаментные плитки нижней крестовины.

Момент сил трения, кН·м, рассчитывается по формуле

$$M_{тр} = \frac{\pi D_r^2 \left( \frac{n_r}{100} \right)^2}{0,225l} + \beta_r M_n. \quad (14.48)$$

где  $n_r$  — частота вращения гидроагрегата, при которой начинается торможение, об/мин;  $l$  — длительность торможения, мин;  $\beta_r = 0,015$  — отношение вращающего момента, создаваемого за счет протечек воды через закрытый направляющий аппарат турбины, к номинальному моменту вращения, кН·м, который равен:

$$M_n = 9,75 P_n / n. \quad (14.49)$$

Кроме того, тормоза передают на фундамент нагрузку от веса вращающихся частей гидроагрегата при подъеме их на тормозах.

При расчете строительных конструкций, сопрягающихся с гидрогенератором, необходимо учитывать ряд нагрузок, действующих при нормальных и аварийных режимах работы.

На фундаментные плиты статора действуют следующие нагрузки, кН,

в радиальном направлении — от магнитного тяжения, вызываемого возможным эксцентриситетом ротора относительно статора, при нормальной работе машины

$$T_1 = 0,3 D_i l_r; \quad (14.50)$$

при двойном замыкании в цепи ротора

$$T_2 = F_p; \quad (14.51)$$

в тангенциальном направлении — от крутящего момента при номинальном режиме работы (рис. 14.7)

$$Q_1 = M_n / R; \quad (14.52)$$

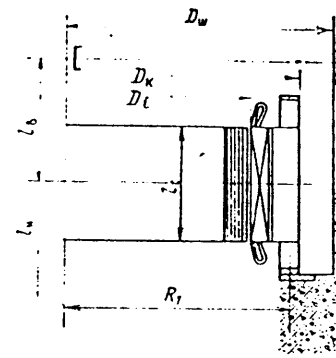


Рис. 14.7. Расчетная схема

при коротком замыкании

$$Q_2 = M_{к.з.з} / R; \quad (14.53)$$

в вертикальном направлении — от веса статора, верхней крестовины и располагаемых на ней конструкций, а для гидрогенераторов подвешенного исполнения — также от суммарной нагрузки на подпятник.

На фундаментные плиты верхней крестовины действуют только радиальные нагрузки, складывающиеся из допустимого небаланса ротора и возможного магнитного тяжения при номинальном режиме работы.

На фундаментные плиты верхней крестовины действуют только радиальные нагрузки, кН, складывающиеся из допустимого небаланса ротора

$$P_1 = 4P_o \cdot r l_w / (l_w + l_n), \quad (14.54)$$

где  $P_o \cdot r$  — центробежная сила обода, кН, и возможного магнитного тяжения при номинальном режиме работы, кН,

$$T_3 = 4T_1 l_w / (l_w + l_n), \quad (14.55)$$

или при двойном коротком замыкании в цепи ротора, кН,

$$T_4 = 4T_2 l_w / (l_w + l_n). \quad (14.56)$$

На фундаментные плиты нижней крестовины действуют нагрузки того же характера, что и на плиты верхней крестовины. Они могут быть рассчитаны по (14.54)–(14.56), если в числителе  $l_w$  заменить на  $l_n$ .

На фундаментные плиты под тормозами-домкратами при подъеме гидроагрегата действуют вертикальные нагрузки, равные весу вращающихся частей гидравлической турбины и гидрогенератора.

При торможении вертикальная нагрузка, МН, равна:

$$P_T = p_T S_T n_r / n_n. \quad (14.57)$$

где  $p_T$  — давление воздуха в тормозах, МПа;  $S_T$  — площадь одного поршня тормо-

за, м<sup>2</sup>;  $n_r$  — число тормозов;  $n_n$  — число подтормозных плит.

При этом возникает также тангенциальное усилие, равное:

$$T_T = 0,25 P_T.$$

#### 14.4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Номинальные данные гидрогенератора, приведенные в паспорте, соответствуют ГОСТ 5616–81, ГОСТ 183–82 и техническим условиям.

Номинальная мощность гидрогенератора обычно является также его максимальной длительной мощностью при номинальных условиях работы машины: напряжении, частоте, токе статора, коэффициенте мощности, температуре охлаждающего воздуха (35 °С при замкнутом цикле вентиляции) и симметричной нагрузке.

В процессе эксплуатации неизбежны отклонения от номинальных условий работы. Чтобы эти отклонения не приводили к выходу из строя или преждевременному износу гидрогенератора, при эксплуатации не следует превышать допустимых пределов.

Изменения напряжения на зажимах обмотки статора. Обычно гидрогенераторы рассчитывают так, чтобы при изменении действующего значения напряжения в пределах  $\pm 5\%$  номинального они развивали номинальную мощность при номинальном коэффициенте мощности. При 105%-ном напряжении ток статора должен быть понижен до 95% номинального, а при 95%-ном напряжении ток может быть повышен до 105%. При снижении напряжения ниже 95% номинального увеличение тока свыше 105% обычно не допускается даже в том случае, когда температура обмотки статора остается в допустимых пределах. Это объясняется тем, что перепад температуры в изоляции обмотки от потерь в меди возрастает пропорционально квадрату тока, а чрезмерное увеличение перепада температуры приводит к значительным относительным перемещениям слоев изоляции, к необратимым деформациям в ней и в результате к снижению срока службы изоляции.

Гидрогенераторы допускают также длительную работу при повышении напряжения до 110%. Однако из-за увеличения потерь в стали, местных нагревов, а также увеличения тока и нагрева обмотки возбуждения сохранить при этом номинальную мощность не удается. Обычно при повышении напряжения свыше 105% номинального полная мощность снижается примерно на 2% с каждым процентом повышения напряжения. Работа при напряжении свыше 110% номинального не допускается.

Изменения температуры воды и воздуха. Работа гидрогенератора с температурой охлаждающего воздуха свыше 35 °С при замкнутом цикле вентиляции и свыше 40 °С

при разомкнутом цикле вентиляции не предусматривается, за исключением режимов сушки. Воздухоохладители обеспечивают номинальную нагрузку гидрогенераторов при температуре поступающей в воздухоохладители и теплообменники воды не выше 28 °С.

В отдельных случаях для ГЭС, расположенных в районах с жарким тропическим климатом, гидрогенераторы рассчитываются для условий работы при более высокой температуре входящего охлаждающего воздуха, которая превышает температуру поступающей в воздухоохладители воды обычно на 7—10 °С.

В зимнее время снижение температуры охлаждающей воды позволяет уменьшить температуру воздуха, что, в свою очередь, даст возможность в известных пределах повысить мощность гидрогенератора, сохранив температуру обмотки статора неизменной. Однако увеличение мощности ограничивается и в этом случае перепадом температуры изоляции обмотки статора.

При понижении температуры охлаждающего воздуха с 35 до 30 °С допустимо увеличение мощности гидрогенератора на 0,75 % на каждый градус понижения температуры; при понижении температуры охлаждающего воздуха с 30 до 25 °С мощность может быть увеличена на 0,25 % на каждый градус понижения температуры воздуха. При понижении температуры охлаждающего воздуха ниже 25 °С дальнейшее повышение нагрузки не допускается.

Работа гидрогенератора при температуре охлаждающего воздуха ниже 15 °С не рекомендуется, а ниже 10 °С не допускается, так как при этом возможно нарушение изоляции обмотки статора.

В зимнее время года не следует также переохлаждать воздухоохладители во избежание конденсации на них влаги. Обычно осуществляется сезонное регулирование расхода охлаждающей воды через воздухоохладители и уменьшение расхода воды в зимний период.

Изменения частоты электрического тока. При изменении частоты в пределах ±2,5 % номинальной (48,75—51,25 Гц) гидрогенератор сохраняет номинальную мощность. Однако при уменьшении частоты относительно номинальной повышение напряжения гидрогенератора сверх номинального не допускается. Это обусловлено тем, что при снижении частоты для поддержания постоянного напряжения приходится увеличивать магнитный поток, а также ток ротора. При одновременном повышении напряжения местные нагревы сердечника и обмотки статора, а также температура обмотки ротора могут превысить допустимые пределы.

В отдельных случаях могут иметь место также ограничения при работе гидрогенератора с повышенной против номинальной частотой и одновременно с большим

напряжением. При повышении частоты увеличиваются добавочные потери в меди обмотки статора и на поверхности полюсных наконечников, потери в сердечнике статора изменяются незначительно (несколько возрастают из-за увеличения частоты, однако одновременно снижаются благодаря уменьшению магнитного потока). В результате нагрев обмотки статора не превышает допустимых пределов. При повышении напряжения в стали сердечника статора из-за роста потерь в гидрогенераторах с напряженным тепловым балансом может иметь место возрастание температуры обмотки статора выше допустимой. По этой причине для отдельных типов гидрогенераторов не допускается работа при повышенной частоте электрического тока с одновременным увеличением напряжения по сравнению с номинальным.

Допустимые нагревы частей гидрогенераторов и вспомогательных машин. В табл. 14.3 приведены классы нагревостойкости применяемой изоляции и соответствующие предельные значения допустимой температуры частей гидрогенератора и вспомогательных машин по ГОСТ 5616—81 и ГОСТ 183—82.

Фактическая температура, наблюдаемая при работе машин, обычно ниже приведенной в табл. 14.3. Это объясняется тем, что при конструировании генератора учитываются не только наибольшее допустимое значения температуры для изоляции, но также требуемая долговечность машин данного типа и другие конструктивные соображения, связанные с нагревом и нагрузкой отдельных узлов.

Таким образом, наблюдаемые при эксплуатации пониженные значения температуры обмоток и сердечников не могут служить достаточным основанием для повышения мощности машины. Решение об увеличении мощности гидрогенератора может быть принято только после проведения всесторонних исследований, включающих в частности, определение вибрационного состояния машины, уровень нагрева демпферной системы ротора и торцевой зоны статора и других элементов.

Если температура охлаждающего воздуха выше 35 °С, предельные длительно допустимые превышения температуры, указанные в табл. 14.3, должны быть уменьшены на разность между температурой охлаждающего воздуха и температурой 35 °С.

При непосредственном водяном охлаждении обмотки статора ее температура контролируется в каждой параллельной по воде ветви с помощью устанавливаемых под пазовые клинья термометров сопротивления. Последние размещают по возможности в тех пазах, где верхний стержень является последним по ходу воды в ветви. Предельная длительно допустимая температура дистиллята, выходящего из обмотки, не должна превышать 65 °С. Практиче-

Таблица 14.3. Предельные длительно допускаемые превышения температуры частей гидрогенераторов при температуре охлаждающего воздуха 35 °С и высоте установки над уровнем моря не более 1000 м

Части гидрогенераторов	Температура, °С, при используемых изоляционных материалах класса нагревостойкости		Метод измерения температуры
	В	F	
Обмотки статоров при косвенном воздушном охлаждении	85	105	Термометрами сопротивления, заложенными в пазы между стержнями или катушками для двухслойных обмоток и под пазовые клинья для однослойных обмоток
Обмотки статоров при непосредственном водяном охлаждении	85	105	Термометрами сопротивления, заложенными под пазовые клинья
Сердечники статоров	85	105	Термометрами сопротивления, заложенными на дно пазов
Обмотки возбуждения при косвенном или форсированном воздушном охлаждении	95	110	Термометрами сопротивления
Контактные кольца	85	95	Термометрами

ски при расчетах эта температура принимается обычно в диапазоне 45—60 °С, при этом температура обмотки и сердечника статора составляет соответственно 55—75 и 65—90 °С при рабочих параметрах системы водяного охлаждения.

Допустимые перегрузки по току статора и ротора. Условия нагрева обмоток при кратковременных перегрузках близки к адиабатическим, так как потери, успевающие за короткий промежуток времени рассеяться во внешнюю среду, обычно незначительны. При адиабатическом процессе нагрева повышение температуры меди обмотки  $\Delta\theta$ , °С, может быть вычислено по эмпирической формуле:

$$\Delta\theta = \frac{k_l j_n^2 (k^2 - 1)}{175} t, \quad (14.58)$$

где  $j_n$  — номинальная плотность тока в обмотке, А/мм<sup>2</sup>;  $k$  — кратность перегрузки обмотки по току с номинального режима;  $k_l$  — коэффициент добавочных потерь в обмотке;  $t$  — длительность перегрузки, с.

Во избежание нарушений изоляции, вызванных значительными тепловыми деформациями при удлинении обмотки из-за ее нагрева, обычно ограничивают кратковременное повышение температуры обмотки значением 15 °С.

Перегрев обмотки, °С, с непосредственным водяным охлаждением при перегрузке по току может быть вычислен по формуле:

$$\Delta\theta = \frac{k_l j_n^2 (k^2 - 1)}{175 (1 + 1,2q/1 - q)} t, \quad (14.59)$$

где  $q$  — отношение сечения каналов в обмотке к полному сечению проводников об-

мотки по контуру (обычно  $q = 0,15 \div 0,25$ ). По (14.59) могут быть определены допустимые значения длительности кратковременных перегрузок обмоток по току, если в конце перегрузки установившийся режим не достигается. Последнее условие должно быть проверено по следующей формуле:

$$k_1 = \sqrt{1 + \frac{\Delta\theta}{\theta}}, \quad (14.60)$$

где  $k_1$  — максимальная кратность допустимой длительной перегрузки обмотки с непосредственным водяным охлаждением;  $\Delta\theta$ , °С — допустимое повышение температуры перегрева дистиллята в процессе перегрузки;  $\theta$ , °С — температура перегрева дистиллята в обмотке при номинальной нагрузке.

В случае, когда требуется определить допустимую длительность перегрузки кратностью  $k > k_1$ , необходимо воспользоваться выражением (14.59).

Обмотки с непосредственным водяным охлаждением обладают большей перегрузочной способностью по сравнению с обмотками с косвенным воздушным охлаждением при малых кратностях перегрузок, но из-за высокой номинальной плотности тока допускают меньшую длительность перегрузок большой кратности.

Повышение температуры обмоток возбуждения, подвергшихся перегрузке по току, могут быть также найдены по (14.58) при воздушном охлаждении и по (14.59) с учетом (14.60) при непосредственном водяном охлаждении, при этом коэффициент добавочных потерь  $k_l = 1$ .

На основании обобщенных результатов расчетов по гидрогенераторам с различными



Таблица 14.4. Допустимые значения длительности перегрузок обмоток по току

Кратность перегрузки $k$	Длительность перегрузок, мин			
	Обмотки статора		Обмотки возбуждения	
	Воздушное	Водяное	Воздушное	Водяное или форсированное воздушное
2	0,83	0,33	0,83	0,33
1,5	2	1	2	0,83
1,4	3	1,25	3	1
1,3	4	2,5	4	1,5
1,25	5	4	5	2
1,2	6	6	6,5	2,75
1,15	15	15	10,5	4
1,1	60			

Длительно

параметры в табл. 14.4 приведены средние значения допустимой длительности перегрузок обмоток, характерные для большинства исполнений генераторов.

**Несимметричная нагрузка.** При несимметричных нагрузках генератора появляются обратные вращающиеся магнитные поля, которые вызывают дополнительные потери в демпферной обмотке, на поверхности полюсных башмаков и в обмотке возбуждения.

Чрезмерные нагревы мест соединений короткозамыкающих сегментов демпферной обмотки токами обратной последовательности могут привести к ее разрушению.

Кроме того, несимметричные нагрузки вызывают пульсацию момента с основной частотой 100 Гц, в результате чего возникают вибрации статора и ротора, которые при длительном воздействии могут привести к разрушению крепления сердечника статора и межполюсных соединений ротора.

По этим причинам несимметричная нагрузка ограничивается значением токов обратной последовательности, и на практике должны приниматься меры для снижения продолжительности несимметричной нагрузки.

В зависимости от системы охлаждения, мощности гидрогенератора, наличия демпферной системы допускается работа при следующих разностях токов по фазам:

для гидрогенераторов с косвенным воздушным охлаждением мощностью 125 МВ·А и выше — 15 %;

для гидрогенераторов с косвенным воздушным охлаждением мощностью менее 125 МВ·А — 20 %;

для гидрогенераторов с непосредственным жидкостным охлаждением — 10 %;

для гидрогенераторов без демпферной системы — 10 %.

Наибольший ток при несимметричной нагрузке ни в одной из фаз не должен превышать номинального значения.

Снижение допустимой разности токов в фазах для крупных гидрогенераторов обусловлено более высоким уровнем электромагнитных, тепловых и механических нагрузок и, следовательно, большими напряжениями, действующими на конструкцию машин. Еще в большей степени это относится к гидрогенераторам с форсированной системой охлаждения и, в частности, непосредственным водяным, что приводит к необходимости снизить допустимую разность токов в фазах до 10 %.

**Несимметричные короткие замыкания.** Гидрогенераторы могут выдержать лишь кратковременные несимметричные короткие замыкания, так как токи обратной последовательности, достигающие больших значений, могут привести к выходу из строя генератора из-за возможных повреждений ротора от местных нагревов и вибраций.

В практике принято определять допустимую длительность несимметричных коротких замыканий, исходя из термической стойкости демпферной системы.

Гидрогенераторы допускают кратковременные несимметричные короткие замыкания при условии

$$i_{2k}^2 t_k \leq A, \quad (14.61)$$

где  $i_2$  — средний ток обратной последовательности (в долях номинального тока статора);  $t_k$  — время продолжительности короткого замыкания, с.

Обычно для гидрогенераторов с косвенным воздушным охлаждением постоянная  $A = 40$ , для гидрогенераторов с форсированным охлаждением  $A = 20 \div 30$ .

На основании (14.61) следует подбирать уставки защит от несимметричных коротких замыканий.

**Работа с заземленной фазой.** Если в одной из фаз гидрогенератора или в сети, подключенной непосредственно к его выводам, имеют место замыкания на землю, то такой режим является аварийным. Напряжения незаземленных фаз в этом случае возрастают и могут достигать полных линейных напряжений, что ведет к соответствующему увеличению градиента напряжения в изоляции обмотки статора, повышению вероятности ее повреждения. Наличие двух мест замыканий на землю в обмотке статора может привести к пожару в генераторе с выгоранием стали сердечника статора и необходимости проведения в последующем большого объема восстановительных и ремонтных работ.

По этой причине работа гидрогенератора с заземлением одной из фаз не допускается, в этом случае генератор должен быть аварийно отключен от сети и развозбужден.

**Асинхронный режим.** Асинхронный режим гидрогенератора может наступить в результате потери возбуждения, неудачной самосинхронизации, несвоевременного от-

ключения участка сети с коротким замыканием, сброса большой активной нагрузки при сохранении электрической связи с сетью и других подобных аварий.

В асинхронном режиме имеют место большие пульсации тока и напряжения, вызывающие вибрации гидрогенератора и значительные механические усилия в отдельных узлах. Помимо этого, в обмотке возбуждения генератора, вращающегося асинхронно, наводится большая электродвижущая сила, которая при размыкании цепи возбуждения может привести к пробое изоляции ротора.

Поэтому асинхронный режим не допускается, в случае выпадения из синхронизма генератор должен быть аварийно отключен от сети.

**Допустимые вибрации и шумы.** При работе гидрогенераторов имеют место вибрации различных узлов и их элементов, обусловленные воздействием переменных аэродинамических, электромагнитных и механических нагрузок.

Допустимая вибрация (удвоенная амплитуда колебаний) в горизонтальной плоскости крестовины гидрогенератора со встроенным в нее направляющим подшипником при вертикальном исполнении или вибрация подшипников при горизонтальном исполнении гидрогенератора во всех режимах работы при номинальной частоте вращения имеют следующие значения:

Номинальная частота вращения, об/мин	Допустимая вибрация, мм, не более
$n \leq 187,5$	0,15
$187,5 < n \leq 375$	0,10
$375 < n \leq 750$	0,07

В вертикальном направлении гидрогенератор также должен выдерживать вибрацию турбины не более указанных выше значений.

Допустимая вибрация сердечника статора с частотой колебаний, равной удвоенной частоте перематывания, не должна превосходить 30 мкм.

Наличие более высоких вибраций с частотой 100 Гц и рост их с увеличением токов нагрузки свидетельствуют, как правило, о неудачно выбранном чередовании катушечных групп обмотки статора; в этих случаях оказывается целесообразным изменение электрической схемы обмотки статора.

Максимальная интенсивность шума, измеренного на расстоянии 1 м от гидрогенератора, работающего в режиме холостого хода, не должна превышать 85 дБ.

#### 14.5. РАБОТА ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ В РЕЖИМЕ СИНХРОННОГО КОМПЕНСАТОРА

В соответствии с ГОСТ 5616—81 гидрогенераторы участвуют в регулировании частоты, мощности и напряжения энерго-

системы, а также по командам потребителя работают в режиме синхронного компенсатора.

Максимальная зарядная мощность гидрогенератора определяется минимальным током возбуждения, который обычно принимается равным 15 % тока возбуждения, соответствующего номинальной нагрузке. Если зарядка линии происходит при номинальном напряжении  $U_n$ , то максимальная мощность в режиме зарядки, МВ·А,

$$P_Q \leq 0,8 \frac{P_s}{x_d} \quad (14.62)$$

Длительность работы в режиме зарядки составляет 3—5 мин и обусловлена повышенным нагревом крайних пакетов сердечника статора, а также нажимных ребенок в этом режиме. В отдельных случаях при небольшой мощности зарядки линии продолжительность режима может быть увеличена.

При длительной работе на емкостную и смешанную активно-емкостную нагрузку допустимая реактивная мощность ограничивается нагревом крайних пакетов, а также условиями устойчивости режима электропередачи.

Допустимая опережающая реактивная мощность гидрогенератора в функции активной мощности при номинальном напряжении может быть найдена по эмпирической формуле

$$p_Q = (0,75 - 0,04e^{2,9p_n}) \frac{700}{A_s}, \quad (14.63)$$

где  $p_Q$  — реактивная опережающая мощность в долях полной мощности;  $p_n$  — активная мощность в долях  $P_n$ .

На рис. 14.8 приведены рассчитанные по (14.63) зависимости  $p_Q = f(p_n)$  при различных линейных нагрузках  $A_s$ .

Критерием возможности работы в режиме потребления реактивной мощности

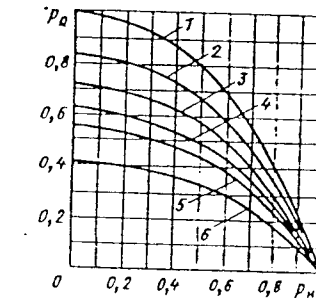


Рис. 14.8. Определение длительно допустимых режимов работы при невозбуждении:

1 —  $A_s = 500$  А/см; 2 —  $A_s = 600$  А/см; 3 —  $A_s = 700$  А/см; 4 —  $A_s = 800$  А/см; 5 —  $A_s = 900$  А/см; 6 —  $A_s = 1200$  А/см

является условие

$$\theta < \theta_{кр} \quad (14.64)$$

где  $\theta$  — рабочий угол генератора, определяется по известным параметрам режима:

$$\theta = \arctg \frac{x_q i \cos \varphi}{u - x_q i \sin \varphi}; \quad (14.65)$$

$\theta_{кр}$  — критический угол генератора, при превышении  $\theta_{кр}$  машина выпадает из синхронизма:

$$\theta_{кр} = \arctg \frac{-i_n x_q + \sqrt{i_n^2 x_q^2 + 8u^2 (x_d - x_q)^2}}{4u (x_d - x_q)}. \quad (14.66)$$

В (14.65) и (14.66) обозначено:  $i$  — ток статора в долях номинального;  $u$  — напряжение в долях номинального;  $i_n$  — ток возбуждения в долях тока, соответствующего напряжению холостого хода по прямойлинейной характеристике.

При понижении  $\cos \varphi$  и перевозбуждении полную кажущуюся мощность сохранить не удается, так как ток ротора выше номинального. Исключение составляют те случаи, когда обмотка возбуждения и возбуждатель имеют достаточный запас по нагреву. Значение допустимой мощности при пониженном  $\cos \varphi$  ограничивается обычно током ротора при номинальных мощности, напряжении, частоте и  $\cos \varphi$  и может быть определено по диаграмме рис. 14.9.

Построение диаграммы производится следующим образом: по оси абсцисс наносится шкала активной мощности, а по оси ординат — реактивной мощности в долях полной кажущейся мощности. Радиусом, равным полной кажущейся мощности (1,0), из начала координат проводится дуга окружности до пересечения в точке  $A$  с прямой, проходящей через начало координат под углом  $\varphi$  к оси абсцисс. Затем из точки  $O'$ , лежащей на оси ординат в отрицательном направлении на расстоянии, равном отношению короткого замыкания

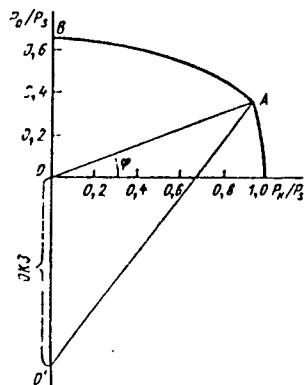


Рис. 14.9. Определение мощности в режиме синхронного компенсатора при перевозбуждении

(ОКЗ), проводится дуга радиусом  $O'A$  до пересечения с осью ординат в точке  $B$ .

Площадь, ограниченная двумя проведенными дугами и соответствующими отрезками осей координат, представляет собой область возможных режимов работы гидрогенератора при отстающем коэффициенте мощности. Отрезок  $OB$  на оси ординат численно равен максимально допустимой реактивной мощности гидрогенератора при  $\cos \varphi = 0$  в долях полной кажущейся (режим синхронного компенсатора).

Допустимая мощность гидрогенератора при использовании его в качестве синхронного компенсатора может быть вычислена по формуле

$$P_{ск}/P_s = \sqrt{(OK3 + \sin \varphi)^2 + \cos^2 \varphi} - OK3 \quad (14.67)$$

или определена по рис. 14.9.

В тех случаях, когда ОКЗ не известно, оно может быть ориентировочно определено по выражению

$$OK3 = 1,1/x_d.$$

## Глава 15

### КОНСТРУКЦИИ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

#### 15.1. ГИДРОГЕНЕРАТОРЫ ПОДВЕСНОГО И ЗОНТИЧНОГО ТИПОВ И ОБЛАСТЬ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

По расположению вала генераторы подразделяются на вертикальные и горизонтальные. У генераторов, соединенных с реактивными турбинами, вал, как правило, вертикальный, так как это уменьшает размеры машинного зала, улучшает условия работы турбины, позволяет снизить массу гидроагрегата. Кроме того,

выполнение горизонтальных генераторов затруднительно, а во многих случаях практически невозможно.

Самый крупный горизонтальный гидрогенератор отечественного производства для Камской ГЭС имеет мощность 26,3 МВ·А при  $n = 125$  об/мин.

Генераторы с вертикальным валом, в свою очередь, подразделяются на два основных типа — подвесные (рис. 15.1, 15.2) и зонтичные (рис. 15.3—15.5), отличающихся друг от друга расположением подпятника относительно ротора.

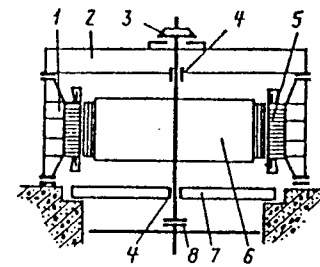


Рис. 15.1. Гидрогенератор подвесного исполнения с двумя направляющими подпятниками:

1 — корпус; 2 — верхняя крестовина; 3 — направляющий подпятник; 4 — направляющий подпятник; 5 — статор; 6 — ротор; 7 — нижняя крестовина; 8 — муфта

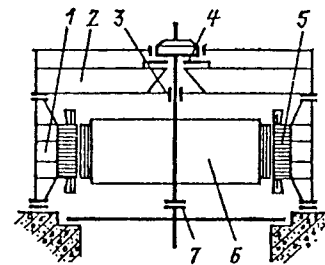


Рис. 15.2. Гидрогенератор подвесного исполнения с комбинированным подпятником: 1 — корпус; 2 — верхняя крестовина; 3 — направляющий подпятник; 4 — подпятник; 5 — статор; 6 — ротор; 7 — муфта

При частоте вращения до 200 об/мин гидрогенераторы выполняются преимущественно в зонтичном исполнении, свыше 200 об/мин — в подвесном. При частоте вращения свыше 250 об/мин вертикальные гидрогенераторы выполняются исключительно в подвесном исполнении<sup>1</sup>.

Современное направление в области проектирования гидрогенераторов большой мощности характеризуется стремлением расширить область применения гидрогенераторов зонтичного типа. Этому в значительной степени способствует использование в компоновке зонтичного гидрогенератора опоры подпятника на крышку турбины. Основными преимуществами гидрогенератора зонтичного исполнения являются:

возможность выполнения подпятников на максимальные требуемые нагрузки, превышающие 35 МН, при наиболее простых и экономических конструктивных формах опорных элементов;

<sup>1</sup> Проектирование гидрогенераторов/В. В. Домбровский, А. С. Еремеев, Н. П. Иванов и др. Л.: Энергия, 1965. Ч. 1; 1968. Ч. 2.

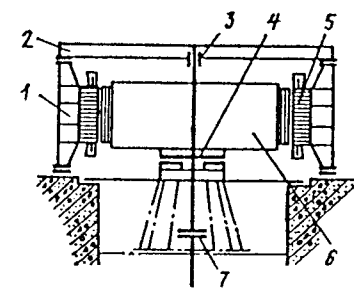


Рис. 15.3. Гидрогенератор зонтичного исполнения с опорой подпятника на крышку турбины:

1 — корпус; 2 — верхняя крестовина; 3 — направляющий подпятник; 4 — подпятник; 5 — статор; 6 — ротор; 7 — муфта

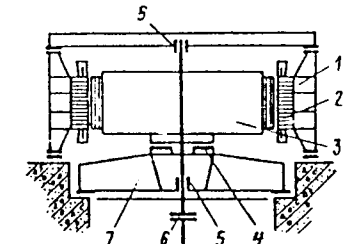


Рис. 15.4. Гидрогенератор зонтичного исполнения с опорой на нижнюю крестовину: 1 — корпус; 2 — статор; 3 — ротор; 4 — подпятник; 5, 8 — направляющие подпятники; 6 — муфта; 7 — нижняя крестовина

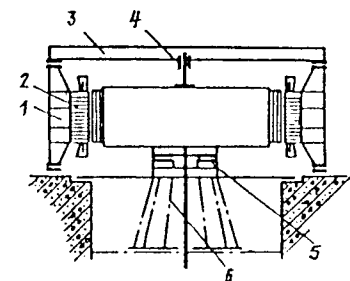


Рис. 15.5. Гидрогенератор зонтичного исполнения безвальной конструкции:

1 — корпус; 2 — статор; 3 — верхняя крестовина; 4 — направляющий подпятник; 5 — подпятник; 6 — крышка турбины

обеспечение выполнения наиболее простой по конструкции и технологичности, а также наименее металлоемкой верхней крестовины;

возможность применения конструкции ротора без основного генераторного вала, что позволяет снизить высоту подъема крана и тем самым снизить высоту машинного зала;

меньше высота, масса и стоимость.

Подвесной тип генератора применяется тогда, когда зонтичное исполнение невыполнимо или невыгодно. Подвесной тип технически выполнить практически всегда, но при достаточно больших диаметрах генератора размещение подпятника выше ротора на верхней опорной крестовине ведет к значительному утяжелению и удорожанию генератора.

К важным эксплуатационным преимуществам генераторов подвесного исполнения следует отнести следующие: меньшие потери на трение в подпятнике благодаря меньшей окружной скорости вращения; возможность обслуживания подпятника с помощью крана машинного зала; более надежная, чем в зонтичном исполнении, защита обмоток от масляных паров из ваны подпятника.

## 15.2. КОНСТРУКЦИИ СОВРЕМЕННЫХ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Статор представляет собой неподвижную конструкцию генератора. Он выполняет функцию якоря, через сердечник которого замыкается переменный магнитный поток, вызываемый постоянным магнитным полем, вращающимся синхронно с ротором, в обмотке которого индуцируется напряжение.

Статоры гидрогенераторов большой мощности выполняются разъемными. Разъем статора выполняется преимущественно по пазу сердечника. При ширине зуба от 50 мм и больше разъем может быть выполнен по зубу сердечника статора.

Корпус статора представляет собой кольцевую или многогранную сварную конструкцию, состоящую из наружной обшивки, горизонтальных полок и ребер жесткости. С внутренней стороны к полкам корпуса приварены полосы с креплением типа «ласточкин хвост», на которых и собирают сегменты активной стали сердечника статора. В осевом направлении сердечник стягивают с помощью нажимных гребенок шпильками (рис. 15.6). Гребенки состоят из толстых плит и приваренных к ним нажимных пальцев. Последние в

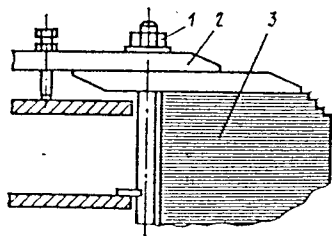


Рис. 15.6. Крепление сердечника статора: 1 — стяжная шпилька; 2 — нажимная гребенка; 3 — сердечник

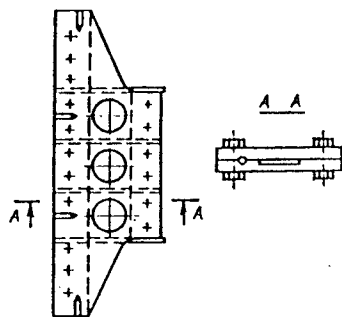


Рис. 15.7. Стыковая плита корпуса статора

мощных генераторах для снижения нагрева выполняются из немагнитной стали.

Для возможности транспортировки по железной дороге статор выполняется разъемным (если наружный диаметр его корпуса превосходит 4 м) из 2—6 секторов, соединенных между собой с помощью стяжных шпилек и стыковых плит (рис. 15.7). Наиболее распространенной является конструкция статора, в которой секторы соединяются между собой накладками, привариваемыми к горизонтальным полкам корпуса. В последние годы сердечники статоров гидрогенераторов большого диаметра (более 12 м) шихтуют в кольцо непосредственно на месте установки, что исключает стыки секторов — наиболее уязвимые в эксплуатации зоны. Кроме того, в ряде случаев применяется конструкция статора с предварительно напряженным (растянутым) сердечником. Это исключает возможность появления в нем при работе опасных сжимающих напряжений (от тепловых деформаций и магнитных тяжений) — основной причины нарушения формы пакетов сердечника и его распрессовки. Корпус устанавливают на опорные плиты фундамента и крепят болтами.

Сердечник статора собирают из сегментов, в которых имеются пазы для обмотки и для креплений типа «ласточкин хвост». Сегменты штампуют из листов высоколегированной электротехнической стали толщиной 0,5 или 0,35 мм, лакируют и набирают вперекрой пакетами с промежутками (вентиляционными каналами) шириной 7—10 мм. Между пакетами устанавливают дистанционные распорки в виде двутавровых балочек, приваренных к крайнему листу одного из соседних пакетов. Крайние пакеты сердечника статора крупных генераторов для придания большей монолитности выполняются клееными (см. рис. 15.6).

Обмотка статора применяется двух основных типов: многовитковая катушечная и стержневая. Первая, как правило, бывает двухслойной, вторая может быть однослойной (в настоящее

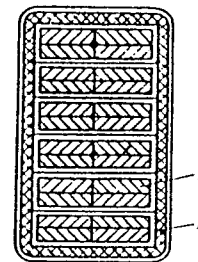


Рис. 15.8. Разрез секции катушки: 1 — изолированные медные проводники; 2 — корпусная изоляция

время применяется редко) или может иметь дробное число слоев.

Многовитковую катушечную обмотку выполняют в виде одинаковых катушек, витки которых представляют собой пряди медных изолированных проводников. Каждая прядь, образующая виток, изолируется от соседних прядей слюдяной и стеклянной лентами, создающими витковую изоляцию.

Все витки катушки обертываются многими (в зависимости от напряжения) слоями слюдосодержащей ленты, образующими пазовую изоляцию (рис. 15.8). Отдельные катушки соединяются между собой в определенном порядке и образуют фазы обмотки статора.

Для уменьшения добавочных потерь выводные концы катушек можно транспонировать на 180° скручиванием их в одном месте. Аналогично транспонируют соединения между катушечными группами одной фазы, расположенными под разными полюсами.

Стержневая обмотка состоит из стержней полукатушек, содержащих только один виток. Каждый стержень для уменьшения добавочных потерь изготавливается из отдельных изолированных элементарных проводников, полностью транспонированных на длине пазовой части обмотки, а для генераторов большой мощности — также и лобовой части.

Изоляция стержней выполняется из терморезистивных связующих материалов и соответствует по нагревостойкости классу F. Терморезистивная изоляция допускает по сравнению с компаундированной более высокую рабочую температуру, обладает большей механической и электрической прочностью, большей теплопроводностью, но требует более прочного уплотнения стержней в пазах и не допускает значительных деформаций стержней при проведении обмоточных работ и при эксплуатации. Соединение стержней между собой производится с помощью хомутиков пайковой серебряносодержащими припоями. Места соединений стержней (головки) изолируются прессованными коробками с заливкой

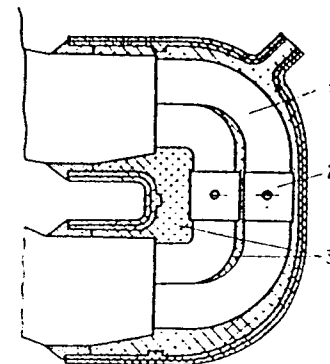


Рис. 15.9. Соединение стержней обмотки статора: 1 — головки стержней; 2 — хомутики; 3 — прессованные коробки

внутренней полости компаундами холодного твердения (рис. 15.9).

В отличие от катушечных стержневые обмотки выполняются, как правило, волновыми; в отдельных случаях, особенно при числе полюсов  $2p \leq 10$ , могут применяться и стержневые петлевые обмотки.

Корпусная изоляция стержневой обмотки является одновременно и витковой, ее большая толщина по сравнению с катушечной обмоткой обеспечивает повышение надежности работы и облегчает замену стержней.

По этим причинам в крупных генераторах применяются преимущественно стержневые обмотки. Однако их использование ограничивается силой тока 1250—2500 А на одну параллельную ветвь или же требует увеличения габаритов генераторов.

Обмотка статора с непосредственным охлаждением водой (рис. 15.10) выполняется с применением

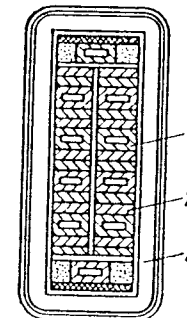


Рис. 15.10. Разрез стержней обмотки статора с непосредственным водяным охлаждением:

1 — полые проводники; 2 — сплошные проводники; 3 — корпусная изоляция

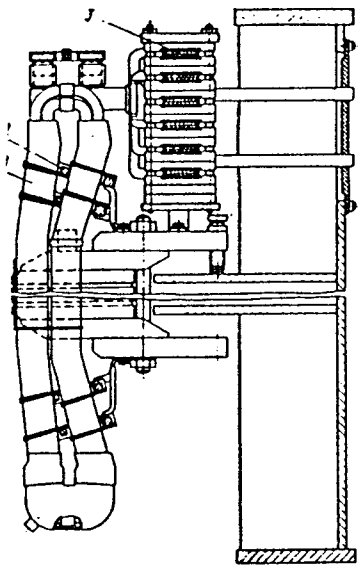


рис. 15.11. Крепление обмотки статора: 1 — обмотка; 2 — бандажные кольца; 3 — соединительные шпильки

ных проводников. На концах стержней ганавливаются наконечники для подвода ды внутрь стержней и для создания электрического контакта между ними. Соединение групп стержней с напорным и сливным коллекторами осуществляется с помощью изоляционных шлангов.

Крепление обмотки статора (рис. 15.11) производится в пазовой части изоляционными клиньями, в лобовой части с помощью вязки стержней шнуром между собой и к бандажным кольцам, которые в крупных генераторах для снижения нагрева выполняются из немагнитной стали.

Ротор представляет собой вращающуюся часть генератора и выполняет три различные функции: индуктора, образующего магнитное поле; вентилятора, создающего необходимый напор для вентиляции; маховика, обеспечивающего устойчивость работы гидроагрегата. Основные части ротора — вал, остов, обод, полюсы с обмоткой возбуждения, вентиляторы и тормозные сегменты.

Различия основных конструктивных типов роторов определяются условиями прочности и транспортировки.

При небольших диаметрах ротора используются конструкции, в которых обод и остов составляют единое целое, конструкция представляет собой диски, насаженные непосредственно на вал. Такие роторы применяются для высокооборотных генераторов, устанавливаемых обычно на высоконапорных электростанциях, куда они

доставляются автотранспортом. В этом случае ограниченные накладываются не только на габаритные размеры ротора, но и на его массу.

При диаметре ротора около 6 м остов выполняется в виде сварного неразъемного барабана, насаженного на вал, а обод — шихтованным из штампованных сегментов, собранных на шпильках в кольцо. При диаметре ротора около 7 м остов представляет собой сварной барабан, состоящий по условиям транспортировки из двух половин, собираемых на центральной втулке. Для роторов с диаметрами более 8 м применяется остов, состоящий из отдельных спиц, соединяемых с центральной втулкой. Модификация такой конструкции находит применение и при меньших диаметрах роторов, при этом некоторые спицы делаются съемными (обычно две или четыре диаметрально противоположные спицы), что при диаметре ротора меньше 8 м дает возможность транспортировать остов по железной дороге. Соединение спиц с центральной частью ротора производится с помощью стыковых плит и стяжных шпилек или двух дисков и призонных конических шпилек.

Обод ротора в крупных генераторах, как правило, шихтованный, собирается вперекрой из отдельных сегментов, отштампованных из стали толщиной 3—4 мм. Сегменты охватывают обычно четыре полюсных деления, в них выштамповываются отверстия для стяжных шпилек, пазы для хвостов полюсов и пазы для клиновых шпонок, которые забиваются с подогревом между ободом ротора и торцевыми брусками спиц.

По высоте обод ротора делится на отдельные пакеты, между которыми имеются каналы для прохода охлаждающего воздуха.

На торцах обода устанавливаются вентиляторы центробежные или ковшовые, а в очень быстрходных машинах — осевые. Во многих современных гидрогенераторах вентиляторы вообще не устанавливаются, их роль выполняют торцевые части полюсов и вентиляционные щиты, устанавливаемые на остове ротора.

Полюсы изготавливают обычно шихтованными из сегментов, штампованных из стали толщиной 1—2 мм. Сегменты стягивают с помощью стальных кованых или литых шек и стяжных шпилек, проходящих через отверстия в сердечниках. К ободу ротора полюсы крепят одним или несколькими Т-образными хвостами, которые отштамповывают совместно с сердечниками полюсов и расклинивают в соответствующих пазах обода. В отдельных случаях применяют массивные полюсы.

Внешние очертания полюсов (башмаков) выполняют таким образом, чтобы форма поля в зазоре между ротором и статором была по возможности синусои-

дальной. Сердечник полюса изолируют твердопрессованной гильзой из стеклоткани и асбестовой бумаги. Башмак полюса, козырьки шек и обод ротора изолируют от катушек полюсов изоляционными шайбамми, изготавливаемыми из стеклотекстолита.

Витки катушки обмотки возбуждения выполняют из меди прямоугольного профиля или специального профиля (топорик) с большой хорошо обдуваемой воздухом наружной поверхностью, исключаяющей необходимость снятия наплывов меди на углах в местах изгиба витков. Для изоляции витков обмотки возбуждения служат прокладки из асбестовой бумаги, наклеиваемые с обеих сторон на поверхность меди. Для того чтобы катушки возбуждения плотно прижимались к башмаку полюса, в специальных пазах обода ротора размещены пружины, сжимающие катушку.

В высокооборотных машинах для удерживания катушек возбуждения от тангентциального перемещения применяются распорки, прикрепляемые к ободу ротора, или скобы, прикрепляемые непосредственно к сердечнику полюса для возможности выема полюса без удаления распорки.

Катушки отдельных полюсов соединяются друг с другом последовательно гибкими перемычками из пакетов тонколистовой фосфористой бронзы толщиной около 0,2 мм, что обеспечивает прочность и эластичность соединения. В последнее время широко применяется соединение катушек полюсов с помощью массивных медных шин, располагаемых и закрепляемых на ободу ротора.

Демпферная обмотка, размещаемая в башмаках полюсов, состоит обычно из круглых медных стержней, концы которых впаиваются в медные шины-сегменты, соединяемые с помощью компенсаторов из медной фольги. В генераторах с большими центробежными силами межполюсные соединения крепятся к ободу ротора специальными оттяжками.

Вал генератора изготавливают стальным кованым или сварнокованым с внутренним отверстием для выпуска воздуха под рабочее колесо радиально-осевой турбины или для установки штанг системы регулирования поворотной-лопастных турбин.

Нижний конец вала генератора жестко соединен с валом турбины с помощью фланцевого соединения. Отверстия под призонные болты в обоих фланцах валов совместно развертываются при их соединении.

Во фланце одного из валов предусматривается выступ, а во фланце другого — соответствующая ему выточка. В поворотно-лопастных турбинах фланцевое соединение во избежание протечек масла из вала уплотняется резиновой прокладкой, укладываемой в кольцевую канавку специальной формы.

Вал генератора опирается с помощью опорной втулки на диск подпятника. Иногда совместно с валом отковывают колоколообразные шейки для направляющих подшипников.

Верхняя часть вала, на которой установлены контактные кольца и регуляторный генератор в зонтичных генераторах, чтобы не утяжелять поковку, часто делают надставной.

В современных генераторах зонтичного исполнения часто применяют безвальные конструкции, где вал турбины присоединяют непосредственно к центральной части ротора, а сверху к ней крепят надставку вала.

Токосовод к обмотке возбуждения от контактных колец выполняется изолированными шинами, закрепляемыми на валу и роторе изоляционными зажимами. Если верхний направляющий подшипник расположен ниже контактных колец, токосовод проходит под втулкой подшипника в пазу вала и закрепляется в нем клиньями.

Контактные кольца изготавливаются обычно стальными, скользящий электрический контакт осуществляется электрографитными щетками, укрепленными в щеткодержателе.

Верхняя и нижняя крестовины предназначены прежде всего для восприятия и передачи на фундамент или статор усилий, действующих в осевом и радиальном направлениях. Крестовина, поддерживающая вращающуюся часть гидроагрегата, т. е. воспринимающая вертикальные нагрузки, действующие на вал (в генераторах подвесного исполнения верхняя крестовина, в генераторах зонтичного исполнения — нижняя), называется опорной.

Опорные крестовины выполняют двух типов: лучевые и мостовые. При относительно небольших нагрузках (до 7 МН) и пролетах до 6,5 м применяются крестовины мостовые с четырьмя лапами. При больших нагрузках применяются крестовины лучевые с большим числом лап.

Мостовая крестовина по конструкции проще лучевой, так как по условиям транспортировки ее не приходится делать разъемной. Однако при больших пролетах мостовые крестовины не применяются из-за недостаточной жесткости в поперечном направлении.

Лучевая крестовина состоит из центральной части, представляющей собой цельносварной барабан, и съемных лап в виде балок двутаврового сечения, соединенных с центральной частью обычно с помощью стыковых плит и проходных шпилек. Если подпятник расположен на крестовине, то под ним в центральной части помещается массивное поддерживающее кольцо, обеспечивающее равномерную жесткость под всеми опорами сегментов подпятника. Если высота гидроагрегата огра-

ничена, подпятник встраивается в центральную часть лучевой крестовины, которая в этом случае аналогична центральной части мостовой крестовины.

В отдельных случаях лучевые крестовины находят применение и при малых диаметрах генератора и небольших нагрузках, тогда они выполняются неразъемными и называются крестообразными. Нижняя крестовина в подвесных генераторах и верхняя в зонтичных генераторах являются негрунтоносущими.

Первая из них служит для нижнего направляющего подшипника, а также во многих случаях для тормозов. Нижняя крестовина с направляющим подшипником должна иметь достаточную радиальную жесткость для передачи нагрузки от подшипника на фундамент. Этому требованию при наименьшей металлоемкости удовлетворяет лучевая крестовина. Поэтому нижняя крестовина генераторов подвешенного типа, как правило, выполняется лучевой. В случае необходимости лапы крестовины делаются отъемными, при этом учитываются условия ее транспортировки и возможность выема крестовины через расточку статора.

Конструкция верхней крестовины зонтичного генератора аналогична конструкции опорной крестовины генератора подвешенного типа с вынесенным подпятником. При отсутствии верхнего направляющего подшипника центральная часть лучевой крестовины выполняется в виде двух дисков, связывающих лапы.

В мощных генераторах лапы верхней крестовины для обеспечения восприятия усилия от механического и магнитного небалансов упираются в бетонный кожух генератора в радиальном направлении с помощью винтовых домкратов. Верхняя крестовина воспринимает нагрузку также от перекрытия над генератором.

Вследствие больших значений махового момента гидроагрегата и протечек воды через направляющий аппарат турбины гидроагрегат после отключения от сети и закрытия направляющего аппарата может вращаться продолжительное время. Длительное вращение ротора при малых скоростях, а значит, при ухудшенных условиях смазки подпятников может вызвать большой износ подпятника и даже аварию. Чтобы избежать этого, производят торможение гидроагрегата перед остановкой.

Торможение осуществляется устанавливаемыми на нижней крестовине или фундаменте пневматическими тормозами и поршневого типа с резиновыми манжетами и с колодками из фрикционного и теплоустойчивого материала, например из ретинакса. При торможении колодки упираются в тормозные сегменты, укрепленные на ободе или остовах ротора. Для торможения применяется сжатый воздух давлением  $0,7 \pm 0,1$  МПа. Тормозная

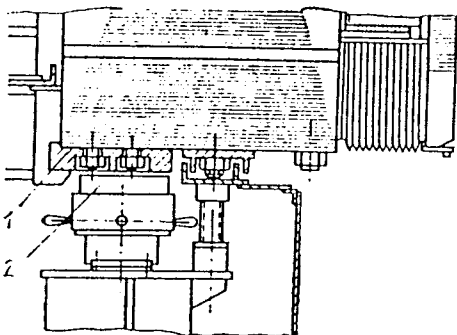


Рис. 15.12. Тормозная система гидроагрегата:

1 — тормозные сегменты; 2 — тормозные колодки

система гидроагрегата (рис. 15.12) служит также для подъема ротора. Так как для этого требуются большие усилия, в тормозную систему подается масло под давлением с помощью специального передвижного или стационарного насоса высокого давления. Высота подъема ротора (до 20 мм) определяется вертикальными зазорами в подпятнике между сегментами и упорами. Давление на поверхности поршня тормозов-домкратов при этом не должно быть более 12 МПа.

В последние годы помимо механического торможения находит применение электрическое торможение, при котором после отключения от сети и развозбуждения гидрогенератора обмотка статора замыкается на коротко и генератор возбуждается от независимого источника напряжения (например, от трансформатора собственных нужд ГЭС через тиристорный преобразователь). Ток в цепи статора во время торможения обычно близок номинальному. Электрическое торможение может быть начато при частоте вращения, составляющей 0,4—0,5 номинальной частоты. Тормоза используются только в конце процесса торможения, а также в случаях, когда электрическое торможение нельзя применить, — при повреждении в цепях статора и ротора, при исчезновении питания собственных нужд станции.

### 15.3. ПОДПЯТНИКИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ

Подпятник наряду с обмотками является наиболее ответственной частью генератора. Подпятник воспринимает вес вращающихся частей гидроагрегата и осевую составляющую реакции воды и передает нагрузку на фундамент.

В современных генераторах применяются подпятники на жесткой опоре, состоящие из вращающегося диска-пяты и неподвижных сегментов — соб-

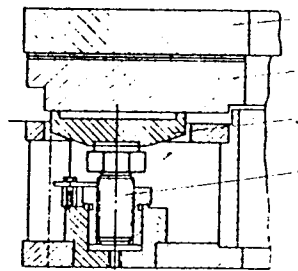


Рис. 15.13. Подпятник на жесткой опоре: 1 — диск; 2 — сегмент; 3 — тарельчатая опора; 4 — опорный болт

ственно подпятника (рис. 15.13). Диск представляет собой кольцо, связанное с валом втулкой. В подвесных генераторах это отдельная втулка, в зонтичных — втулка ротора. Поверхность трения кольца, так называемое зеркало, полируется до чистоты, соответствующей восьмому классу, отклонение от плоскостности и параллельности поверхностей диска не превышает 0,03 мм. Материалом для диска служат поковки из стали 45. Для защиты от подшипниковых токов диск подпятника, а также штифты и болты, с помощью которых он крепится к втулке, изолируются.

Поверхность стальных сегментов покрыта слоем баббита марки Б83. В отдельных случаях баббит наносится на предварительно омедненную поверхность сегмента, что обеспечивает лучшее сцепление баббита с телом сегмента и более интенсивную отдачу теплоты от поверхности трения. В настоящее время в отечественной практике широко распространена облицовка сегментов подпятника фторопластом. Сегмент такого типа, получивший название эластичного металлопластмассового (ЭМП) сегмента, состоит из стального основания и антифрикционного элемента. Антифрикционный элемент, образованный из опресованной бронзовой проволоки с нанесенным на нее покрытие из фторопласта Ф4 средней толщиной 1,5—2,5 мм, припаивается к стальному основанию оловянистым припоем.

Для уменьшения тепловых деформаций применяются сегменты, разделенные по толщине на два слоя с большим тепловым сопротивлением стыка. Верхний рабочий сегмент относительно тонкий, нижний — массивный, его температура близка температуре окружающей среды и равномерна по всей толщине слоя.

При большом ударном тепловыделении на поверхности трения, т. е. при больших нагрузках и окружных скоростях вращения, может быть использовано непосредственное охлаждение водой, циркулирующей по медному змеевику в теле сегмента. Последний в этом случае выполняется ли-

тым из латуни, имеющей температуру плавления ниже, чем медь.

Положение сегментов ограничено упорами на корпусе подпятника. Сегмент лежит на тарельчатой эластичной опоре, компенсирующей возможную неравномерность нагрузки между отдельными сегментами и биение диска при вращении, а также обеспечивающей минимальный прогиб сегмента. Тарельчатая опора опирается на сферическую поверхность опорного болта, ввернутого в приваренную к основанию подпятника гайку. Тем самым достигается принцип самоустанавливания сегментов в положение, наимыгоднейшее для образования масляной пленки между поверхностями трения. Верхняя часть болта изготавливается в виде отдельного вкладыша из высокопрочной стали. Регулировкой опорных болтов достигается равномерное распределение нагрузки между сегментами. Для облегчения образования масляной пленки центр сегмента сдвинут против вращения относительно опорного болта примерно на 1/10—1/20 ширины сегмента.

Наряду с описанной выше конструкцией подпятника на регулируемых винтовых опорах широкое применение находят подпятники на гидравлических опорах, в которых тарельчатые опоры сегментов установлены на сильфонах, заполненных маслом (рис. 15.14). Внутренние полости сильфонов соединены между собой, и давление масла в них одинаково, благодаря этому нагрузки на сегменты при неподвижном подпятнике практически одинаковы. При вращении выравнивание нагрузки между сегментами полностью не достигается, так как масло в системе не успевает перетекать при быстрых колебаниях нагрузки на сегменты.

При нагрузках 30 МН и более применяются двухрядный подпятник, в котором сегменты расположены в двух концентрических рядах, что позволяет уменьшить нагрузку на один опорный болт, размеры сегментов, а следовательно, и их деформации. Опоры двух смежных сегментов наружного и внутреннего рядов установлены на балансирах в виде призматического бруса, опирающегося на цилиндрическую опо-

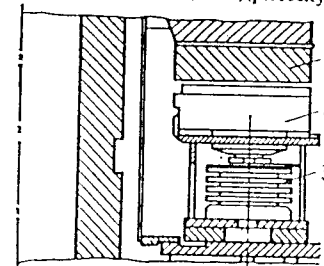


Рис. 15.14. Подпятник на гидравлической опоре:

1 — диск; 2 — сегмент; 3 — сильфон

ру, закрепленную в корпусе. Распределение нагрузки между рядами сегментов производится регулировкой опорных болтов наружного ряда.

Среднее давление на поверхность трения одного сегмента составляет обычно около 4 МПа, в высоконагруженных подпятниках оно достигает 6 МПа. Нагрузка на один опорный болт не превышает 1,5 МН. В подпятниках, сегменты которых имеют баббитовое покрытие, в первую очередь в подпятниках с тяжелыми пусковыми условиями и особенно с удельным давлением от веса вращающихся частей гидроагрегата более 2,2 МПа, предусматривается принудительная подача масла под давлением (до 10—12 МПа) на плоскость трения при пусках и остановках. Для осуществления такой подачи масла в сегментах подпятника предусматриваются отверстия, выходящие на поверхность трения. Подача масла производится через обратный клапан, чтобы после отключения насоса давление в масляном клине не падало.

Корпус подпятника крепят к днищу масляной ванны или к верхнему диску опорной крестовины. Для охлаждения и смазки подпятника применяют минеральное масло, заполняющее ванну подпятника. Циркулируя под воздействием вращающегося диска, масло охлаждает сегменты и диск и отдает выделяющуюся на поверхности трения теплоту трубчатому маслоохладителю, по которым протекает техническая вода. В маслоохладителе используются гладкие латунные и томпаковые трубки диаметром 17—19 мм; на 1 кВт потерь в подпятнике принимается 3,5—4,5 трубки. В тех случаях, когда разместить необходимое число трубок маслоохладителя в ванне не представляется возможным, а в технической воде содержатся абразивные частицы и агрессивные примеси, способные разрушить материал трубок, применяется выносная система охлаждения с принудительной циркуляцией масла.

Направляющие подшипники.

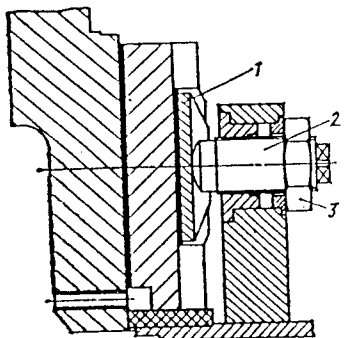


Рис. 15.15. Направляющий подшипник: 1 — сегмент; 2 — опорный болт; 3 — гайка

При нормальных условиях эксплуатации направляющие подшипники не воспринимают сколько-нибудь значительных нагрузок. Однако возможно аварийное состояние (двойное замыкание на корпус обмотки части полюсов ротора), при котором возникают одностороннее притяжение ротора к статору и значительные нагрузки на подшипник.

Направляющие подшипники в современных генераторах выполняются исключительно с самоустанавливающимися сегментами. Сегменты в радиальном направлении опираются на регулировочные опорные болты, винченные в отдельные втулки, которые запрессованы в корпус подшипника (рис. 15.15). Опора сегмента, так же как и в подпятнике, смещается от середины против вращения для облегчения поворота сегмента и образования масляного клина. Поверхность сегментов облицовывается баббитом марки Б16.

Шейка вала имеет в пределах подшипника форму колокола, под который входит внутренняя часть масляной ванны — выгородка.

Сегменты подшипника погружаются в масло на 1/3—1/2 своей высоты. Благодаря давлению, развиваемому в масляном клине между сегментом и шейкой, масло растекается по всей поверхности сегмента и обеспечивает смазку непогруженной части подшипника. Смазка производится также через радиальные отверстия в шейке, работающие как центробежный насос. Масло, циркулирующее в ванне, охлаждается встроенными в нее трубчатыми маслоохладителями. Сегменты всех подшипников изолируются.

#### 15.4. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

В подавляющем большинстве случаев генераторы выполняются с системой косвенного воздушного охлаждения. Воздух, охлаждаемый в воздухоохладителях, циркулирует по замкнутому циклу и утилизирует тепловые потери, охлаждая поверхности расточки и вентиляционных каналов сердечника статора, обмотки статора, полюсных башмаков и катушек обмотки возбуждения.

Давление воздуха, необходимое для преодоления аэродинамического сопротивления каналов в генераторе, воздухоохладителях и воздухоподводящих каналах вне генератора, создается вращающимся ротором и установленными на его торцах вентиляторами.

Принцип самовентиляции генератора осуществляется до тех пор, пока расход воздуха оказывается достаточным для охлаждения. При малых окружных скоростях вращения ротора может оказаться необходимым переход к принудительной вентиляции.

При наиболее распространенной схеме самовентиляции по замкнутому циклу на-

гретый в активных частях машины воздух выходит из вентиляционных каналов сердечника в полость корпуса статора, далее через воздухоохладитель направляется двумя отдельными потоками мимо торцов статора и вновь засасывается вентилярующим действием ротора.

Воздухоохладители, размещаемые вокруг генератора, присоединяются к корпусу статора непосредственно или через патрубки шириной около 400 мм. Последние способствуют выравниванию скоростей воздуха по поверхности охладителей. В боковых стенках патрубков предусматриваются двери, через которые можно попасть внутрь корпуса для осмотра как самих охладителей, так и креплений сердечника статора к корпусу.

В случае, если генератор работает с отбором горячего воздуха для обогрева машинного зала (допускается обычно отбор до 15 % суммарного расхода воздуха через генератор), необходимо обеспечить подачу соответствующего количества воздуха для компенсации отбора. Горячий воздух выводят из патрубков воздухоохладителей через специальные отверстия или из корпуса статора по специальным кожухам и затем через верхнее перекрытие генератора в машинный зал.

Воздухоохладители подключены обычно параллельно к концевым водопроводам с помощью патрубков с задвижками для возможности независимого отключения каждого из них при неисправностях.

Наибольшая скорость воздуха в каналах вне генератора не должна превышать 5 м/с, падение давления воздуха вне генератора и воздухоохладителей не должно превышать 0,1 кПа. Необходимый расход воздуха через генератор, м<sup>3</sup>/с, определяется по формуле

$$Q_{\text{в}} = \frac{\Delta P}{c_{\text{в}} \Delta \theta}, \quad (15.1)$$

где  $\Delta P$  — суммарные потери в генераторе, отводимые воздухом, кВт;  $c_{\text{в}}$  — удельная объемная теплоемкость воздуха:  $c_{\text{в}} = 1,1 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1})$ ;  $\Delta \theta$  — перегрев воздуха в генераторе, обычно принимается  $\Delta \theta = 25 \text{ °C}$ .

В настоящее время для крупных генераторов обычно применяют унифицированные секции воздухоохладителей, перегрев воды в которых составляет 2—3 °C. Имеется, как показывает зарубежный опыт, значительный резерв в повышении значения этого перегрева и, следовательно, в снижении расхода воды на охлаждение генераторов. В гидрогенераторах малой мощности иногда применяется разомкнутая система вентиляции.

Принудительное охлаждение находит применение прежде всего в гидрогенераторах очень большой мощности — до нескольких сот тысяч киловатт,

в крупных генераторах с высокой номинальной частотой вращения, в капсульных и некоторых обратимых двигателях-генераторах. Чаще всего используются жидкостные системы непосредственного охлаждения обмоток и сердечников. Применение этих систем, характеризующихся большой эффективностью и экономичностью, позволило повысить удельные электромагнитные и тепловые нагрузки машин и повысить их единичную мощность. При этом в гидрогенераторах в качестве охлаждающего агента используется вода.

Практически реализованы конструктивные схемы непосредственного водяного охлаждения всех основных элементов, в которых выделяются значительные потери, — обмоток статора и возбуждения, шинопроводов, сердечников статора и полюсов ротора, демпферной обмотки, нажимных гребенок статора. Решение о целесообразности перехода к системам непосредственного водяного охлаждения принимается при проектировании каждой новой мощной машины с учетом предъявляемых к ней технических требований и конкретных условий, степени усложнения конструкции машины и ее эксплуатации.

Во многих случаях осуществляются системы охлаждения смешанного типа, в которых для одних, наиболее напряженных в тепловом отношении элементов используется непосредственное водяное охлаждение, для других — воздушное. Примером могут служить крупнейшие гидрогенераторы Саяно-Шушенской и Красноярской ГЭС, в которых обмотки и шины обмотки статора охлаждаются непосредственно водой, обмотки возбуждения имеют форсированное воздушное охлаждение, причем форсирование охлаждения достигается выполнением поперечных каналов в витках катушек полюсов, а остальные элементы конструкции имеют традиционное косвенное воздушное охлаждение.

Внешняя система циркуляции дистиллята (рис. 15.16) включает водяные насосы, теплообменники, фильтры механической очистки, магнитные фильтры, ионообменный фильтр, водяной бак, а также контрольно-измерительные приборы, средства защиты и сигнализации. Все баки, трубопроводы, арматура и измерительные приборы замкнутой циркуляционной системы выполняются из некорродирующих материалов. Подача дистиллята в обмотку осуществляется двумя центробежными насосами с электродвигателями переменного тока, из которых один — рабочий, а другой — резервный. Для контроля за циркуляцией дистиллята устанавливаются расходомеры, работающие по схеме «два из трех» и имеющие обычно две установки: «на сигнал» — при снижении расхода до 80 % и «на останов» — до 50 % номинального значения расхода.

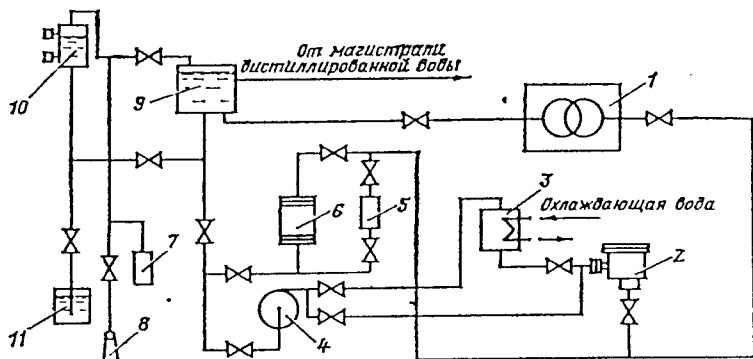


Рис. 15.16. Схема циркуляции дистиллята:

1 — статор генератора; 2 — фильтр механической очистки; 3 — теплообменник; 4 — циркуляционный насос; 5 — ионообменный фильтр U-образной формы; 6 — ионообменный фильтр; 7 — азотная установка; 8 — газоструйный эжектор; 9 — водяной бак; 10 — бакоч для введения реагента в дистиллят; 11 — емкость для введения реагента в бакоч

Из насоса дистиллят попадает в подынные теплообменники, где охлаждается до необходимой температуры, а затем в сетчатые фильтры механической очистки, магнитные фильтры, где очищается от случайных ферромагнитных частиц, а затем поступает в обмотку и далее в водяной бак и вновь к насосам. В водяном баке поддерживается небольшое избыточное давление азота для предотвращения попадания в дистиллят воздуха. Снижение до минимума содержания в дистилляте углекислого газа  $CO_2$  и кислорода  $O_2$  имеет особенно важное значение, так как именно этим в значительной мере определяется интенсивность протекающих в каналах проводников химических процессов. Поэтому в современных системах водяного охлаждения мощных гидрогенераторов применяются различные способы дегазации и декарбонизации дистиллятов.

В процессе эксплуатации периодически включается ионообменный фильтр, используемый для обессоливания воды и поддержания высокого удельного электрического сопротивления дистиллята. Минимально допустимое значение удельного электрического сопротивления дистиллята, по достижении которого подается предупреждающий сигнал, в соответствии с ГОСТ 5616—81 составляет 200 кОм·см. Включением ионообменного фильтра достигается увеличение удельного сопротивления дистиллята до 400—500 кОм·см и выше.

Обычно оговаривается, что дистиллят должен быть нейтральным по отношению ко всем материалам водяного тракта, в контакте с которыми находится. Это соответствует  $pH = 6,5 \pm 9,2$ . Содержание  $CO_2$  до 30 мкг/л,  $O_2$  до 50 мкг/л.

Надежность работы системы циркуляции дистиллята обеспечивается контрольно-измерительными устройствами, светозвуковой технологической сигнализацией и авто-

матикой. Автоматически контролируются работа насосов, уровень дистиллята и давление в баке, подача, давление и температура дистиллята на входе и выходе обмоток, температура всех параллельных по ходу воды ветвей в обмотке статора.

При нахождении гидрогенератора в резерве во избежание окисления внутренней поверхности полых проводников и образования на ней отложений циркуляция дистиллята не прекращается.

### 15.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ

Основные размеры и габариты гидрогенераторов зависят от размеров их активной части — диаметра расточки  $D_i$ , длины активной стали статора  $l_i$ , которые зависят от мощности и частоты вращения генератора. Методика определения  $D_i$  и  $l_i$  приведена в § 14.2. Кроме того, основные размеры изготовленных гидрогенераторов даны в § 15.8.

Согласно ГОСТ 5616—81 используется следующая структура условного обозначения типа гидрогенераторов:

Гидрогенератор	x x x	xxxx	—xx	xxxx
		xxx		
Вид (С — синхронный)				
Рабочее положение (В — вертикальное)				
Модификация (основное исполнение — без цифрового обозначения)				
Размеры сердечника статора: в числителе наружный диаметр, см; в знаменателе длина активной стали, см				
Число полюсов				
Климатическое исполнение по ГОСТ 15150-69				

Таким образом, основные размеры сердечника статора могут быть определены по условному обозначению гидрогенератора. Длина активной стали  $l_i$  может быть найдена также пресчетом, если известна  $l_i$  для другого гидрогенератора, выполненного при той же или близкой к частоте вращения:

при той же частоте вращения

$$l_{i2} \approx l_{i1} \frac{P_{s2}}{P_{s1}}; \quad (15.2)$$

при близкой частоте вращения

$$l_{i2} \approx l_{i1} \frac{P_{s2} n_1}{P_{s1} n_2}. \quad (15.2a)$$

где  $P_{s1}$ ,  $P_{s2}$  — мощность гидрогенераторов, кВт·А;  $n_1$ ,  $n_2$  — частота вращения, об/мин.

Диаметр корпуса статора  $D_k$ , м (см. рис. 14.7), приближенно можно определить по формуле

$$D_k = (1,12 + 1,15) D_a. \quad (15.3)$$

где  $D_a$  — наружный диаметр сердечника статора, м, известный по типу гидрогенератора.

В пространстве между корпусом статора и шахтой располагаются воздухоохладители с патрубками, ширина которых соответственно равна 0,35 и 0,3 м. Кроме того, необходимо обеспечить проход шириной 0,5—0,6 м для обслуживающего персонала.

Таким образом, диаметр шахты, м, статора гидрогенератора (при условии, если воздухоохладители снабжены патрубками, служащими для возможности доступа в статор без съема воздухоохладителей) равен:

$$D_{ш} = D_k + (2,3 + 2,5); \quad (15.4)$$

если патрубки не предусматриваются, то

$$D_{ш} = D_k + (1,7 + 1,9). \quad (15.5)$$

Внутренний диаметр масляной ванны подпятника, м, определяется диаметром фланца турбины  $D_\phi$  (для гидрогенераторов зонтичного исполнения) или диаметром вала гидрогенератора  $D_s$  (для всех других типов):

$$D_{вн} = D_\phi + 0,1, \quad (15.6)$$

или

$$D_{вн} = D_s + 0,1.$$

В машинах с достаточно низкими частотами вращения в ряде случаев оказывается необходимым увеличивать внутренний диаметр по сегментам подпятника для достижения приемлемого значения средней толщины масляной пленки на плоскости трения ( $h_f = 40$  мкм для сегментов с баббитовым покрытием и 30 мкм для сегмента с ЭМП покрытием).

Наружный диаметр по сегментам подпятников, м, ориентиро-

вочно равен:

$$D_n \approx \sqrt{D_{вн}^2 + 1,6 \cdot 10^2 (P_{oc}/p)}, \quad (15.7)$$

где  $P_{oc}$  — суммарная осевая нагрузка на подпятник, МН;  $p$  — удельное давление на плоскость трения, кПа.

Для сегментов с баббитовым покрытием  $2,5 \leq p \leq 4,5$  МПа, в среднем обычно принимается  $p = 4$  МПа. Для сегментов с ЭМП покрытием удельное давление в среднем может быть повышено до 6,5 МПа.

Диаметры масляной ванны внутренний (диаметр выгородки)  $D_{выг}$  и наружный  $D_{м.в}$ , м, могут быть ориентировочно определены следующим образом:

$$D_{выг} = D_\phi + 0,05, \quad (15.8)$$

или

$$D_{выг} = D_v + 0,05; \quad (15.9)$$

$$D_{м.в} = D_n + 1,1 \text{ при } P_{oc} \leq 12 \text{ МН;}$$

$$D_{м.в} = D_n + 1,7 \text{ при } P_{oc} > 12 \text{ МН.}$$

Увеличение диаметра масляной ванны высоконагруженных подпятников объясняется необходимостью перехода к использованию маслоохладителей больших размеров.

Объем масла в ванне подпятника, м<sup>3</sup>, равен:

$$V = 0,68 (D_{м.в}^2 - D_{выг}^2). \quad (15.10)$$

Масса подпятника, т,

$$m_{пп} = 3,8 (D_{м.в}^2 - D_{выг}^2). \quad (15.11)$$

Приближенные формулы для определения размеров ротора приведены в § 14.3.

Масса ротора, т, может быть ориентировочно принята равной:

$$m_p = (0,5 \pm 0,05) m, \quad (15.12)$$

где  $m$  — общая масса генератора, т.

Параметры тормозной системы определяются по заданным параметрам генератора и гидроагрегата в целом.

Усилие, которое может развивать один тормоз, МН, равно:

$$F_T = \frac{\pi d^2}{4} p_T, \quad (15.13)$$

где  $d$  — диаметр поршня, м (в стандартных тормозах  $d = 0,22$  м);  $p_T$  — давление воздуха в системе, МПа.

Число тормозов, необходимое для торможения (при коэффициенте трения 0,3),

$$k = \frac{10^{-5}}{F_T q D_T} \left( \frac{J n_T}{842 I_T} + \frac{65 P_s}{n_n} \right), \quad (15.14)$$

где  $D_T$  — средний диаметр расположения тормозов, м;  $J$  — динамический момент инерции гидроагрегата, кг·м<sup>2</sup>;  $n_n$ ,  $n_T$  — номинальная и начальная частота вращения

Таблица 15.1. Основные параметры

Тип воздухоохладителя	Тепловой поток, кВт	Расход воздуха, м³/с	Расход воды, м³/с	Температура	
				охлаждающего воздуха, °С	охлаждающей воды, °С
BO76/1010-58	52—76	1,5—4	10,5—28,8	30 35	40 45
BO115/1510-50	78—115	2,2—6,2	15,7—43,1	30 35	40 45
BO158/1510-60	108—158	3,4—8,5	21,5—50,3	30 35	40 45
BO194/2510-61	133—194	4,0—10,2	31,3—86	30 35	40 45
BO267/2510-62	184—267	5,4—13,8	43,1—118,8	30 35	40 45
BO165/2200-68	109—165	3,5—8,8	15,7—43,1	30 35	40 45
BO204/2010-70	139—204	5,0—12,6	32—60	30 35	40 45
BO-146/1510-71	146	5	70	30 35	40 45
BO-240/2600-55	240	12	62	30 35	40 45
BO-188/2200-56	188	7,5	44	30 35	40 45
BO-125/1600-81	125	5,6	44	30 35	40 45

Примечание. В знаменателе указаны параметры для более высоких значений температуры

при торможении, об/мин;  $t_t$  — время торможения, мин;  $P_s$  — полная мощность генератора, кВт·А.

Давление масла  $p_m$ , МПа, необходимое для подъема вращающихся частей гидроагрегата общей массой  $m_{ар}$ , кг, при выбранном числе тормозов  $k$

$$p_m = \frac{4 \cdot 10^{-5} m_{ар}}{\pi k d^2} \quad (15.15)$$

Желательно, чтобы  $p_m$  не превышало 12 МПа. Если это требование не удовлетворяется, следует увеличить число тормозов  $k$ .

В ряде случаев при торможении из-за сильного трения наблюдается нагревание тормозных сегментов и повышенный износ колодок.

Момент сил трения при торможении, МН·м,

$$M_t = 0,15 F_t k D_t \quad (15.16)$$

Время торможения гидроагрегата, с,

$$t_t = 0,105 \frac{J_{пт}}{(M_t - M_{пр}) \cdot 10^3} \quad (15.17)$$

где  $M_{пр}$  — момент от протечки воды при открытом направляющем аппарате, равный:

$$M_{пр} = 0,01 M_{ном} = 0,975 \cdot 10^{-4} P_s \quad (15.18)$$

Момент сил трения за время торможения, МН·м,

$$M_{тр.т} = 0,0525 M_t t_t \quad (15.19)$$

При среднем диаметре тормозного кольца  $D_t$  и его ширине  $b$ , м, удельный момент сил трения, МН/м,

$$M_{тр.т}^A = M_{тр.т} / \pi D_t b \quad (15.20)$$

В изготовленных гидрогенераторах удельный момент сил трения при торможении находится в пределах 4—12 МН/м. В тех случаях, когда это значение приближается к максимальному пределу или превосходит его, желательно начинать торможение с меньшей частоты вращения.

В системе пожаротушения давление воды  $p$ , которое необходимо иметь в точках подвода к кольцевым трубам, принимают в пределах 0,3—1 МПа. По выбранному давлению можно определить расход воды, л/с, через одно сопло:

$$q = 95 \cdot 10^{-3} \sqrt{p} \quad (15.21)$$

унифицированных воздухоохладителей

Аэродинамическое сопротивление, 10 Па	Гидравлическое сопротивление, 10³ Па	Наибольшее рабочее давление, 10³ Па	Масса, кг
8,3—41,5	0,21—0,812	3	450
14,5—8,3			
7,6—44,9	0,24—0,77	3	561
12,8—90			
9,0—45,4	0,24—0,77	3	721
17,0—91			
9,0—44,2	0,34—0,89	3	727
16,5—87			
9,0—43,5	0,34—0,89	3	934
18,5—87			
10,0—57	0,38—1,36	3	630
16,5—87			
11,5—55,5	0,42—0,96	3	787
21—114			
21	0,31	3	654
33,5			
21	2,3	3	1125
47,8			
18,4	1,3	3	1055
26,3			
20	1,2	2	810
28			

охлаждающих воздуха и воды.

Обычно на 1 м длины кольцевой трубы приходится 10—12 сопл.

За рубежом тушение пожара в гидрогенераторах, как правило, производится углекислым газом. При этом исключается опасность увлажнения изоляции и других частей машины и создаются условия для автоматизации системы пожаротушения, но возникает необходимость в герметизации корпуса и перекрытий всего гидрогенератора, что крайне затруднительно для крупных гидроагрегатов и не удовлетворяет требованиям техники безопасности.

В последнее время некоторые фирмы отказываются от устройства системы пожаротушения благодаря внедрению усовершенствованных релейных защит и применению изоляционных материалов с повышенной стойкостью к пожару.

### 15.6. РАСЧЕТ РАСХОДА ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Для охлаждения нагретого воздуха в гидрогенераторах с замкнутым циклом вентиляции используются водовоздушные воз-

духоохладители, выбираемые обычно из унифицированного ряда (табл. 15.1). В отдельных случаях при необходимости разрабатываются новые типы воздухоохладителей. Тип воздухоохладителя обозначается следующим образом: например, BO104/2510-61-Н-УХЛ4, где BO — воздухоохладитель, в числителе дроби — тепловой поток (максимальный) в кВт, в знаменателе — расстояние между трубными стенками воздухоохладителя в мм, далее условный индекс разработки, условный индекс исполнения воздухоохладителя в зависимости от рода охлаждающей воды (Н для пресной воды и М для минерализованной и морской), УХЛ4 — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150—69.

В табл. 15.1 приведены параметры воздухоохладителей для условно принятого номинального режима работы, при котором скорость воды 2 м/с (может изменяться от 0,8 до 3 м/с), скорость воздуха может изменяться от 2 до 7 м/с, разность между температурами нагретой и входящей воды 3 °С (изменяется от 2 до 5 °С), разность между температурами нагретого и охлажденного воздуха 23 °С (может изменяться от 18 до 45 °С), разность между температурами охлаждающего воздуха и холодной воды 10 °С (по требованию заказчика может быть снижена до 7 °С, для районов с холодным климатом, где температура воды не превышает 20 °С, может быть повышена до 15 °С, при этом тепловой поток увеличивается в 1,25 раза).

Расход технической воды через воздухоохладителя, м³/ч,

$$Q = 0,86 \Delta P / \Delta \theta \quad (15.22)$$

где  $\Delta P$  — сумма потерь в гидрогенераторе за вычетом потерь в подпятнике, подшипниках и системе возбуждения, кВт;  $\Delta \theta$  — перегрев воды, °С.

Предварительно расход технической воды через воздухоохладителя, м³/ч, может быть определен по следующему приближенному выражению:

$$Q = k P_s \frac{100 - \eta_{ген}}{2,5} \quad (15.23)$$

где  $P_s$  — полная мощность, кВт·А;  $\eta_{ген}$  — КПД гидрогенератора;  $k$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от климатических условий и резервов по охлаждению, которые предусматриваются проектом, обычно  $k = (3,5 \div 6) \cdot 10^{-2}$ , для районов с особенно низкой температурой охлаждающей воды  $k = (2,3 \div 2,5) \cdot 10^{-2}$ .

Расходы охлаждающей воды через маслоохладители подпятника и подшипников могут быть предварительно, до разработки конструкций, найдены по (15.22), если в числителе подставить потери в подпятнике, а в знаменатель — перегрев воды, который в маслоохладителях составляет обычно 1—2 °С.





Таблица 15.2. Основные данные гидрогенераторов зонтного исполнения

Тип	$P_{э}$ , МВ·А	$P_{н}$ , МВт	$U_{н}$ , кВ	$I_{н}$ , А	cos $\Phi_{ном}$	$\eta_{н}$ , об/мин	$\eta_{г}$ , об/мин	$I_{э}$ , А	$U_{э}$ , В	$\eta_{ген}$ , %	Диаметр расточки, мм	Масса			Нагрузка на пяту, АН
												общая, т	статор- ра, т	ротор- ра, т	
СВФ $\frac{1285}{275}$ -42У4	711	640	15,75	26 100	0,9	280	142,8	3500	530	98,3	11 850	1790	530,5	912	32,5
СВФ $\frac{1690}{175}$ -64	590	500	15,75	21 600	0,85	180	93,8	3770	606	97,9	16 100	1650	400	884	26
ВГС $\frac{1190}{215}$ -48	282,5	240	15,75	10 360	0,85	230	125	1555	379	98,4	11 000	1212	380	620	16,45
СВ $\frac{1130}{220}$ -44ХЛ4	253	215	15,75	9280	0,85	300	136,4	2060	260	98,3	10 400	1295	358	644	32,0
СВ $\frac{1260}{235}$ -60Т	206	175	15,75	7560	0,85	210	100	1400	388	98,1	11 900	1350	354	710	21
СВ $\frac{1490}{220}$ -96ТВ4	194,5	175	13,8	8150	0,9	180	75	1620	555	98,05	14 190	1470	375	723	33,5
СВ $\frac{1500}{175}$ -84	190	171	15,75	6960	0,9	180	71,5	1720	374	98,2	14 190	1295	330,7	609,5	35
СВ $\frac{1420}{190}$ -80ТВ4	150	135	13,8	6280	0,9	225	75	1500	325	98,3	13 500	1230	342	620	26,2
СВ $\frac{1500}{200}$ -88	133,33	120	13,8	5580	0,9	140	68,2	1900	400	97,77	14 300	1410	356,5	767	34
СВ $\frac{1470}{149}$ -104УХЛ4	91,8	78	13,8	3840	0,85	119	57,7	1185	345	97,9	14 120	925	248,5	470	20,6

Продолжение табл. 15.2

Тип	Индуктивное сопротивление, отн. ед.				Активное сопротивление при 75 °С, отн. ед.			Постоянная времени, с		$\tau_{д}$	Диаметр шхты по окружности генератора, м	Диаметр шхты под генератором, м	Диаметр шхты вокруг генератора, м	Высота корпуса статора, м	Полная высота генератора, м		
	$x_l$	$x_d$	$x'_d$	$x''_d$	$x_q$	$x''_q$	$r_l$	$r_t$	$T_{до}$							$T''_d$	
СВФ $\frac{1285}{275}$ -42У4	0,184	1,58	0,43	0,3	0,07	0,31	0,0034	0,00066	8,21	0,143	102	14,8	17,5	9,6	0,125	3,7	8,045
СВФ $\frac{1690}{175}$ -64	0,202	1,57	0,41	0,3	0,96	0,32	0,0054	0,00096	5,37	0,091	186	19,1	22	11,4	1,3	3,45	8,35
ВГС $\frac{1190}{215}$ -48	0,173	1,22	0,38	0,25	0,78	0,25	0,0024	0,00030	10,54	0,07	55	13,6	15,7	8,45	-0,82	4,74	6,94
СВ $\frac{1130}{220}$ -44ХЛ4	0,137	1,05	0,32	0,21	0,6	0,21	0,0024	0,00038	9,6	0,065	45	11,4	16	9,2	0	3,81	7,92
СВ $\frac{1260}{235}$ -60Т	0,143	1,01	0,33	0,22	0,67	0,23	0,0023	0,00043	8,2	0,08	73	14,5	17,3	8,8	0,98	3,95	8,76
СВ $\frac{1490}{220}$ -96ТВ4	0,152	0,61	0,31	0,23	0,53	0,24	0,003	0,00039	5,56	0,048	100	16,9	19,8	12,5	0,63	3,57	8,35
СВ $\frac{1500}{175}$ -84	0,174	1,09	0,37	0,26	0,73	0,27	0,0036	0,00058	6,45	0,062	82	16,9	19,8	12,5	0	3,25	8,15
СВ $\frac{1420}{190}$ -80ТВ4	0,131	0,85	0,28	0,2	0,56	0,2	0,003	0,00039	7,45	0,048	75	16,1	18,5	12,1	-0,605	3,825	6,14
СВ $\frac{1500}{200}$ -88	0,093	0,54	0,2	0,15	0,36	0,16	0,0037	0,00036	5,27	0,049	100	17,1	20	12,2	2,76	3,4	11,02
СВ $\frac{1470}{149}$ -104УХЛ4	0,143	0,72	0,29	0,24	0,51	0,29	0,0047	0,00046	5,3	0,06	62	16,5	19	13,8	0,14	2,85	7,42

Таблица 15.3. Основные данные гидрогенераторов подлесного исполнения

Тип	$P_{с. МВ.А}$	$P_{н. МВт}$	$U_{н. кВ}$	$I_{н. А}$	$\cos \varphi_{ном}$	$n_{г. об/мин}$	$n_{у. об/мин}$	$I_{сиг. А}$	$U_{сиг. В}$	$\eta_{ген. \%}$	Диаметр расточки, мм	Масса, т			Нагрузка на пяту, МН
												обман	статора	ротора	
СВ 710/235 -20УХЛ4	203,5	173	13,8	8515	0,85	300	540	1750	205	98	5900	770	276,1	410	4,8
СВ 800/230 -32УХЛ4	144,44	130	10,5	7940	0,9	187,5	330	1600	260	98,1	7200	700	209,2	435	10,5
СВ 627/230 -20Т	127,7	115	11	6700	0,9	300	580	1500	163	98	5300	600	193	309	7,1
СВ 460/210 -12	107	85,5	13,8	4480	0,8	500	835	1075	176	97,6	3600	424	146,6	182,55	4,6
СВ 430/210 -14	68,75	55	10,5	3785	0,8	428,6	700	930	175	97,5	3500	272	90,13	168	4,35
СВ 505/190 -16Т	66,7	60	11	3510	0,9	375	620	875	172	97,49	4200	425	125,4	221,4	5,0
СВ 375/195 -12	65,5	52,4	10,5	3605	0,8	500	910	947	160	97,41	3000	283	83,35	133,5	1,8
СВ 735/115 -30	63	50,5	10,5	3470	0,8	200	350	915	200	97,7	6600	410	116,2	172	4,5
СВ 425/110 -16У4	31,25	25	10,5	1720	0,8	375	775	786	115	96,67	3500	230	64,3	110	2,2
СВ 663/100 -40УХЛ4	31,18	26,5	10,5	1715	0,85	150	290	945	150	97,4	6050	310	78,315	127,85	5,33

Продолжение табл. 15.3

Тип	Индуктивное сопротивление, отн. ед.				Активное сопротивление, отн. ед.				Постоянная времени, с		$\eta_{Д. Т.М}$	Диаметр корпуса статора, мм	Диаметр шхты вокруг статора, мм	Диаметр шхты под генератором, мм	Высота генератора от опорной поверхности статора до фляки, мм	Высота корпуса статора, мм	Полная высота генератора, м
	$x_l$	$x_d$	$x'_d$	$x''_d$	$x_q$	$x''_q$	$r_l$	$r_f$	$T_{do}$	$T''_d$							
СВ 710/235 -20УХЛ4	0,109	1,05	0,29	0,18	0,69	0,19	0,00024	0,00021	15,61	0,093	7000	8,7	11,5	8,1	-0,2	3,95	8,085
СВ 800/230 -32УХЛ4	0,143	1,16	0,35	0,22	0,78	0,23	0,00054	0,00022	7,57	0,043	14 000	9,2	11,54	5,8	2,36	3,05	10
СВ 627/230 -20Т	0,007	0,86	0,23	0,15	0,54	0,16	0,00033	0,00305	9,0	0,074	4500	7,5	10	4,75	1,777	3,75	11,9
СВ 460/210 -12	0,117	1,14	0,28	0,18	0,82	0,18	0,0004	0,002	12,0	0,059	910	6,1	8,5	3,8	2,28	2,28	10,98
СВ 430/210 -14	0,111	1,14	0,28	0,19	0,69	0,2	0,00038	0,0021	10,15	0,054	750	5,5	8	2,9	2,25	2,92	10,45
СВ 505/190 -16Т	0,084	0,88	0,22	0,13	0,54	0,14	0,00037	0,00185	8,2	0,048	1520	6,862	8,8	4,1	2,865	2,74	11,515
СВ 375/195 -12	0,096	1,29	0,28	0,16	0,77	0,16	0,00047	0,0028	9,58	0,055	400	5,2	7,8	3,5	2,155	3,51	10,6
СВ 735/115 -30	0,118	1,06	0,27	0,18	0,65	0,18	0,00043	0,0036	8,27	0,044	4500	8,5	10,5	5	1,425	2,6	6,4
СВ 425/110 -16У4	0,119	1,22	0,28	0,2	0,73	0,23	0,00048	0,0030	8,55	0,052	550	5,15	6,4	3,3	1,6	2,04	7,25
СВ 663/100 -40УХЛ4	0,168	1,17	0,34	0,25	0,75	0,27	0,00075	0,0059	6,17	0,038	3080	7,78	9,6	6	1,025	1,025	7,786

станционные распорки, образующие вентиляционные каналы.

Обмотка статора — стержневая, двухслойная волнового типа, с шестью параллельными ветвями в фазе. Изоляция обмотки выполнена на термоактивных связующих.

Ротор гидрогенератора безвалый — центральная часть ротора непосредственно соединяется с помощью фланцев с валом турбины и с надставкой вала, на которой размещены две пары контактных колец и регуляторный генератор. К центральной части ротора крепятся спицы, на которых набирается обод из штампованных сегментов, выполненных из высокопрочной листовой стали и стянутых шпильками. Полусы ротора шихтованные, крепятся к ободу с помощью двух Т-образных расклиненных хвостов.

Катушки обмотки возбуждения сварные, их витки образованы из двух различных медных полос — обычного прямоугольного и периодического профилей, между которыми организованы поперечные каналы для прохода охлаждающего воздуха.

Верхняя крестовина выполнена с цельносварной центральной частью и отъемными лапами. В центральную часть крестовины встроены направляющий подшипник с маслоохладителями. Подшипник сегментный, в радиальном направлении сегменты опираются на сферическую поверхность винтовых регулируемых опор.

Двухрядный подпятник рассчитан на восприятие нагрузки 32,5 МН, имеет 40 самоустанавливающихся сегментов с балансирами в связи смежных сегментов внутреннего и наружного рядов. Подпятник расположен в масляной ванне, охлаждается встроенными трубчатыми маслоохладителями, снабжен устройством для принудительной подачи масла под давлением на плоскости трения сегментов, которое автоматически включается при пуске и остановке гидроагрегата.

Для охлаждения активных частей гидрогенератора применены непосредственное водяное охлаждение обмотки статора диэлектриком, циркулирующим по замкнутому контуру, и система самовентиляции с использованием ротора в качестве напорного элемента и охлаждением воздуха в воздухоохладителях, расположенных на корпусе статора. Внешняя система циркуляции диэлектрика включает насосы, теплообменники, фильтры механической, магнитной и химической очистки, емкости, средства контроля, защиты и автоматики.

Для торможения ротора при остановке и подъеме его при ремонтных работах гидрогенератор снабжен 40 тормозами-домкратами, установленными на тумбах фундамента.

Система возбуждения гидрогенератора независимая, тиристорная. На одном валу с гидрогенератором расположен вспомога-

тельный генератор, питающий через тиристорный преобразователь обмотку ротора главного генератора. Обмотка статора вспомогательного генератора выполнена с отпайками для питания двух выпрямительных мостов — рабочего и форсировочного. Два гидрогенератора Саяно-Шушенской ГЭС имеют систему параллельного самовозбуждения.

В качестве регуляторного генератора применен синхронный генератор трехфазного тока с возбуждением от постоянных магнитов. Он предназначен для питания электродинамического регулятора частоты вращения гидроагрегата и электрического реле оборотов.

Примером современного исполнения гидрогенераторов средней мощности являются генераторы ГЭС Сальто Гранде (Аргентина — Уругвай) мощностью 135 МВт, напряжением 13,8 кВ, с частотой вращения 75 об/мин (рис. 15.18).

Конструктивное исполнение гидрогенератора зонтичное с расположением подпятника на конической подставке, установленной на крышке турбины, с одним направляющим подшипником в центральной части верхней крестовины. Статор гидрогенератора выполнен из шести частей (для удобства транспортирования). Сердечник статора набирается из штампованных сегментов холоднокатаной электротехнической стали, покрытых с обеих сторон изоляционным лаком. Обмотка статора стержневая, волновая, двухслойная. Корпусная изоляция стержней обмотки и перемычек имеет класс нагревостойкости В. Ротор гидрогенератора состоит из сварного остова со спицами, обода, набираемого из штампованных сегментов, полюсов с обмоткой возбуждения и демпферной обмоткой токоподвода от обмотки возбуждения до контактных колец и вала-надставки с втулкой направляющего подшипника. К нижнему фланцу остова ротора присоединяется вал турбины.

Верхняя крестовина выполнена с цельносварной центральной частью и отъемными лапами. В центральную часть крестовины встроены направляющий подшипник с маслоохладителями. Подшипник сегментный; в радиальном направлении сегменты опираются на сферическую поверхность винтовых регулируемых опор.

Двухрядный подпятник рассчитан на нагрузку 26,2 МН, имеет 18 пар самоустанавливающихся опорных сегментов, расположенных двумя концентрическими кольцами. В радиальном направлении сегменты через эластичные тарельчатые опоры и регулируемые опорные болты попарно связаны балансирами. Балансиры опираются на цилиндрическую поверхность своих опор. Сегменты подпятника и подшипника облицованы баббитом.

Подпятник расположен в масляной ванне, охлаждается встроенными трубчатыми маслоохладителями, снабжен устройством

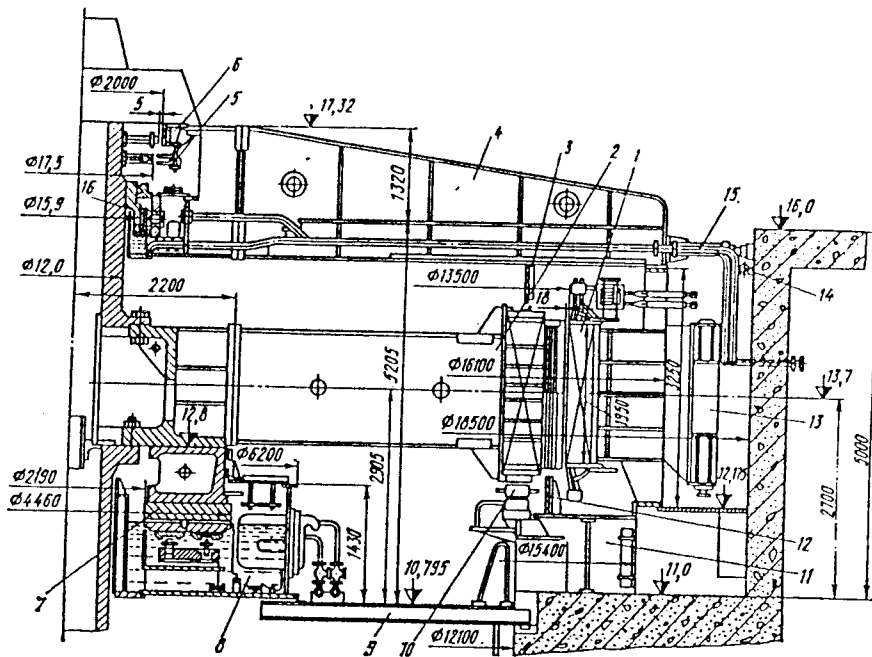


Рис. 15.18. Гидрогенератор ГЭС Сальто Гранде:

1 — сердечник статора; 2 — остов ротора; 3, 12 — воздуходелительные щиты; 4 — верхняя крестовина; 5 — контактные кольца; 6 — регуляторный генератор; 7 — подпятник; 8 — масляная ванна; 9 — опора подпятника; 10 — тормоз; 11 — опора корпуса статора; 13 — воздухоохладитель; 14 — система пожаротушения; 15 — трубы охлаждения направляющего подшипника; 16 — направляющий подшипник

для подачи масла под высоким давлением на плоскости трения сегмента, которое автоматически включается при пуске и остановке гидроагрегата.

Для охлаждения активных частей гидрогенератора применена замкнутая система вентиляции с охлаждением воздуха в воздухоохладителях, расположенных на корпусе статора. Для торможения ротора при остановке и подъеме его при ремонтах гидрогенератор снабжен 36 тормозами-домкратами, установленными на тумбах фундамента.

Температурный контроль осуществляется с помощью термометров сопротивления и термосигнализаторов, установленных в статоре, подпятнике, подшипнике и их масляных ваннах, в зонах горячего и холодного воздуха.

Регуляторный генератор синхронный трехфазного тока с возбуждением от постоянных магнитов предназначен для питания электрогидравлического регулятора скорости вращения гидроагрегата.

Возбуждение гидрогенератора выполняется по схеме тиристорного самовозбуждения с питанием тиристорного преобразователя от шин статора через выпрямительный трансформатор.

Примером современного гидрогенератора подвешенного исполнения (рис. 15.19) являются генераторы Верхне-Териберской ГЭС (130 МВт, 10,5 кВ, 187,5 об/мин).

Подпятник гидрогенератора расположен на верхней крестовине, два направляющих подшипника — в центральных частях верхней и нижней крестовины. Статор гидрогенератора выполнен из четырех секторов для удобства транспортировки.

Сердечник статора набран из сегментов, отштампованных из холоднокатаной электротехнической стали, покрытых с обеих сторон изоляционным лаком. Обмотка статора стержневая, волновая, двухслойная. Корпусная изоляция стержней обмотки и перемычек выполнена из материала типа «слюдотерм», по нагревостойкости относится к классу F.

Ротор гидрогенератора состоит из сварного с отъемными спицами остова, насаженного на вал, обода, набираемого из штампованных сегментов, полюсов с обмоткой возбуждения и демпферной обмоткой, токоподвода от обмотки возбуждения до контактных колец.

На гидрогенераторе осуществлена конструкция разъемного ротора, позволяющая производить демонтаж остова ротора при

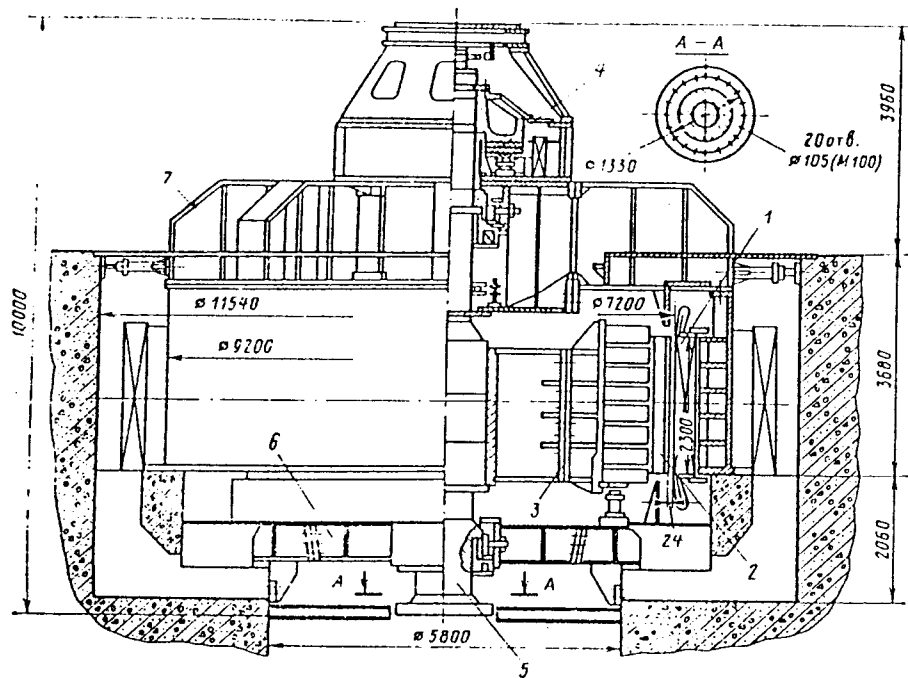


Рис. 15.19. Гидрогенератор Верхне-Териберской ГЭС:

1 — сердечник статора; 2 — полюсы ротора; 3 — остова ротора; 4 — подпятник; 5 — вал ротора; 6 — нижняя крестовина; 7 — верхняя крестовина

остающемся на тормозах-домкратах ободе ротора с полюсами.

Верхняя и нижняя крестовины лучевого типа с цельносварной центральной частью и отъемными лапами. В центральной части крестовины размещены направляющие подшипники с масляными ваннами и маслоохладителями. Подшипники сегментные, в радиальном направлении сегменты опираются на сферическую поверхность винтовых регулируемых опор.

Подпятник рассчитан на нагрузку 10,5 МН с самоустанавливающимися сегментами на винтовых регулируемых опорах, с регулируемым эксцентриситетом. Сегменты подпятника и подшипников имеют баббитовое покрытие.

Подпятник расположен в масляной ванне, охлаждается встроенными трубчатыми маслоохладителями, снабжен устройством для принудительной подачи масла под высоким давлением на плоскости трения сегментов, которое автоматически включается при пуске и остановке гидроагрегата.

Для охлаждения активных частей гидрогенератора применена замкнутая система вентиляции с охлаждением воздуха в воздухоохладителях, расположенных на корпусе статора.

Для торможения ротора при остановке и подъеме его при ремонтных работах гидрогенератор снабжен тормозами-домкратами, установленными на лапах нижней крестовины.

Гидрогенератор оснащен системами водо- и маслоснабжения, пожаротушения, теплового контроля, защиты подпятника и подшипников.

Регуляторный генератор синхронный трехфазного тока с возбуждением от постоянных магнитов предназначен для питания электрогидравлического регулятора частоты вращения гидроагрегата. Система возбуждения гидрогенератора тиристорная по схеме самовозбуждения.

Гидрогенератор ГЭС Пурнари (Греция) мощностью 100 МВт, напряжением 15,75 кВ, с частотой вращения 150 об/мин зонтичного исполнения с расположением подпятника на нижней грузонесущей крестовине с двумя направляющими подшипниками (рис. 15.20). Для удобства транспортирования статор генератора выполнен из четырех частей. Сердечник статора набран из штампованных сегментов холоднокатаной электротехнической стали, покрытых лаком. Обмотка статора стержневая, волновая, двухслойная. Корпусная изоляция обмотки статора выполнена из материалов на термо-

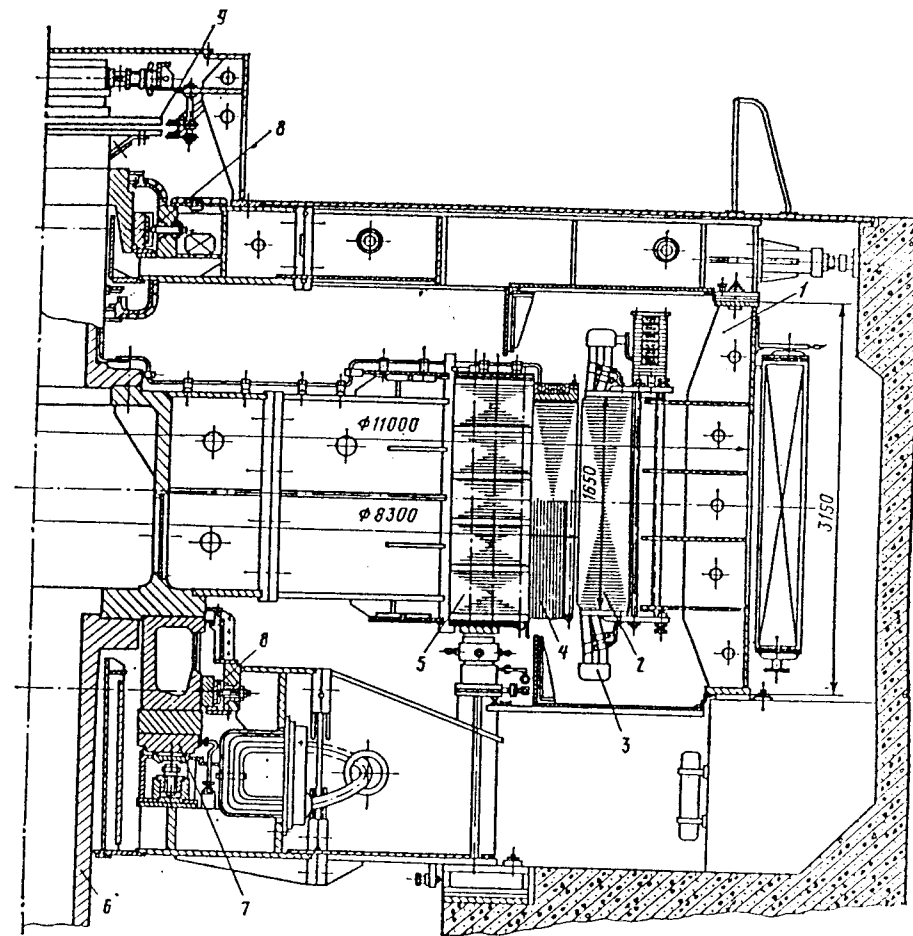


Рис. 15.20. Гидрогенератор ГЭС Пурнари:

1 — корпус статора; 2 — сердечник статора; 3 — обмотка статора; 4 — полюсы ротора; 5 — обода ротора; 6 — вал; 7 — подпятник; 8 — направляющие подшипники; 9 — контактные кольца

реактивных связующих класса нагревостойкости изоляции F.

Ротор гидрогенератора состоит из сварного остова с отъемными спицами обода, набираемого из штампованных сегментов, полюсов с обмоткой, токопровода (от обмотки возбуждения до контактных колец) и вала-надставки с втулкой верхнего направляющего подшипника. К нижнему фланцу остова ротора присоединяется вал турбины.

Верхняя и нижняя крестовины выполнены с цельноковаными центральными частями и отъемными лапами. В центральную часть нижней крестовины встроены подпятник, направляющий подшипник и маслоохладители.

Подпятник рассчитан на нагрузку 9 МН, имеет 16 самоустанавливающихся сегментов, которые опираются через эластичные тарельчатые опоры на регулируемые болты, установленные в корпусе подпятника. Сегменты подпятника и подшипников имеют баббитовое покрытие. Во время пусков и остановок гидроагрегата на плоскость трения принудительно подается масло под давлением.

Гидрогенератор имеет воздушную замкнутую систему вентиляции, воздух охлаждается в воздухоохладителях, расположенных на корпусе статора.

Торможение гидроагрегата производится с помощью механических тормозов, установленных на лапах нижней крестовины;

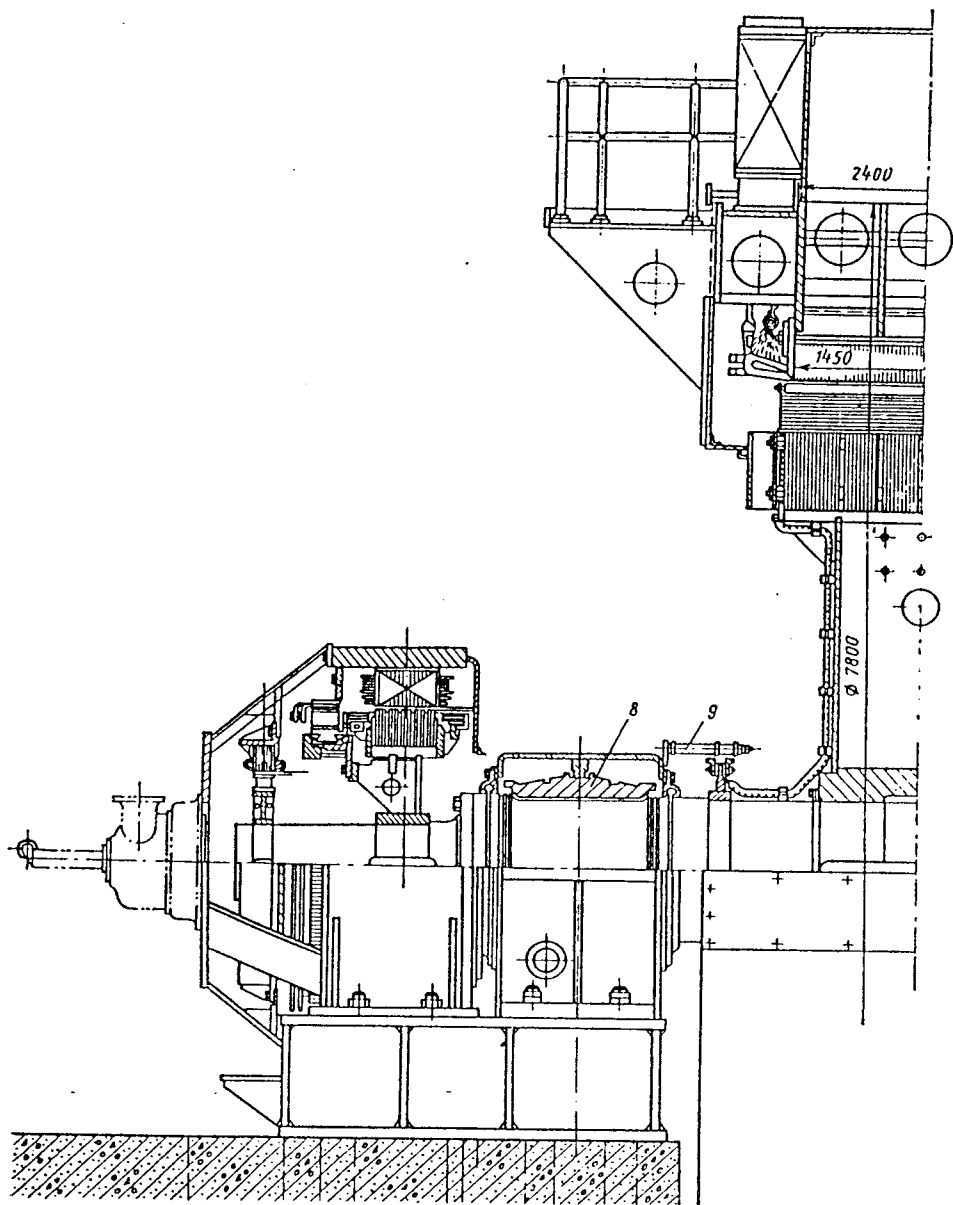
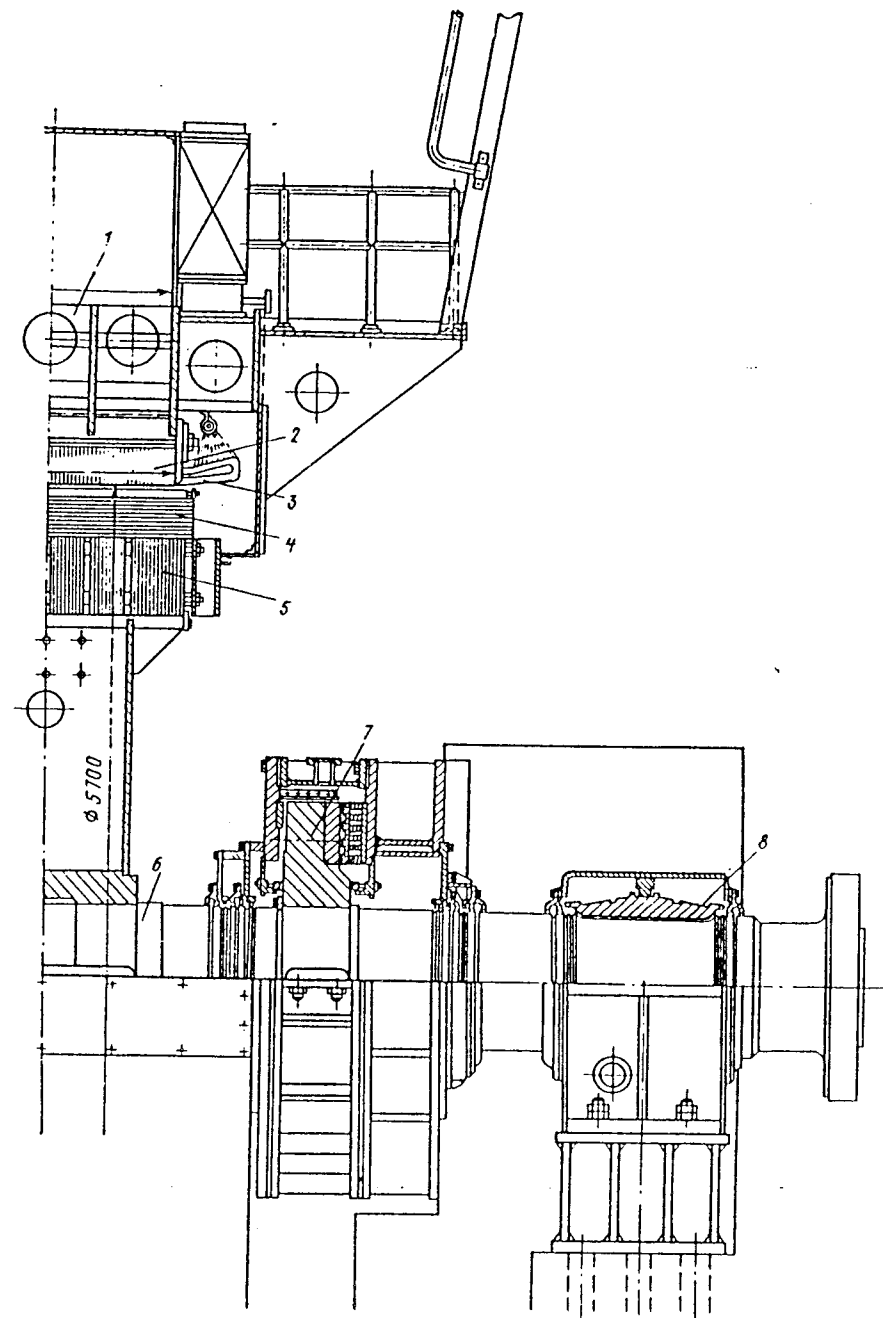


Рис. 15.21. Гидрогенератор  
 1—корпус статора; 2—сердечник статора; 3—обмотка статора; 4—полюсы ротора;



Камской ГЭС:  
 5—обод ротора; 6—вал генератора; 7—подпятник; 8—подшипники; 9—контактные кольца

тормоза используются также для подъема ротора при ремонтных работах.

Генератор снабжен системой температурного контроля, осуществляемого с помощью термометров сопротивления. В статоре, подпятнике, подшипниках, масляных ваннах, в зонах горячего и холодного воздуха установлены термосигнализаторы.

**Горизонтальный гидросгенератор Калской ГЭС (21 МВт, 10,5 кВ, 125 об/мин)** выполнен с опорой на двух генераторных подшипниках, между генератором и турбиной установлен также упорный подпятник (рис. 15.21).

Корпус статора сварной из листовой стали; по условиям транспортировки статор разделен на части, скрепленные стяжными шпильками через стыковые плиты.

Сердечник статора из сегментов высоколегированной стали набран на клинья в виде отдельных пакетов, между которыми образованы воздушные каналы для прохода охлаждающего воздуха.

Обмотка статора стержневая, волновая, двухслойная, класс нагревостойкости изоляции обмотки В.

Остов ротора со спицами насажен на вал, по окружности остова закреплен обод

из сегментов стали с высокими механическими свойствами, обод имеет радиальные каналы для прохода воздуха и стянут шпильками.

Крепление полюса на остове осуществлено Т-образными хвостами полюсов и клиновых шпонок. Полюсы собраны из листовой стали. Обмотка возбуждения на полюсах выполнена из медной полосы и намотана на ребро. Демпферная обмотка продольно-поперечная из меди.

Реакция воды гидротурбины воспринимается подпятником сегментного типа, каждый сегмент опирается на пружинное основание из специальных пружин. Подпятник установлен в масляной ванне, циркуляция масла принудительная выносными насосами, охлаждение масла в выносных масловодяных охладителях.

Подшипники стоек кольцевого типа воспринимают вес вращающихся частей гидросгенератора, система смазки принудительная.

Вентиляция гидросгенератора осуществляется по разомкнутому циклу с охлаждением нагретого воздуха в установленных на статоре водовоздушных охладителях.

## Глава 16

# РЕГУЛЯТОРЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

## 16.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К РЕГУЛЯТОРАМ

Электроэнергетические системы СССР включают как короткие большой пропускной способности, так и дальние воздушные линии (ВЛ) электропередачи ограниченной пропускной способности, которые при определенных условиях должны работать в зоне искусственной устойчивости. В настоящее время на всех ГЭС используется система регулирования с регуляторами возбуждения одного типа. Система регулирования обеспечивает выполнение определенных требований:

устойчивое регулирование напряжения генератора во всех эксплуатационных режимах;

повышение статической и динамической устойчивости генераторов при работе в энергосистеме;

устойчивую работу генератора при параллельной работе на щиты, от которых отходят ВЛ в нескольких направлениях;

демпфирование послеварийных колебаний напряжения и частоты в энергосистеме.

При работе генератора на реальную линию электропередачи должна обеспечиваться также устойчивость работы генератора при условии, когда электрический угол между векторами напряжений в начале и конце ВЛ достигает значения  $\theta_e \approx 90^\circ$ ; для

того чтобы регулирование возбуждения полностью компенсировало влияние реактивности генератора и трансформатора на максимально передаваемой мощности, необходимо обеспечить положительные значения коэффициентов синхронизирующего и демпфирующего моментов при  $\theta_e \leq 90^\circ$ .

В соответствии с требованиями к системе регулирования регулятор возбуждения генератора должен обеспечивать:

равномерное распределение реактивного тока между генераторами при работе их на общие щиты генераторного напряжения с помощью устройства токовой стабилизации;

режимы пуска и включения в сеть методом точной синхронизации и самосинхронизации и эффективное гашение поля при действии релейных защит;

восстановление первоначального максимального напряжения при снижении напряжения генератора на 5% за время не более 0,05 с.

Регулятор должен обеспечивать также функции по защите генератора:

в режиме потребления реактивной мощности ограничивать минимальное значение тока ротора, предотвращая нарушение синхронизма из-за развозбуждения;

воздействуя на ток ротора, ограничивать потребляемую генератором реактивную мощность по условиям его нагрева с уставкой в зависимости от значения активной

мощности и уровня напряжения на шинах электростанции;

в режимах форсирования возбуждения ограничивать ток ротора на уровне двукратного значения по отношению к номинальному току без выдержки времени;

предотвращать перегрузки генератора по токам ротора и статора сверх допустимых значений, разгружая генератор в течение времени, зависящего от перегрузки.

Регулятор должен длительно нормально работать при следующих отклонениях: трехфазного напряжения на  $\pm 5\%$  и  $-10\%$ , частоты на  $\pm 2$  и  $-3$  Гц, напряжения оперативного тока на  $\pm 10$  и  $-20\%$ . Кратковременно регулятор должен работать при отклонениях: трехфазного напряжения в течение 10 с на  $\pm 25$  и  $-20\%$  (точность поддержания напряжения генератора  $\pm 5\%$ ), частоты в пределах от 40 до 80 Гц (точность поддержания напряжения генератора  $\pm 10\%$ ).

## 16.2. АВТОМАТИЧЕСКИЙ РЕГУЛЯТОР ВОЗБУЖДЕНИЯ СИЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Автоматический регулятор возбуждения сильного действия (АРВ СД) состоит из следующих элементов (рис. 16.1): операционного блока ОБ, блока напряжения БН, блока уставки по напряжению обмотки

статора БУН, промежуточных трансформаторов тока ПТТ, блока компаундирования по току БКТ, блока подгонки уставки по напряжению ПУН, блока ограничения тока ротора БОР, блока частоты и защиты от повышения частоты БЧЗ, блока обратной связи БОС, делителя ДБОС к блоку БОС, блока тока ротора БТР, блока ограничения минимального возбуждения ОМВ, блока группового регулирования интегрального БГРИ, блока подгонки уставки по напряжению при самосинхронизации ПУС, источника питания ИП.

Входными сигналами регулятора являются ток  $I$  и напряжение  $U$  статора, а также ток  $I_e$  и напряжение  $U_e$  возбуждения генератора.

Измерительные цепи напряжения питаются от трансформатора напряжения генератора через БКТ, состоящий из двух резисторов, которые включаются последовательно в две фазы вторичной обмотки трансформатора напряжения. Каждый из резисторов обтекается токами трансформаторов тока. Этот блок компенсирует индуктивное сопротивление повышающего трансформатора. Степень компенсации определяется коэффициентом статизма по реактивному току генератора на шинах высокого напряжения электростанции (обычно 2—3%), что необходимо для обеспечения равномерного распределения реактивной мощности между параллельно работающими

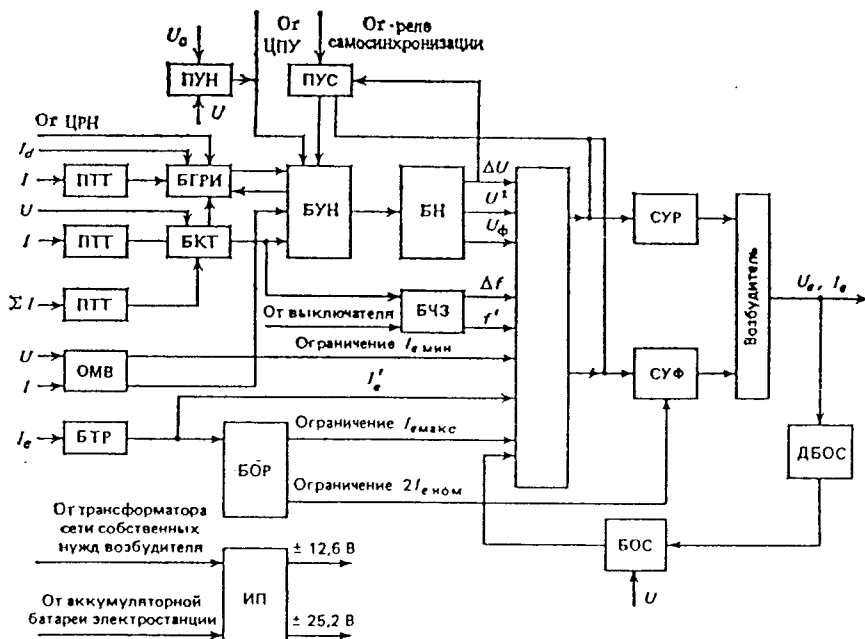


Рис. 16.1. Структурная схема АРВ СД

генераторами. Так как этот блок имеет компаундирование по току, АРВ поддерживает напряжение на шинах высокого напряжения ГЭС, а также реагирует на отклонение углового положения вектора напряжения в начале линии электропередачи.

Уставка по напряжению изменяется с помощью БУН, на который воздействуют блоки ПУН и ПУС или сигнал с центрального пульта управления (ЦПУ) ГЭС. Блок ПУН обеспечивает работу АРВ при точной синхронизации.

Блок напряжения выявляет разность между входным и эталонным напряжениями  $\Delta U$  и выполняет дифференцирование напряжения. В состав БН входит реле форсирования, которое работает при значительном снижении напряжения гидрогенератора и имеет необходимую выдержку времени. Оно подает напряжение  $U_0$  на ОБ и исключает ложный сигнал по каналу производной напряжения  $U'$  генератора в момент отключения короткого замыкания. Напряжение срабатывания реле регулируется в пределах от 0,8 до 0,93 к значению уставки регулятора по напряжению.

Блок частоты и защиты от повышения частоты реагирует на измерение фазного угла напряжения, выявляет отклонение частоты  $\Delta f$ , и выполняет дифференцирование частоты  $f$ . В него входит блок защиты, который отключает каналы  $\Delta f$  и  $f'$  при сбросе активной нагрузки в энергосистеме, предотвращая повышение напряжения на шинах ГЭС.

Блок ограничения минимального возбуждения предназначен для определения минимального значения тока возбуждения, допустимого по условиям устойчивости в режиме недо возбуждения.

В качестве датчика тока ротора обычно используются трансформаторы тока в цепях питания тиристорного выпрямителя. Блок ограничения тока ротора состоит из трех функциональных узлов: измерителя перегрузки обмотки ротора, ограничителя перегрузки ротора по току  $I_{e \text{ макс}}$  и ограничителя двукратного тока ротора  $2I_{e \text{ ном}}$ .

Блок обратной связи исключает электрическую связь между цепями обмотки возбуждения генератора и АРВ. Для этой цели осуществляется модуляция постоянного напряжения с помощью транзисторных ключей. Переменное напряжение поступает на первичную обмотку трансформатора. Напряжение вторичной обмотки трансформатора демодулируется транзисторными ключами в постоянное напряжение, подаваемое на операционный блок. Делитель блока обратной связи осуществляет согласование напряжений ротора и БОС. Автоматический регулятор возбуждения обеспечивает управление рабочей и форсировочной группами вентилей (в системах СУР и СУФ).

В автоматическом регуляторе возбуждения предусмотрено воздействие на блок центрального регулятора напряжения (ЦРН)

ГЭС. Однако демпфирование колебаний роторов будет и в этом случае осуществляться за счет индивидуальных АРВ.

Используются также модернизированные регуляторы сильного действия АРВ СДП. В модернизированном регуляторе при тех же функциях обеспечивается лучшее демпфирование колебаний в послеаварийном режиме, за счет ускорения каналов  $\Delta U$  и  $U'$  переходный процесс на выходе регулятора при сигнале на форсировку проходит быстрее примерно на 55 мс. Регулятор АРВ СДП выполнен с использованием микросхем, печатных плат, биполярных и униполярных транзисторов, диодов.

Основные параметры АРВ СДП следующие:

Габаритные размеры, мм:	
высота	2450
ширина	800
длина	800
Масса, кг	450
Потребляемая мощность источника питания, В·А:	
от измерительных трансформаторов тока и напряжения	5
от источника постоянного тока	100
от источника переменного тока (на три фазы)	500
Испытательное напряжение (эффективное значение) цепей, гальванически связанных с внешними цепями, относительно корпуса и между собой (частота 50 Гц в течение 1 мин), В	1500

### 16.3. АВТОМАТИЧЕСКИЙ РЕГУЛЯТОР ВОЗБУЖДЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ГЕНЕРАТОРА

Для обеспечения надежной эксплуатации система возбуждения вспомогательного генератора выполняется с двумя тиристорными выпрямителями и двумя АРВ пропорционального действия (рис. 16.2). Если в одном из каналов АРВ системы управления тиристорного выпрямителя наруша-

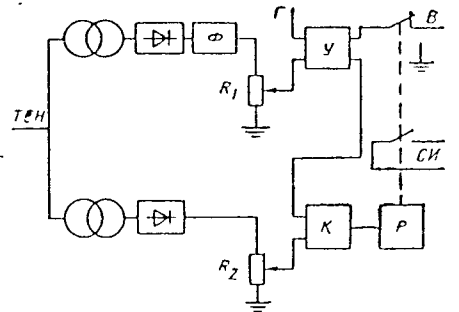


Рис. 16.2. Принципиальная схема АРВ вспомогательного синхронного генератора

ется режим работы и повышается напряжение выпрямителя, то срабатывает одно из реле. В результате отключается выходное напряжение АРВ, исчезают управляющие импульсы и один из каналов возбуждения выводится из работы. Для обеспечения высокой надежности питания АРВ и систем управления применяются два источника: стабилизированный источник СИ и блок резервного питания БПР, преобразующий напряжение стационарной аккумуляторной батареи в напряжение постоянного тока без гальванической связи между первичной и вторичной обмотками.

Автоматический регулятор имеет канал отклонения напряжения вспомогательных генераторов и канал контроля.

Канал отклонения напряжения  $\Delta U$  является основным каналом и предназначен для пропорционального регулирования возбуждения при отклонении напряжения от заданного уровня (положение подвижного контакта резистора  $R_1$ , включенного через фильтр Ф). Двухкаскадный усилитель  $U$  постоянного тока с гальванической связью выполнен на транзисторах. Каждый каскад имеет отрицательную обратную связь. При отключении вспомогательного генератора подается сигнал Г на гашение поля. Этот

сигнал поступает в усилитель, и тиристорный выпрямитель переводится в инверторный режим.

В устройстве самоконтроля К сравниваются напряжения вспомогательного генератора и напряжение на выходе В регулятора. Если выходное напряжение АРВ будет таким, при котором напряжение вспомогательного генератора будет больше уставки ограничения напряжения (резистор  $R_2$ ), то сработает реле Р и тиристорный выпрямитель будет выведен из работы. Устройство К представляет собой трехкаскадный усилитель на транзисторах. Последний каскад подключен к Р. Точность поддержания уставки регулируемого напряжения находится в пределах  $\pm 5\%$ , предельное напряжение возбуждения получается при отклонении напряжения на 10% на трансформаторе собственных нужд ТСН.

### 16.4. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Перспективным является регулятор типа АРВ СДМ, выполненный на базе одноплатных микро-ЭВМ с расширенными ресурсами работы. В состав регулятора входят следующие основные устройства (рис. 16.3): управляющий вычислительный

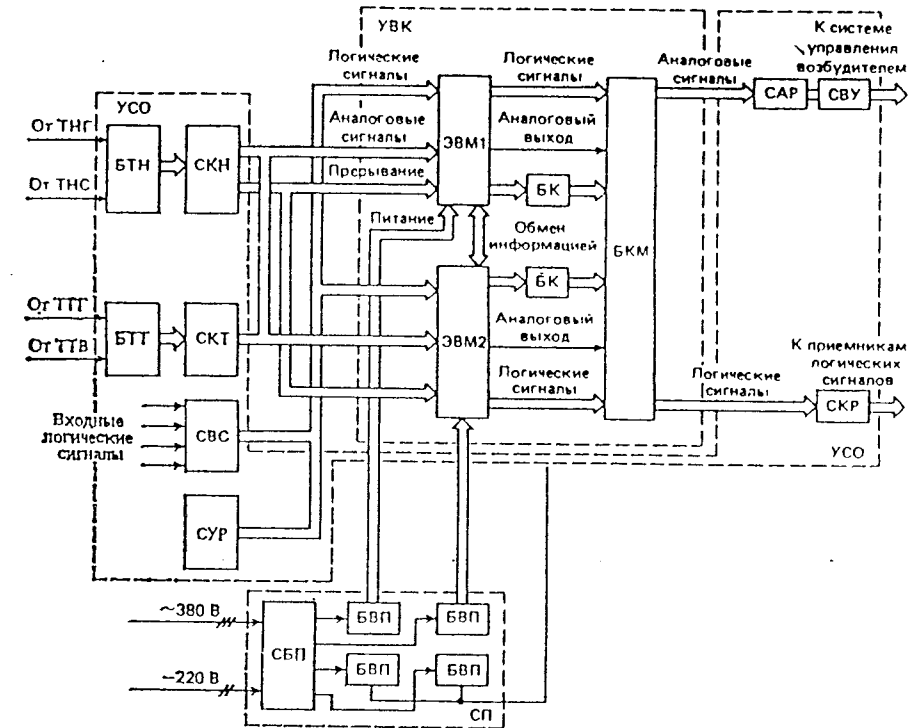


Рис. 16.3. Схема регулятора АРВ СДМ



комплекс УВК, устройство связи с объектом УСО, система питания СП.

Управляющий вычислительный комплекс содержит две одинаковые микро-ЭВМ: основную ЭВМ1 и резервную ЭВМ2. Каждая микро-ЭВМ содержит четыре платы и имеет следующие показатели: длина разрядной сетки 8(16) бит, максимальное быстроедействие 400 тыс. коротких операций в секунду, время умножения двух 16-разрядных чисел 20 мкс, объем оперативной памяти 32 Кбайт, объем перепрограммируемого постоянного запоминающего устройства 32 Кбайт, 15 уровней векторного прерывания, 144 линии ввода-вывода параллельного интерфейса, 8 линий ввода-вывода последовательного интерфейса, 6 16-разрядных счетчиков реального времени, 32 входных аналоговых сигнала, 10-разрядный аналого-цифровой преобразователь, диапазон изменения входных напряжений  $\pm 5$  В, 2 цифро-аналоговых преобразователя.

Информация о неисправности ЭВМ и блоков питания сосредоточивается в блоках контроля БК, в которых формируются результирующие сигналы неисправности, поступающие на входы блока коммутации выходных логических и аналоговых сигналов микро-ЭВМ БКМ. На другие входы БКМ подаются сигналы о неисправности УСО. В зависимости от характера неисправности производится перевод управления на резервную микро-ЭВМ или отключение АРВ. В последнем случае обеспечивается ручное управление возбуждением с помощью средств системы управления тиристорным преобразователем.

Устройство связи с объектом предназначено для ввода в УВК аналоговой информации о режиме работы генератора, дискретной информации о состоянии системы регулирования, о запросах на выполнение регулятором требуемых функций.

В состав УСО входят:

блок БН для ввода сигналов от трансформаторов напряжения генератора ТНГ и сети ТНС; блок содержит две группы понижающих трансформаторов по три в каждой;

блок БТТ для ввода сигналов от трансформаторов тока синхронного генератора ТТГ и возбuditеля ТТВ; токовые сигналы преобразуются в потенциальные с помощью шунтов; трансформаторы обеспечивают гальваническую развязку;

субблок каналов напряжения СКН, формирующий сигналы, поступающие на входы УВК (напряжение, необходимое для цифрового измерения напряжения гидрогенератора; напряжение постоянного тока, пропорциональное напряжению на зажимах машины; напряжение постоянного тока, пропорциональное напряжению сети; импульсное напряжение для синхронизации работы программ измерения режимных па-

раметров гидрогенератора); для снижения уровня высокочастотных помех на входах субблока СКН предусмотрены RC-фильтры, имеющие одинаковые постоянные времени (около 1 мс);

субблок каналов тока СКТ, формирующий сигналы для цифрового измерения тока статора гидрогенератора, его активной и реактивной составляющих, а также тока возбуждения; на входе субблока установлены RC-фильтры;

субблок СВС, предназначенные для ввода логических сигналов; для обеспечения требуемого уровня изоляции применены герконовые реле. Напряжение 220 В от внешнего контакта поступает через добавочный резистор на обмотку реле; контакт реле включен между логическим нулем и линией параллельного интерфейса микро-ЭВМ; каждый субблок вводит восемь логических сигналов; контроль наличия оперативного напряжения 220 В и блокирование неправильных действий регулятора вследствие потери этого напряжения осуществляются программными средствами;

субблок коммутации реле СКР для ввода логических сигналов в виде состояния контактов герконовых реле; субблок содержит восемь одинаковых каналов;

субблок аналоговой развязки САР для гальванической развязки четырех независимых аналоговых потенциальных сигналов; субблок построен по принципу модуляции-демодуляции сигнала с использованием разделительного сигнала;

субблок выходных усилителей СВУ для согласования по уровню и мощности выходных напряжений регулятора, поступающего на системы управления рабочей и форсировочной группами тиристорных преобразователей возбуждения;

субблок управления регулятором СУР, позволяющий задавать режим работы системы регулирования (ручной, автоматический, индивидуальный, групповой), а также изменять уставку регулятора по напряжению.

Система питания регулятора построена на базе блоков вторичного электропитания БВП. Всего используется четыре БВП, два из них служат для питания ЭВМ, два других, включенных параллельно, — для питания УСО.

Каждый блок содержит инвертор в цепи постоянного тока, тиристорную схему переключения питания с одного источника на другой, схемы контроля напряжения и частоты источника переменного тока.

Для исключения помех по цепям питания на входе блоков БВП предусмотрены LC-фильтры.

Для АРВ СДМ принят закон регулирования, аналогичный применяемому в регуляторах АРВ СД и АРВ СДП. По сравнению с последними регуляторами рас-

ширены диапазоны изменения коэффициентов регулирования: по отклонению напряжения (отношение единиц возбуждения к единицам напряжения) — 15—100; производной напряжения (отношение единиц возбуждения к герцам) — 0—10; производной частоты (единиц возбуждения в секунду к герцам) — 0—10; производной тока ротора (единиц возбуждения в секунду к единицам тока) — 0—2. За относительные единицы приняты соответствующие номинальные значения.

Регулятор размещен в шкафу размером 800 X 800 X 2200 мм. В верхней части шкафа размещаются микро-ЭВМ, блоки питания БВП. Предусматривается принудительная вентиляция ЭВМ и БВП. Для сни-

жения уровня вибрации применена подвеска микро-ЭВМ и БВП.

Остальная аппаратура размещается в кассетах, устанавливаемых на двух поворотных рамах. На передней раме находятся блоки УСО, на задней — блоки питания. Электрические соединения в шкафу выполнены витыми парами проводов.

Дальнейшее усовершенствование микро-процессорного регулятора АРВ СДМ связано с реализацией на его основе адаптивной системы регулирования возбуждения и построением цифровой системы управления тиристорными преобразователями возбуждения. Выполнение этих функций возможно за счет установки дополнительных плат в микро-ЭВМ.

## Глава 17

### ГЕНЕРАТОРЫ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

#### 17.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

На ГЭС с капсульными гидроагрегатами применяются горизонтальные гидрогенераторы, расположенные в герметичной подводной капсуле. Капсульные гидрогенераторы изготавливаются как часть гидроагрегата, при этом наружная поверхность корпуса статора генератора является частью капсулы гидроагрегата, обтекаемой водой.

Капсульные гидрогенераторы имеют относительно небольшие диаметры, поэтому характеризуются более низкой статической и динамической устойчивостью (по сравнению с вертикальными).

Основные параметры мощных капсульных генераторов ряда ГЭС приведены в табл. 17.1. Капсульные генераторы имеют мощность в пределах от 0,1 до 50 МВт. Ведутся разработки генераторов мощностью более 60 МВт. Фирма «Фудзи электрик»

(Япония) разработала серию небольших капсульных гидрогенераторов мощностью от 0,1 до 3,6 МВт для блочных гидроагрегатов.

Капсульные гидрогенераторы характеризуются высокими значениями коэффициента мощности. В соответствии с ГОСТ 17525—81 номинальный коэффициент мощности для генераторов мощностью до 20 МВ·А может составить 0,95, для машин большей мощности допускается значение  $\cos \varphi = 0,98$ , для генераторов зарубежных фирм стандартное значение  $\cos \varphi = 0,95$ . Высокий коэффициент мощности при малых габаритах генератора позволяет уменьшить реактивную мощность, разместить необходимый объем меди на полюсах при малом полном делении. Выработка той же реактивной мощности капсульными гидрогенераторами, что и обычными гидрогенераторами, связана с увеличением потерь в

Таблица 17.1. Основные параметры капсульных гидрогенераторов большой мощности

Параметр	ГЭС (страна)					
	Джердан-Железные Ворота-II (СФРЮ-СРР)	Джепег (Канада)	Даугавпилская (СССР)	Альтерворт (Австрия)	Саратовская (СССР)	Рок Аленд (США)
Мощность, МВ·А	27,55	31,2	42,22	45	48,3	59
Коэффициент мощности, $\cos \varphi$	0,98	0,9	0,9	0,9	0,98	0,95
Частота вращения, об/мин:						
	номинальная	62,5	62	115,4	103,4	75
угольная	145	192	255	290	170	—
Напряжение, кВ	6,3	4,16	6,3	7,75	6,3	6,9
КПД, %	96,5	96,4	98	—	97	96,8
Инерционная постоянная, с	1,3	1,5	1,6	1,87	1	1,5
Переходная реактивность, %	42	32	55	32	52	47
Общая масса, т	350	360	270	306	307	365
Год ввода в эксплуатацию первого гидроагрегата	1982	1975	Проект	1976	1970	1978

2,5 раза. Как правило, активную мощность капсульных гидрогенераторов допускается увеличивать до полной мощности путем повышения коэффициента мощности.

Для капсульных гидрогенераторов также характерно пониженное номинальное напряжение обмотки статора. В СССР и за рубежом оптимальным для гидрогенераторов небольшой мощности является напряжение 3,15 кВ, для капсульных генераторов мощностью более 20 МВ·А — 6,3 кВ.

Коэффициент полезного действия капсульных гидрогенераторов несколько ниже КПД гидрогенераторов обычного исполнения. По ГОСТ 17525—81 при мощности до 10 МВ·А КПД должен быть не ниже 95%, при большей мощности — не ниже 96%. Коэффициент полезного действия выполненных гидрогенераторов (табл. 17.1) выше предусмотренного ГОСТ (96,5—97%).

Так как диаметр капсульных гидрогенераторов значительно меньше диаметра гидрогенераторов обычного исполнения с теми же номинальными данными, инерционная постоянная ротора существенно ниже и составляет 1—2 с (табл. 17.1).

Капсульные гидрогенераторы характеризуются небольшим полюсным делением (20—30 см), что обуславливает повышенное рассеяние полюсной системы (коэффициент рассеяния 1,5—1,6), большую индукцию в сердечниках полюсов (1,3—1,4 Тл) и затрудняет размещение требуемого объема меди обмотки возбуждения на полюсах. Поэтому капсульные гидрогенераторы, как правило, выполняются с уменьшенным воздушным зазором (5—7 мм), который составляет 0,001—0,0015 диаметра расточки статора. Особенности капсульных генераторов, высокое использование их активного объема обуславливают повышенные значе-

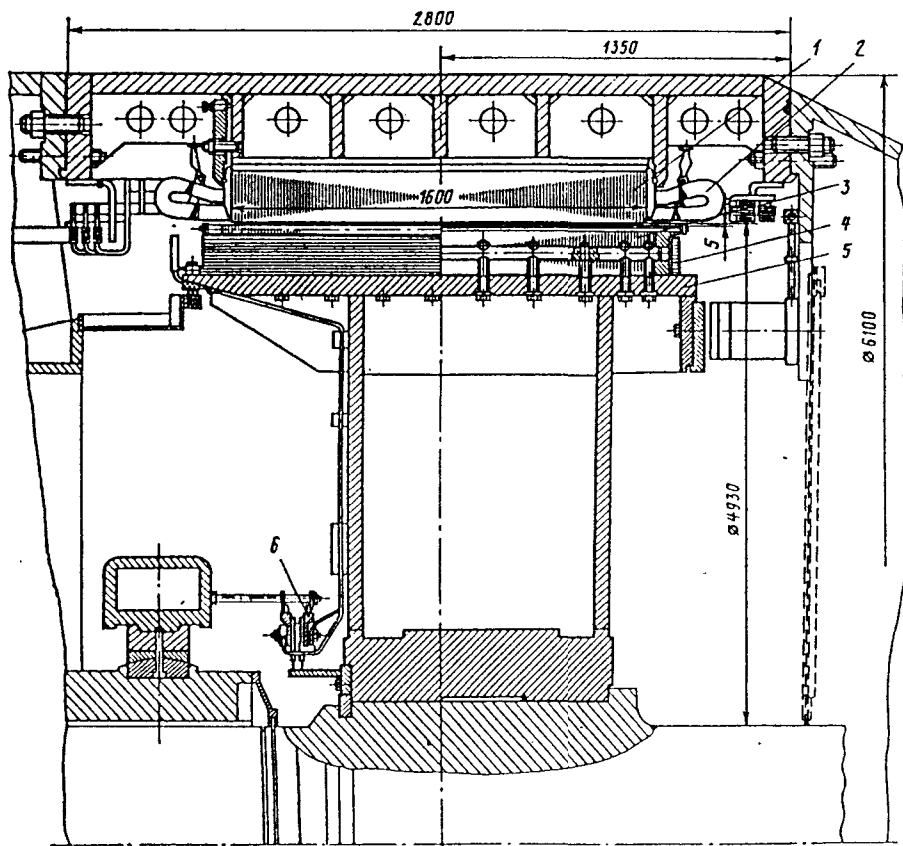


Рис. 17.1. Поперечное сечение гидрогенератора Каневской ГЭС:

1 — сердечник статора; 2 — обмотка статора; 3 — полюсы; 4 — обмотка ротора; 5 — остои; 6 — контактные кольца

ния индуктивного сопротивления обмоток. В соответствии с ГОСТ 17525—81 статическая перегружаемость для генераторов мощностью 20 МВ·А и менее может быть порядка 1,5, для более мощных генераторов — 1,35.

## 17.2. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Капсульные гидрогенераторы выполняются с непосредственным охлаждением обмоток статора и ротора водой или принудительной воздушной системой охлаждения. При воздушном охлаждении наибольшее распространение получила аксиальная воздушная система охлаждения с циркуляцией воздуха по замкнутому циклу. Для циркуляции воздуха используется вентилятор, расположенный в передней части капсулы. Воздух проходит по нескольким параллельным путям, через зазор между статором и ротором, по каналам в зубцах сердечника статора (как правило, используются продольные шелевидные каналы), в межполюсных промежутках ротора, между сердечником и корпусом статора. Нагретый в генераторе воздух охлаждается

в ребристых охладителях, которые расположены на внутренней поверхности статора и охлаждаются водой, окружающей капсулу. Поэтому не требуется применения специальной охлаждающей воды для охладителей. Известны также конструкции с продувкой воздуха через специальные каналы в обмотке и спинке сердечника статора.

В капсульных гидрогенераторах Киевской и Каневской ГЭС (рис. 17.1) нагретый в генераторе воздух охлаждается в воздухоохладителях, расположенных в передней части капсулы.

В капсульных гидрогенераторах с аксиальной системой вентиляции используется повышенное давление воздуха, позволяющее снизить потери на вентиляцию (пропорционально абсолютному давлению). При этом, однако, требуется устройство диафрагмы между камерами генератора и турбины, специальные уплотнения подпятника и подшипников, усложняется эксплуатация генератора.

В капсульном гидрогенераторе Даугавпилской ГЭС (рис. 17.2) для снижения затрат мощности на вентиляцию применена

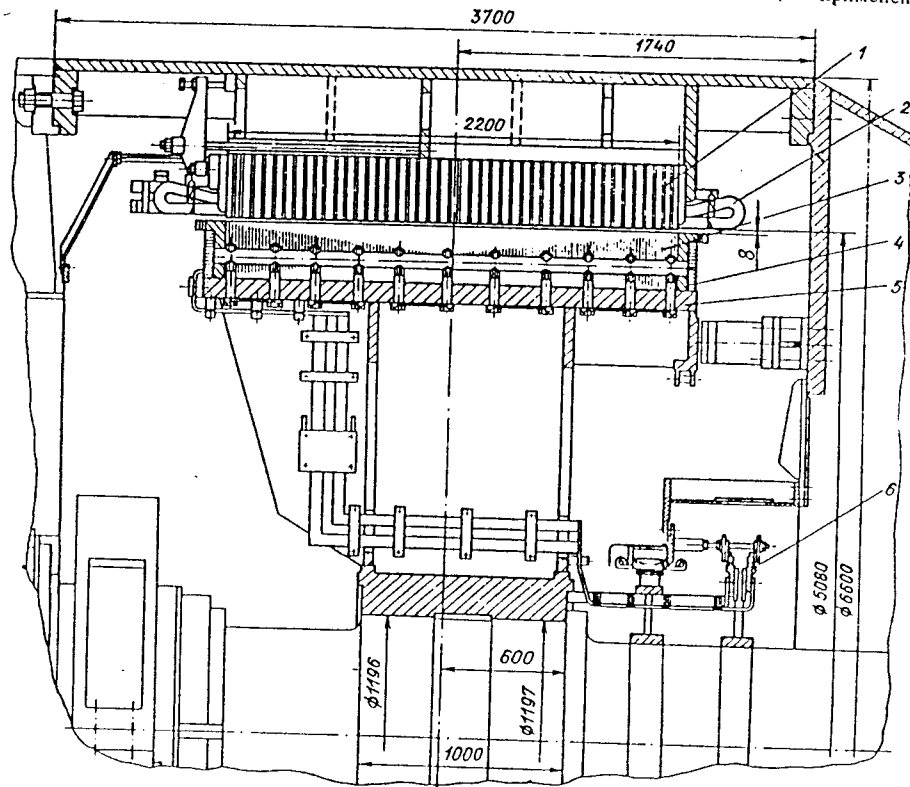


Рис. 17.2. Поперечное сечение гидрогенератора Даугавпилской ГЭС (обозначения см. на рис. 17.1)

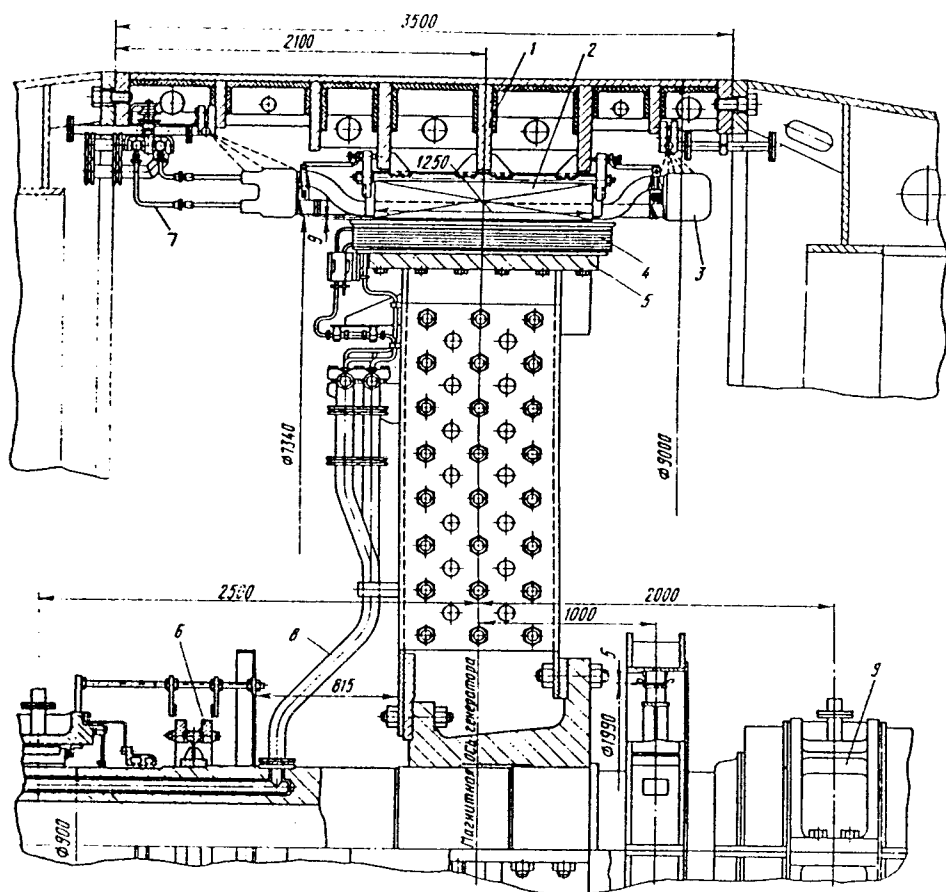


Рис. 17.3. Поперечное сечение гидрогенератора Джердап-Железные Ворота-II: 1 — корпус; 2 — сердечник статора; 3 — обмотка статора; 4 — полюсы с обмоткой; 5 — остов; 6 — контактные кольца; 7 — водоподвод к статору; 8 — водоподвод к ротору; 9 — подшипник

радиальная система вентиляции. Радиальные каналы в сердечнике статора значительно увеличивают поверхность охлаждения и уменьшают падение давления на активных частях. Конструкция корпуса статора и узла запоресовки активной стали при этом обеспечивает увеличенное пространство для прохода охлаждающего воздуха. Для прохода воздуха в радиальном направлении в роторе имеются отверстия в ободу между полюсами.

В капсульных гидрогенераторах ряда зарубежных фирм также используется радиальная система вентиляции. Охлаждающий воздух проходит через вентиляционные отверстия в ободу ротора, откуда поступает в радиальные вентиляционные каналы в сердечнике статора. В небольших генераторах без воздухоохладителей воздух охла-

ждается при прохождении по каналам в корпусе капсулы за счет теплообмена с водой, омывающей капсулу. Циркуляция воздуха внутри капсулы обеспечивается вентиляторами, которые размещаются в передней части капсулы. Для повышения эффективности охлаждения используется повышенное (до 200 кПа) давление воздуха внутри капсулы.

В мощных капсульных гидрогенераторах [ГЭС Джердап-Железные Ворота-II (рис. 17.3), Дженгер, Саратовская] применено водяное охлаждение обмоток статора и ротора, а также сердечника полюсов ротора.

Использование водяного охлаждения снижает вентиляционные потери, исключает необходимость циркуляции воздуха в генераторе, позволяет упростить конструкцию

гидроагрегата, в частности уплотнения подпятника и подшипника, получить более жесткую конструкцию корпуса (большее пространство может быть занято элементами крепления). При водяном охлаждении имеется возможность доступа внутрь генератора при его работе.

Водяное охлаждение обмотки статора в капсульных генераторах осуществляется аналогично водяному охлаждению обмотки статора в обычных гидрогенераторах. Для уменьшения числа соединений по воде обмотка статора в мощных капсульных гидрогенераторах выполнена однослойной.

Обмотки катушек полюсов ротора с водяным охлаждением выполняются однослойными из меди прямоугольного сечения с круглым отверстием. Дистиллят подается в ротор через центральное отверстие в водоприемник, затем в коллектор, откуда вода в катушки ротора поступает через изоляционные фторопластовые трубки. На них для повышения механической прочности насажены стеклотекстолитовые втулки, жестко прикрепленные к остову ротора, в которые вставлены трубки из нержавеющей стали, соединяющиеся через компенсаторы в виде медных трубок с катушками ротора.

Водяное охлаждение полюсов ротора впервые было применено на капсульных гидрогенераторах Саратовской ГЭС для интенсификации охлаждения полюсных наколенников. Надежный тепловой контакт трубок и сердечника полюса обеспечивался микровзрывом.

### 17.3. КОМПОНОВКА И КОНСТРУКЦИИ

Генераторы капсульных гидроагрегатов размещаются в напорной части водопроводящего тракта, при этом статор присоеди-

няется к промежуточным кольцам турбин и занимает центральную часть капсул (рис. 17.1—17.3). В последних конструктивных решениях в зоне генератора для увеличения жесткости корпуса статора располагают распорные колонны или растяжки, раскрепляющие статор.

Статоры генераторов большой мощности по условиям транспортировки, как правило, выполняются из четырех частей. Корпус статора герметичный, крепится по торцам к промежуточным опорным поясам турбины. На корпусе, имеющем развитые кольцевые ребра, закреплен сердечник из электротехнической стали.

Ротор генератора состоит из остова, насаженного на вал, и полюсов, закрепленных на ободе. Увеличенный фланец вала ротора не только служит для соединения с валом турбины, но и является опорной частью для передачи осевых нагрузок на сегментные подпятник и контрподпятник.

Опорные сегментные подшипники генератора, как правило, бывают двухрядного исполнения. Широкое применение нашли подпятники на упругом основании из пружин специальной конструкции, обеспечивающей малый разброс по жесткости между отдельными пружинами.

Подпятник и опорные подшипники (рис. 17.4) устанавливаются в масляных ваннах с непрерывной циркуляцией масла, охлаждаемого в теплообменниках. Уплотнения подпятника и опорных подшипников лабиринтные, ножевые. В зарубежной практике используют также угольные уплотнения с пониженным коэффициентом трения.

В капсульных гидрогенераторах важно поддержание низкого уровня влажности внутри корпуса. На внутренние поверхности оболочек наносится теплоизолирующее покрытие, обеспечивающее при работе ма-

Таблица 17.2. Основные размеры выполненных капсульных гидрогенераторов

Тип генератора	Мощность, МВ·А	Номинальная частота вращения, об/мин	Длина активной стали, м	Диаметр ротора, м	Диаметр корпуса статора, м	Расстояние между подпятниками, м	Общая длина, м	Высота оси подшипников, м
С водяным охлаждением								
СГКВ-776/125-96	27,55	62,5	1,25	7,322	9	4,5	7	1,1
СГКВ-720/140-80	48,3	75	1,4	6,835	8,5			
С воздушным охлаждением								
СГК-2 538/160-70	19,9	85,7	1,6	4,92	6,1	Определяется в составе агрегата	2,8	Определяется в составе агрегата
СГК-535/220-52	42,22	115,4	2,2	5,08	6,6			

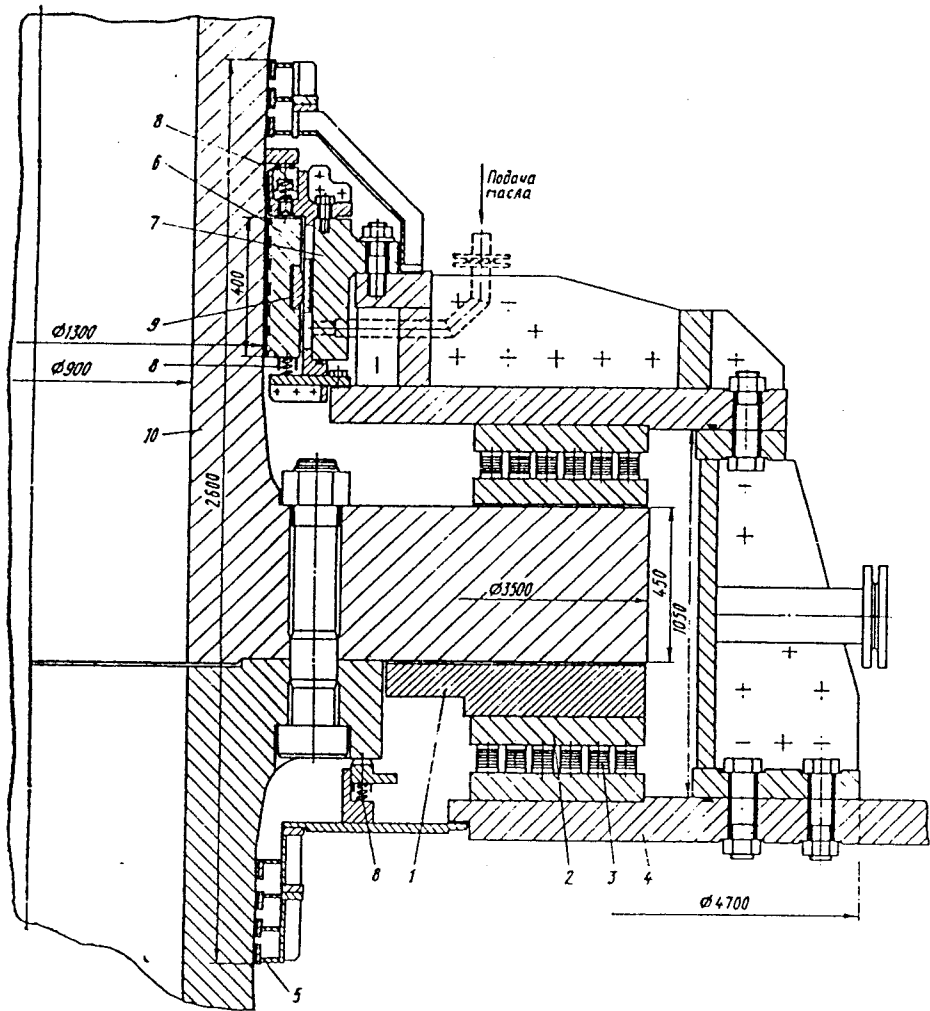


Рис. 174. Узел подпятника и опорного подшипника:

1 — диск подпятника; 2 — сегменты; 3 — пружинные элементы; 4 — корпус; 5 — уплотнения; 6 — сегменты направляющего подшипника; 7 — корпус; 8 — уплотнения; 9 — шаровая опора; 10 — вал ротора

шины в сочетании с низкой температурой воздуха относительную влажность в пределах до 30%. При остановках генератора внутрь капсулы подается подогретый воздух.

Для осмотра и обслуживания гидрогенераторов используются проходные колонны в передней части капсулы и статоре гидротурбины.

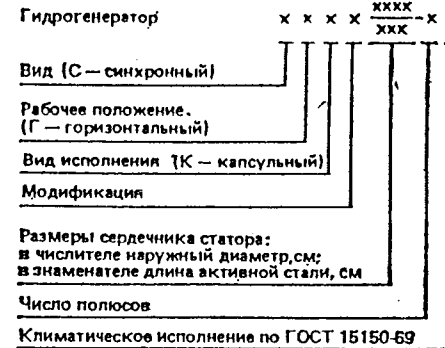
Основные размеры некоторых отече-

ственных капсульных гидрогенераторов приведены в табл. 17.2.

Основные размеры аналогичных типов генераторов для близких значений частоты вращения могут быть определены пересчетом по правилам, приведенным в гл. 15.

Наружный диаметр сердечника статора  $D_a$  и длина активной стали  $l_a$  могут быть также определены из обозначения типа генератора. В соответствии с ГОСТ 17525—81

принята следующая структура обозначения:



#### 17.4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И СИСТЕМА ВОЗБУЖДЕНИЯ

Капсульные гидрогенераторы допускают те же режимы работ, что и генераторы обычного исполнения.

В соответствии с ГОСТ 17525—81 капсульные гидрогенераторы могут изготавливаться как с устройством для торможения, так и без него, в последнем случае должна допускаться остановка гидроагрегата на выбеге.

Гидрогенераторы допускают длительную работу в режиме синхронного компенсатора при номинальном напряжении. Мощность в режиме синхронного компенсатора устанавливается по результатам испытаний, обычно она составляет при перевозбуждении порядка 0,7 $P_n$ , при недо-возбуждении 0,4 $P_n$ . Кроме того, допускается кратковременная работа (не более 3 мин) в режиме включения линии электропередачи при номинальном напряжении при пониженной мощности (обычно порядка 0,5 $P_n$ ).

В аварийных режимах капсульные гидрогенераторы допускают кратковременные перегрузки по току статора 150% в течение 2 мин, по току ротора 200% в течение примерно 1 мин.

При сбросе нагрузки с последующим угонем гидрогенератор отключается от сети и производится гашение поля возбуждения. Время срабатывания защиты выбирается таким, чтобы напряжение на выводах гидрогенератора повысилось не более чем на 50% номинального. После сброса 100% нагрузки при исправной системе регулирования допускается включение гидрогенератора в сеть без осмотра и ревизии. Генератор должен в течение 2 мин выдерживать угонную частоту вращения, при этом средние расчетные напряжения материалов ротора не должны превышать 95% предела текучести, а деформация ротора должна быть менее размера воздушного зазора.

Обычно капсульные гидрогенераторы рассчитываются на 700 пусков в год (до 5 пусков в сутки), при этом общее число переходных режимов (пуски, остановки, перевод в режим синхронного компенсатора и обратно, сбросы нагрузок) регламентируется (как правило, не более 1800—2000).

В современных капсульных гидрогенераторах, как правило, используются тиристорные системы параллельного самовозбуждения без сервистных трансформаторов.

Обмотка возбуждения гидрогенератора получает питание от двух параллельно соединенных статических тиристорных преобразователей, которые подключаются к шинам гидрогенератора через выпрямительный трансформатор. Первичная обмотка выпрямительного трансформатора непосредственно присоединяется к выводам генератора, вторичная подводится к тиристорному преобразователю через разъединители.

Тиристорные преобразователи соединяются по трехфазной мостовой схеме параллельно. Преобразователи, как правило, выполняются с естественным воздушным охлаждением. При совместной их работе обеспечиваются номинальный ток ротора и режим форсирования. При отдельной работе преобразователей обеспечивается длительный режим работы генератора с номинальной активной мощностью при  $\cos \varphi = 1$  без форсирования. Форсирование возбуждения осуществляется открытием тиристоров.

Развозбуждение и гашение поля в нормальных режимах и при нормальной остановке осуществляются переводом преобразователей в инверторный режим, а в аварийных режимах — автоматом гашения поля совместно с инверторным режимом.

Регулирование возбуждения производится автоматическим регулятором возбуждения, воздействующим на системы управления преобразователем. Системы управления тиристорами и ДРВ питаются от трансформатора собственных нужд, подключенного к вторичной обмотке выпрямительного трансформатора.

Система возбуждения обеспечивает возможность включения капсульного гидрогенератора в сеть как методом точной автоматической (ручной) синхронизации, так и методом самосинхронизации. В последнем случае используется сопротивление самосинхронизации, подключаемое параллельно обмотке возбуждения с помощью контактора самосинхронизации.

Начальное возбуждение осуществляется от сети собственных нужд ГЭС через устройство начального возбуждения с резервированием от аккумуляторной батареи.

Для защиты обмотки ротора и тиристорного преобразователя от перенапряжений, возникающих в аномальных режимах, используется тиристорный разрядник многократного действия. Для защиты тиристорного преобразователя от коммутацион-

ных перенапряжений устанавливается защитное устройство со стороны переменного тока.

### 17.5. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

*Капсульный гидрогенератор типа СГКВ 776/125-96 для ГЭС Джердан-Железные Ворота-II непосредственно соединяются с поворотно-лопастной турбиной (см. рис. 17.3).*

Основные номинальные параметры генератора следующие:

Мощность, МВ·А . . . . .	27,55
Коэффициент мощности . . . . .	0,98
Номинальное напряжение, кВ . . . . .	6,3
Частота вращения, об/мин . . . . .	62,5
Ток статора, А . . . . .	2530
Ток возбуждения, А . . . . .	2110
Напряжение на кольцах ротора, В . . . . .	185
Синхронное индуктивное сопротивление по продольной оси, % . . . . .	100
Динамический момент инерции, т·м <sup>2</sup> . . . . .	3400
Отношение короткого замыкания . . . . .	1,1

Гидрогенератор размещается со стороны верхнего бьефа. Статор присоединяется к промежуточным кольцам турбины и занимает центральную часть капсулы.

Ротор генератора с валом, соединенным фланцами с валом турбины, опирается на два подшипника. Между первым генераторным подшипником и остовом ротора размещены контактные кольца. Регуляторный генератор находится между остовом ротора и вторым генераторным подшипником.

Подпятник и контроподпятник размещены в одной масляной ванне, прикрепленной к статору турбины. Корпус статора по условиям транспортировки выполнен из четырех частей, соединяемых между собой на монтаже стыковыми элементами в кольцо. Внутренняя поверхность корпуса статора имеет теплоизоляционное покрытие.

Сердечник статора набирается вперекрой из сегментов, штампованных из холоднокатаной стали толщиной 0,35 мм. Сердечник стягивается нажимными плитами, имеющими опорные пальцы из немагнитной стали.

Обмотка статора стержневая, волновая, однослойная, с изоляцией на терморезистивных связующих, с непосредственным водяным охлаждением.

Ротор гидрогенератора состоит из вала с насаженной на него втулкой и остова барабанного типа с расположенными на нем полюсами. Остов ротора по условиям транспортировки состоит из двух частей, стыкуемых плитами и стяжными шпильками.

Полюсы крепятся к ободу болтами. Катодки полюсов состоят из полый меди и непосредственно охлаждаются водой. Сердечники полюсов, шихтуемые из тонколи-

стовой стали, также имеют водяное охлаждение. Корпусная изоляция полюсов представляет собой твердоспрессованную гильзу из стеклянной ткани на терморезистивном лаке. Витковая изоляция непрерывная, выполнена стеклянной лентой, пропитанной терморезистивным лаком.

Подшипники генератора выполнены стоякового типа и состоят из самоустанавливаемых сегментов, расположенных в два ряда. Смазка и охлаждение подшипника осуществляются устройством, расположенным вне капсулы. Для устранения проникновения паров масла и его протечек по валу используются лабиринтные уплотнения. Подшипник допускает многократные пуски и остановки при обеспечении непрерывной циркуляции масла.

Прямая и обратная нагрузки, вызываемые реакцией воды, воспринимаются подпятником и контроподпятником. Опорой подпятника является фланец вала генератора. Сегменты подпятника и контроподпятника выполнены из стали, облицованной баббитом, и лежат на упругом пружинном основании. Диск подпятника электрически изолирован от вала. Масло для смазки и охлаждения подается в ванну снизу.

Температура в узлах генератора измеряется с помощью медных термометров сопротивления, которые устанавливаются на входе и выходе воды из обмотки статора и ротора, в сегментах подпятника, контроподпятника и опорных подшипников, на горячем масле и для измерения температуры внутри капсулы. Вторичным прибором для термометров сопротивления является система теплового контроля, обеспечивающая измерения, сигнализацию и защиту.

Предусмотрена система пожаротушения с автоматическим управлением. Система выполнена в виде кольцевых трубопроводов с форсунками.

Остановка генератора производится без использования специальных тормозных устройств.

Система возбуждения тиристорная по схеме самовозбуждения, кратность форсирования возбуждения гидрогенератора 2,5.

*Капсульный гидрогенератор типа СГК 535/1220-52 для Даугавпилсской ГЭС является составной частью капсулы гидроагрегата (см. рис. 17.2).*

Основные номинальные параметры генератора следующие:

Мощность, МВ·А . . . . .	42,22
Коэффициент мощности . . . . .	0,9
Номинальное напряжение, кВ . . . . .	6,3
Частота вращения, об/мин . . . . .	115,4
Ток статора, А . . . . .	3870
Ток возбуждения, А . . . . .	1243
Напряжение на кольцах ротора, В . . . . .	327
Синхронное индуктивное сопротивление по продольной оси, % . . . . .	137
Динамический момент инерции, т·м <sup>2</sup> . . . . .	1900
Отношение короткого замыкания . . . . .	0,87

Корпус статора одним фланцем крепится к статору турбины, другим — к фланцу промежуточного кольца. Статор турбины и промежуточное кольцо являются опорами капсулы.

Ротор генератора насаживается на вал гидроагрегата при монтаже; вал состоит из двух частей, соединенных между собой фланцами.

В передней части капсулы размещается агрегат системы охлаждения, состоящий из осевого вентилятора с двигателем, а также воздухоохладителя.

Корпус статора состоит из двух частей, части корпуса соединяются с помощью шпильки, которыми стягиваются стыковые плиты. Сердечник статора собирается из сегментов электротехнической стали толщиной 0,5 мм, шихтовка сегментов выполняется на монтаже. Нажимные пальцы сердечника выполнены из немагнитной стали. Обмотка статора двухслойная, стержневая, волновая, с двумя параллельными ветвями на фазу, изоляция обмотки терморезистивная.

Остов ротора барабанного типа цельносварной, состоит из втулки, дисков обода и ребер жесткости.

Полюсы ротора выполнены из листов электротехнической стали толщиной 1 мм, стягиваются массивными щесками и шпильками. Полюсы крепятся к ободу болтами. Изоляция полюсов осуществляется с помощью стеклоткани на эпоксидных связующих.

Демпферная обмотка продольно-поперечная.

Вентиляция гидрогенератора радиальная, осуществляется при замкнутом циклу внутри капсулы при нормальном атмосферном давлении.

Генератор имеет систему торможения, выполненную в виде пневматических поршневых тормозов и трубопроводов. При подаче в тормоза воздуха при давлении 0,7 МПа гидроагрегат тормозится на 15 % номинальной частоты вращения.

Система возбуждения статическая, тиристорная, параллельного самовозбуждения, ее параметры следующие:

Номинальное выпрямленное напряжение, В . . . . .	370
Номинальный выпрямленный ток, А . . . . .	1600
Кратность форсирования:	
по напряжению . . . . .	2,5
по току возбуждения . . . . .	2,0

## Глава 18

### СИСТЕМЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ

#### 18.1. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ

В настоящее время наиболее широкое распространение получили системы возбуждения с полупроводниковыми вентилями. При этом используются схемы как независимого возбуждения, так и самовозбуждения. И в тех и в других системах применяются трехфазные мостовые схемы выпрямления, так как в них можно иметь наименьшее число последовательно соединенных тиристоров. Схемы преобразования могут быть односторонними и двухсторонними. В последних один выпрямитель включается на полное напряжение источника питания, а второй — на отпайки его обмотки. При этом выпрямители работают с различными углами управления. В нормальных режимах ток возбуждения идет главным образом через рабочую группу электрических вентилялей, в режимах форсирования — через группу форсировочных вентилялей.

На стороне постоянного тока оба выпрямителя соединяются параллельно. Схема с одной группой вентилялей применяется при кратности форсирования до  $K = 2,5$ , схема с двумя группами вентилялей — при  $K = 3 \div 4$ .

При независимом возбуждении (рис. 18.1) в качестве источника питания

используется вспомогательный генератор ВГ, который устанавливается в зоне между ротором генератора и верхней крестовиной, и, как правило, благодаря достаточно большому диаметру для его размещения не требуется повышения высотных размеров генератора. Вспомогательный генератор представляет собой явнополюсную синхронную машину, рассчитанную на работу с выпрямительной нагрузкой. Обмотка статора вспомогательного генератора в случае двухмостовой схемы выпрямления выполнена с отпайками: рабочий мост подключен к отпайкам, форсировочный мост — на полное фазное напряжение. Кроме того, отдельные части обмотки могут выполняться с различным числом параллельных ветвей — большим в более нагруженной рабочей части обмотки и меньшим в остальной части.

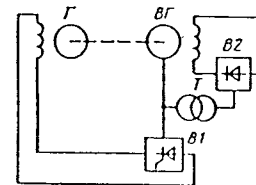


Рис. 18.1. Схема системы независимого возбуждения генератора

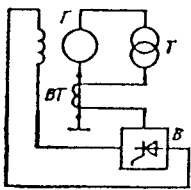


Рис. 18.2. Схема системы самовозбуждения генератора

Обмотка возбуждения гидрогенератора Г получает питание от тиристорного выпрямителя В1. Возбуждение синхронного гидрогенератора ВГ осуществляется тиристорным выпрямителем В2, получающим питание от выводов ВГ через трансформатор Т. Таким образом, для вспомогательного генератора применяется система тиристорного самовозбуждения.

Принципиальная схема системы самовозбуждения гидрогенератора показана на рис. 18.2. В общем случае в схеме имеются последовательные вольтодобавочные трансформаторы ВТ. Тиристорный преобразователь В может выполняться как по одноклассовой, так и по двухклассовой схеме. Гашение поля в нормальных эксплуатационных режимах осуществляется инвертированием, а в аварийных режимах — автоматом гашения поля.

Системы возбуждения должны обеспечивать в продолжительном режиме работы ток и напряжение, превышающие номинальные значения тока и напряжения не менее чем на 10%. Кратность форсирования напряжения и кратность форсирования тока возбуждения должны быть не менее  $K = 2$ , а скорость нарастания напряжения возбуждения при заданном снижении напряжения на входе АРВ и при внезапных коротких замыканиях в сети — не менее 2 отн. ед./с.

Для гидрогенераторов мощностью 100 МВт и более рекомендуется применять быстродействующие системы возбуждения, обеспечивающие нарастание напряжения от номинального до 95% предельного значения за время не более 0,08 с. Предельное напряжение возбуждения должно достигаться при снижении напряжения на входе АРВ на 5% при кратности форсирования до  $K = 3$  и на 7,5% при большей кратности форсирования.

Для систем параллельного самовозбуждения без последовательных вольтодобавочных трансформаторов требования по кратности форсирования и быстродействию должны выполняться при следующих условиях: напряжение прямой последовательности на зажимах генератора при любом коротком замыкании должно быть больше 0,8 номинального; напряжение прямой последовательности должно быть меньше 0,8 номинального при длительности короткого замыкания не более 0,18 с для сети напряжением 110 кВ и выше и не более 0,3 с для сети напряжением 35 кВ и ниже, причем после отключения короткого замыкания напряжение должно превышать 0,8 номинального. Если второе из этих условий не выполняется, то допускается снижение кратности форсирования до значения, равного произведению напряжения прямой последовательности в относительных единицах на коэффициент 2,5. Требования к скорости нарастания напряжения возбуждения в этом случае не предъявляются.

Для выполнения указанных условий система параллельного самовозбуждения должна выполняться с кратностью форсирования  $K = 2,5$  вместо  $K = 2$  при номинальном напряжении питания.

Полупроводниковая система возбуждения должна обладать внутренним резервированием. Если число параллельных ветвей или число фаз не более трех, то при выходе из строя одной ветви или фазы должна обеспечиваться работа с номинальной нагрузкой при номинальном напряжении и запасе по статической устойчивости 20% (без учета АРВ), при этом ток возбуждения не должен быть менее тока холостого хода.

Если число параллельных ветвей или фаз равно четырем и более, то выход из строя одной ветви или фазы не должен приводить ни к каким ограничениям, включая форсирование возбуждения. При выходе из строя двух параллельных ветвей или фаз осуществляется автоматическое ограничение или запрещение форсирования и рассмотренные выше режимы обеспечиваются при числе параллельных ветвей или фаз не более трех.

В отечественной практике системы возбуждения рассчитываются на двукратный номинальный ток возбуждения в течение не менее 50 с и для гидрогенераторов с косвенной системой охлаждения и не менее 20 с для гидрогенераторов с непосредственным водяным и форсированным воздушным охлаждением.

Гашение поля гидрогенератора может осуществляться включением обмотки возбуждения на разрядное устройство (сопротивление, дугогасительная решетка), переводом преобразователя в инверторный режим. Кроме того, возможно гашение поля гидрогенератора путем гашения поля возбудителя или сочетанием обоих способов.

## 18.2. УНИФИЦИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ

Отечественной промышленностью для гидрогенераторов средней мощности разработана унифицированная тиристорная система параллельного самовозбуждения, выполненная по одноклассовой схеме и состоящая из двух параллельно включенных тиристорных преобразователей, каждый из

которых должен быть рассчитан на обеспечение возбуждения генератора при номинальной активной мощности и  $\cos \varphi = 1$ .

Тиристорные преобразователи разработаны на тиристорах Т630 с естественным воздушным охлаждением.

Тиристорные преобразователи подключены через выпрямительный трансформатор к шинам генератора. Первичная обмотка выпрямительного трансформатора без коммутационной аппаратуры подключается к выводам машины.

Форсирование возбуждения осуществляется полным открытием тиристорных. Развозбуждение и гашение поля генератора осуществляются переводом преобразователей в инверторный режим.

Регулирование возбуждения осуществляется полупроводниковым регулятором возбуждения, воздействующим на систему управления преобразователей. Имеется также блок дистанционного управления, представляющий собой регулятор пропорционального действия, вступающий в работу при отключении основного регулятора возбуждения.

Каждая система управления тиристорными преобразователями получает питание от своего трансформатора собственных нужд с вторичным напряжением 380 В, подключенным к вторичной обмотке выпрямительного трансформатора.

Начальное возбуждение генератора при включении в сеть методом точной синхронизации осуществляется кратковременным подключением обмотки ротора через разделительные диоды и добавочное сопротивление к аккумуляторной батарее или к выпрямительному устройству, получающему питание от шин собственных нужд напряжением 380 В.

Для защиты обмотки ротора и тиристорных преобразователей от перенапряжений устанавливается тиристорный разрядник многократного действия.

Система управления тиристорами обеспечивает формирование импульсов, открывающих тиристоры, и изменение фазы этих импульсов в соответствии с напряжением управления, поступающим на вход системы управления.

В состав системы входят блок фильтра (БФ), блок синхронизирующих напряжений (БСН), блок управления (БУ), блок выходных усилителей (БВУ), блок питания управления (БПУ), блок питания резервный (БПР), блок выходного трансформатора (БВТ).

В БСН поступает напряжение из БФ. Здесь формируются синхронизирующие напряжения, определяющие рабочие углы регулирования, а также их минимальное и максимальное значения. Синхронизирующие напряжения поступают в БУ, который содержит шесть (по числу каналов управления) ячеек фазосмещения и формирования длительности управляющих импульсов и

одну, общую на все каналы ячейку напряжения смещения. На вход каждой из ячеек фазосмещения поступают также управляющие напряжения от регуляторов возбуждения, устройств ограничения нагрузки, датчика тока ротора.

Сформированные по фазе и длительности импульсы поступают в БВУ, который содержит две ячейки сема (ПС1, ПС2), ячейку реле (ПР), две ячейки ограничения (ПО1, ПО2) и шесть ячеек выходных усилителей ПВУ. На вход ячеек ПС1 и ПС2 поступают сигналы от датчиков тока плеча преобразователя и сигнал общего сема управляющих импульсов. На вход ячеек ограничения ПО1, ПО2 поступают сигналы с ячеек ПУ блока БУ и сигналы с ячеек ПС1 и ПС2.

Ниже приведены основные данные одной из систем возбуждения, входящей в унифицированный ряд:

Номинальное напряжение, В:	
системы возбуждения	370
преобразователя	1050
Номинальный ток, А:	
системы возбуждения	2500
преобразователя	1600
Ток в режиме форсирования, А:	
системы возбуждения	4545
преобразователя	3200
Напряжение в режиме форсирования при токе форсирования, В:	
системы возбуждения	825
преобразователя	1050
Кратность форсирования, не менее:	
по напряжению	2,5
по току возбуждения	2
Максимальная длительность режима форсирования, с	20
Ток возбуждения при отсутствии одного вентилей в плече каждого преобразователя или при отдельной работе преобразователей с полным числом вентилей, А	1600
Время достижения 95% предельного напряжения возбуждения при форсировании, при изменении на 5% напряжения прямой последовательности на входе АРВ по сравнению с уставкой, с, не менее	0,06
Потребляемая мощность от трансформатора собственных нужд по цепям напряжения 380 В и частотой 50 Гц, Вт	1200
Потребляемая мощность от аккумуляторной батареи постоянного тока напряжением 220 В, Вт:	
длительно	120
кратковременно	1200
Потребление от измерительных трансформаторов напряжения на фазу, В·А, не более	12
Потребление от измерительных трансформаторов тока статора на фазу, В·А, не более	10

Потребление от измерительных трансформаторов тока системы возбуждения на фазу, В·А, не более . . . . . 10

Масса, кг:  
 трансформатора выпрямительного 8000  
 тиристорного преобразователя . . . 1600  
 шкафа силового ввода . . . . . 900  
 шкафа управления, защиты и сигнализации . . . . . 400  
 Габаритные размеры, мм:  
 шкафа преобразователя . . . . . 2250×800×4200  
 шкафа управления . . . 2250×800×1600  
 трансформатора . . . 3100×1450×2100

### 18.3. СИСТЕМЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ-ГЕНЕРАТОРОВ ГАЭС И ДВИГАТЕЛЕЙ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

В современных двигателях-генераторах, как правило, используется статическая тиристорная система возбуждения по схеме самовозбуждения. Ниже дается описание системы возбуждения на примере двигателя-генератора Загорской ГАЭС.

Система возбуждения (рис. 18.3) выполнена по схеме параллельного самовозбуждения без последовательных вольтодобавочных трансформаторов. Обмотка ротора питается от двух параллельно соединенных статических тиристорных преобразователей ( $U1, U2$ ), представляющих собой одну группу вентилях с  $RC$ -цепями. Тиристорные преобразователи подключены через выпрямительный трансформатор  $TU$  к выводам низшего напряжения повышающего трансформатора. Такое подключение выпрямительного трансформатора позволяет осуществить пуск обратного гидроагрегата с помощью тиристорного преобразователя частоты и электрическое торможение без дополнительных устройств началь-

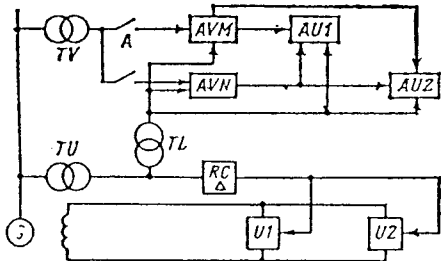


Рис. 18.3. Схема системы возбуждения двигателя-генератора Загорской ГАЭС

ного возбуждения. Первичная обмотка выпрямительного трансформатора непосредственно подключена к преобразователям с помощью разъединителей.

Тиристорные преобразователи собраны по трехфазной мостовой схеме и соединены параллельно на стороне постоянного тока. Тиристорные преобразователи выполнены с естественным воздушным охлаждением. При совместной работе преобразователи обеспечивают номинальный ток ротора двигателя-генератора и двойной ток ротора в режиме форсирования возбуждения в течение 50 с. При раздельной работе преобразователей длительно обеспечивается режим работы двигателя-генератора с током ротора 1100 А, при этом автоматически вводится запрет форсирования.

Форсирование возбуждения осуществляется полным открытием тиристорных. Развозбуждение и гашение поля машины в нормальных режимах и при нормальном останове гидроагрегата осуществляются автоматическим регулятором возбуждения  $AVM$ , действующим на систему управления преобразователями  $AU1$  и  $AU2$ . В случае отказа автоматического регулятора его выход шунтируется и включается в работу резервный регулятор  $AVN$ , который из ведомого режима переходит в ведущий режим.

Автоматический регулятор возбуждения  $AVM$  и системы управления тиристорных преобразователей получают питание от трансформаторов собственных нужд  $TU$ , подключенных к вторичной обмотке выпрямительного трансформатора.

Система возбуждения обеспечивает возможность включения двигателя-генератора в сеть методом точной автоматической и ручной синхронизации в нормальных режимах работы энергосистемы и методом самосинхронизации в аварийных режимах. Для включения гидроагрегата в сеть методом синхронизации предусмотрено сопротивление самосинхронизации и контактор самосинхронизации, подключающий сопротивление самосинхронизации к ротору на период пуска.

Для обеспечения прямого асинхронного пуска в насосный режим ротор шунтируется автоматом гашения поля.

Для осуществления частотного пуска в режиме двигателя и электрического торможения гидроагрегата ротор подключается к статическому преобразователю частоты выключателем.

При переводе обратного гидроагрегата из генераторного режима в двигательный и наоборот происходит изменение чередования фаз статора: АВС для генераторного режима и СВА для двигательного режима. Изменение чередования фаз осуществляется с помощью выключателей генераторного и двигательного режимов.

Для защиты обмотки ротора и тиристорных преобразователей от перенапря-

жений, возникающих в аварийных режимах, устанавливается разрядник многократного действия.

Основные данные системы возбуждения:

Номинальное напряжение, В . . . . .	300
Номинальный ток, А . . . . .	2000
Напряжение в режиме форсирования, В . . . . .	682
Ток в режиме форсирования, А . . . . .	3640
Кратность форсирования:	
по току . . . . .	2,17
по напряжению . . . . .	2,84
Максимальная длительность форсирования, с 2	
Габаритные размеры, мм:	
преобразователя	4800×800×2550
выпрямительного трансформатора	2100×1450×3100
Масса, кг:	
тиристорного преобразователя . . . . .	3350
трансформатора выпрямительного	8300

Система возбуждения двигателей для насосных станций статическая тиристорная состоит из следующих основных узлов: тиристорного выпрямителя (как правило, трехфазного мостового), выпрямительного трансформатора, системы управления тиристорным преобразователем, системы защиты тиристорных от перенапря-

жения, нелинейных или линейных резисторов, релейной схемы пуска.

Регулирование тока возбуждения осуществляется изменением угла отпирания тиристорных. При пуске двигателей на подсинхронной частоте тиристоры отпираются с электрическим углом, соответствующим максимальному напряжению возбуждения. Длительность форсирования при этом около 1 с.

Тиристорный возбудитель управляет пуском и остановкой двигателя. При пуске, когда в обмотке ротора индуцируется переменная ЭДС, обмотка включается на резистор. При постоянно включенном резисторе он осуществляет также защиту тиристорных при переходных режимах. При пуске тиристорный преобразователь запирается, обмотка возбуждения включается на разрядный резистор через тиристорный ключ, который представляет собой два встречно-параллельных тиристора. К концу пуска, когда напряжение на обмотке ротора падает, включается тиристорный преобразователь, тиристоры ключа запираются, управление тиристорным ключом производится стабилизатором.

Тиристорные возбудители осуществляют гашение поля ротора переводом из выпрямительного в инверторный режим при отключениях двигателя от сети. В возбудителях предусмотрена также защита двигателя от асинхронного режима. При нарушении синхронизма во внешнюю цепь подается сигнал, автоматически происходит инвертирование и возбудитель переходит в исходное предпусковое состояние. Гашение поля при замкнутой обмотке статора длится порядка 0,5 с.

## Раздел 4

### ГИДРОАГРЕГАТЫ ГАЭС

#### Глава 19

### ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И КОМПОНОВКА ГИДРОАГРЕГАТА

#### 19.1. ВЫБОР РАСЧЕТНОГО НАПОРА ТУРБИНЫ И МОЩНОСТИ ГЕНЕРАТОРА

Различают напоры максимальный  $H_{max}$ , оптимальный  $H_0$ , при котором КПД турбины достигает максимального значения при работе турбины с оптимальной мощностью, средневызванный по мощности  $H_{cp}$ ,  $H_{cp} =$

$$= \frac{\sum NH \Delta t}{\sum N \Delta t}, \text{ расчетный } H_p, \text{ по которому}$$

выбирается диаметр турбины, гарантированный  $H_{гар}$ , минимальный  $H_{min}$ , пусковой  $H_{пуск}$ , при котором вводится в эксплуатацию первый гидроагрегат при нестроеной плотине.

Расчетным напором турбины называется такой минимальный напор, при ко-

тором турбина обеспечивает получение номинальной мощности генератора при расчетном  $\cos \phi$ .

Гарантированным считается напор в энергетически напряженный период года, когда должно быть обеспечено гарантированное участие ГАЭС в покрытии максимума нагрузки энергосистемы. Чаще всего гарантированным оказывается напор в период прохождения годового максимума нагрузки, т. е. напор в декабре — январе расчетного маловодного года.

Гарантированная мощность ГАЭС должна быть обеспечена по воде и напору. Поэтому наряду с гарантированным зарегулированным расходом воды должен обеспечиваться гарантированный напор.

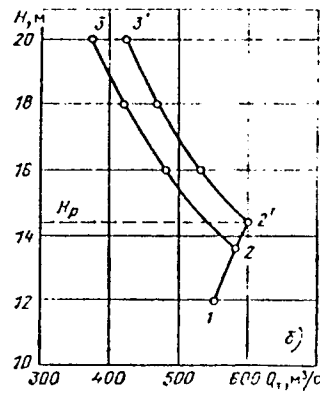
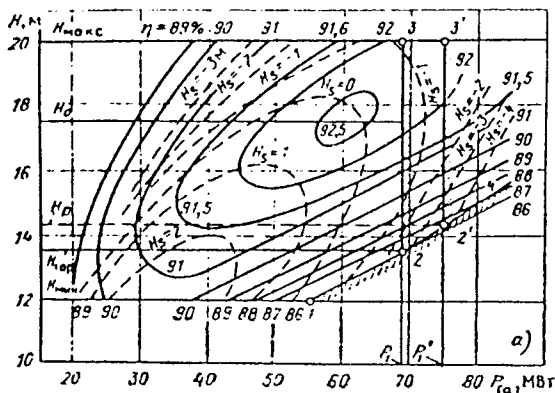


Рис. 19.1. К выбору расчетного напора турбины и мощности генератора:

а — эксплуатационная характеристика гидроагрегата; б — кривые зависимости максимального расхода турбины от напора

При напорах ниже расчетного ( $H < H_p$ ) мощность гидроагрегата ограничивается мощностью турбины. Если не допускается форсирование мощности генератора, то при напорах выше расчетного ( $H > H_p$ ) мощность гидроагрегата ограничивается по номинальной мощности  $P_n$  генератора и остается постоянной, равной номинальной мощности гидроагрегата ( $P = P_n$ ), если  $\cos \phi$  генератора не меняется. При этом в зоне напоров от  $H_p$  до  $H_{\max}$  мощность турбины недонпользуется.

На рис. 19.1 представлена эксплуатационная характеристика гидроагрегата без форсирования мощности генератора. На характеристике показаны линии напоров ( $H_{\max}$ ,  $H_{\text{гар}}$ ,  $H_p$ ,  $H_0$  и  $H_{\min}$ ) и линии ограничения мощности гидроагрегата по турбине (1-2) и по генератору (2-3). Линия 2-4 показывает возможную по турбине мощность гидроагрегата при напоре выше расчетного.

Диаметр турбины определяется по номинальной мощности гидроагрегата и расчетному напору. При округлении диаметра турбины до ближайшего унифицированного значения и частоты вращения до синхронной частоты изменяются параметры гидроагрегата. При этом для использования полной мощности турбины в общем случае необходимо изменить или расчетный напор, или номинальную мощность турбины.

При выбранном диаметре турбины изменение расчетного напора  $H_p$  потребует изменения мощности генератора. Чем выше будет назначаться расчетный напор  $H_p$ , тем больше должна быть мощность генератора, и наоборот. Следовательно, при заданном числе турбин и их диаметре увеличение расчетного напора  $H_p$  влечет за собой некоторое увеличение установленной мощности ГЭС. Необходимо учитывать, что установленная мощность ГЭС уточняется и

окончательно определяется в процессе выбора параметров гидроагрегатов.

Расчетный напор турбины  $H_p$  обычно находится в пределах между гарантированным напором  $H_{\text{гар}}$  и средневзвешенным напором ГЭС:  $H_{\text{ср. вз}} \geq H_p \geq H_{\text{гар}}$ .

Определение расчетного напора турбин и мощности генератора целесообразно рассмотреть применительно к трем типовым случаям выбора установленной мощности ГЭС.

1. Установленная мощность ГЭС выбирается по ее гарантированной мощности в период прохождения годового максимума нагрузки энергосистемы. Этот случай типичен для энергосистем с большим сезонным снижением нагрузки, исключающим необходимость в ремонтном резерве мощности. Для рассматриваемых условий существенное значение имеет гарантированный напор. Неблагоприятным по напору может оказаться или маловодный, или многоводный год. Поэтому определяется напор  $H_1$  для расчетного маловодного года и напор  $H_2$  для расчетного многоводного года при использовании в суточном графике нагрузки гарантированной пиковой мощности ГЭС и аварийного резерва. Использование нагрузочного резерва не сказывается существенно на уровне нижнего бьефа. Наименьший по значению напор из  $H_1$  и  $H_2$  принимается в качестве гарантированного напора. Для ГЭС с многолетним регулированием в большинстве случаев вследствие сработок водохранилища меньшим оказывается напор с маловодный год; для ГЭС с годичным регулированием вследствие высокого уровня нижнего бьефа меньшим может оказаться напор в многоводный год.

Так как габариты спиральной камеры определяются по диаметру рабочего колеса

турбины  $D_1$ , то при заданных числе, типе и диаметре турбин повышение напора сверх гарантированного позволяет получить увеличение установленной мощности ГЭС только за счет увеличения мощности генератора, трансформатора и пропускной способности ВЛ. Может потребоваться также увеличение грузоподъемности кранов из-за увеличения массы генератора и заглубление здания ГЭС вследствие изменения значения допустимой высоты отсасывания. При детальных расчетах надо учитывать увеличение габаритов спиральной камеры. При повышении  $H_p$  увеличивается пропускная способность (максимальный расход воды) турбин при высоких напорах (рис. 19.1), что позволяет получить в паводок дополнительную выработку энергии. Обычно улучшается также зона работы турбины на характеристике, и довольно часто повышается общий КПД ГЭС за счет более полного использования части характеристики с высокими значениями КПД. На рис. 19.1 показано увеличение мощности генератора с  $P_1 = N_1 \eta_p$  до  $P'_1 = \eta_p N'_1$  и увеличение пропускной способности турбин при повышении напора с  $H_{\text{гар}}$  до  $H_p$ . Подсчитав приращение затрат по ГЭС  $\Delta \bar{E}_{\text{ГЭС}}$  при увеличении мощности ее генераторов и экономии затрат по энергосистеме  $\Delta \bar{Z}$ , можно по условию  $\Delta \bar{E}_{\text{ГЭС}} \approx \Delta \bar{Z}$ , определить наименьшую мощность генератора, например  $P'_1$ , и вместе с тем определить расчетный напор  $H_p$ . Тогда линия ограничения мощности по генератору будет 2'-3'.

2. На ГЭС устанавливается ремонтный резерв мощности энергосистемы. Этот случай типичен для систем с небольшим сезонным снижением нагрузки, которое недостаточно для проведения ремонта гидроагрегатов. Для таких систем необходим ремонтный резерв мощности. Увеличение мощности генераторов при данном диаметре турбин позволяет увеличить установленную мощность ГЭС и тем самым получить ремонтный резерв при небольших затратах. Значение заменяемой мощности определяется по среднему приращению используемой мощности ГЭС в расчетный маловодный год. Заменяемой может быть мощность тепловой электростанции или мощность намечаемой к строительству другой ГЭС.

Подсчитав увеличение затрат по ГЭС  $\Delta \bar{E}_{\text{ГЭС}}$  и экономию затрат по заменяемой мощности  $\Delta \bar{Z}$ , можно по условию  $\Delta \bar{E}_{\text{ГЭС}} \approx \Delta \bar{Z}$ , определить наименьшую мощность генератора. Соответствующий этой мощности напор считается расчетным.

3. На ГЭС устанавливается сезонная дублирующая мощность. Этот случай может иметь место, когда незарегулированная или мало зарегу-

лированная ГЭС предназначена для работы в энергосистеме с большим сезонным снижением нагрузки, достаточным для проведения ремонта агрегатов ГЭС. В данном случае определяется выгодность увеличения мощности генератора для выработки сезонной электроэнергии и получения экономии топлива в системе. Сопоставляя дополнительные затраты по ГЭС при увеличении мощности ее генераторов с экономией затрат на топливо в энергосистеме, можно определить наименьшую мощность генератора и тем самым получить значение  $H_p$ .

Интенсификация использования генераторов. Если в отдельные периоды года при избытке воды в реке напор ГЭС бывает больше расчетного, то необходимо рассмотреть вопрос о целесообразности работы генераторов в эти периоды с повышенным  $\cos \phi$ , например до 0,9—0,95. Это позволит получить дополнительную выработку электроэнергии, так как турбина при  $H > H_p$  может давать повышенную мощность. В таких случаях мощность турбины надо увеличить на несколько процентов сверх номинальной, провести расчеты на прочность ее элементов, проверить допустимую высоту отсасывания и т. д.

Для некоторых построенных ГАЭС зарубежные фирмы допускали в генераторном режиме двухтемпературный режим перегрева обмотки электрической машины. Длительный режим допускает перегрев обмоток по сравнению с температурой охлаждателя на  $\Delta \theta_1 = 60^\circ \text{C}$ , кратковременный — длительностью 3—4 ч на  $\Delta \theta_2 = 80^\circ \text{C}$ .

Габаритные размеры электрической машины определяются по длительному режиму при  $\Delta \theta_1 = 60^\circ \text{C}$  и  $\cos \phi = 1$ . При кратковременных форсированных нагрузках при  $\Delta \theta_2 = 80^\circ \text{C}$  КПД снижается на 1—2%, но мощность получается значительно больше номинальной. Например, на ГАЭС Лядингтон (США) номинальная мощность генератора составляет 312 МВт, форсированная мощность — 365 МВт. При шести установленных гидроагрегатах на данной ГАЭС дополнительная кратковременная мощность превышает номинальную мощность на 300 МВт. На ГАЭС Вианден II (Люксембург) номинальная мощность электрической машины в генераторном режиме составляет 200 МВт, форсированная — 240 МВт. На ГАЭС Кисеяма (Япония), мощности электрической машины в генераторном режиме соответственно равны 230 и 250 МВт.

Идея двухтемпературного режима перегрева обмоток генераторов в ряде случаев могла бы быть использована и на некоторых гидростанциях, работающих в маловодные сезоны года в пиковом режиме.

В последние 10—15 лет качество изоляции обмоток генераторов значительно по-



высилось и увеличилось допустимые значения температуры их нагрева. Так, для терморезистивной изоляции максимальная температура составляет 140 °С. По ГОСТ 5616—81 при замкнутой воздушной системе косвенного охлаждения генераторов расчетная температура входящего воздуха принимается равной 35 °С. При этом возможный максимальный перегрев обмоток составляет 105 °С. Если ограничиться максимальной температурой обмоток 120 °С, то и в этом случае допустимое превышение температуры обмоток по сравнению с температурой входящего воздуха составит 85 °С.

В маловодные сезоны года, например зимой, температура воздуха значительно снижается. Если для расчета принять температуру воздуха, входящего в охладитель, 25 °С, то допустимое превышение температуры обмоток достигнет 100 °С. Этот перепад температуры получится при форсировании мощности генератора по сравнению с его номинальной мощностью.

При других системах охлаждения генератора необходимо учитывать специфические условия. Например, при воздушной разомкнутой системе охлаждения (которая применяется для генераторов небольшой мощности) расчетная температура входящего воздуха по ГОСТ 5616—81 принимается 40 °С. При непосредственном водяном охлаждении обмоток генератора температура выходящей воды допускается не выше 65 °С, чтобы температура обмоток была ниже 100 °С для исключения опасности кипения воды в обмотках генератора.

Кратковременное форсирование мощности генераторов на 10—15% в период прохождения максимума нагрузки энергосистемы может дать существенный энергетический эффект. Форсированной мощности ге-

нератора  $P_\phi$  должна соответствовать повышенная (форсированная) мощность турбины

$$N_\phi = \frac{P_\phi}{\eta_{ген}}$$

Мощность турбины  $N_\phi$  при заданном диаметре рабочего колеса может быть получена только при напоре, большем расчетного, и должна быть обеспечена водой.

Если генераторы пиковых ГЭС будут изготавливаться с учетом кратковременного форсирования мощности, то потребуются пересмотреть вопрос о расчетном напоре турбины, проверить и, в случае необходимости, повысить конструктивную прочность рабочего колеса и других элементов турбины.

## 19.2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВЫБОРА ГИДРОТУРБИН

Для проектируемой ГЭС обычно могут быть выбраны гидротурбины двух или даже трех систем. Кроме того, для одной системы каждый из возможных типов гидротурбин может отличаться по конструкциям рабочего колеса и других элементовточной части, и, наконец, на проектируемой ГЭС могут быть установлены гидротурбины различных размеров. Выбор оптимального варианта гидротурбины производится на основании технико-экономических расчетов.

Для приближенного сопоставления гидротурбин различных систем удобно пользоваться обобщенными характеристиками, полученными при сопоставлении параметров гидротурбин, изготовленных в СССР и за рубежом.

Зависимости коэффициента уровня быстроходности  $k$  (см. § 1.4) от напора для

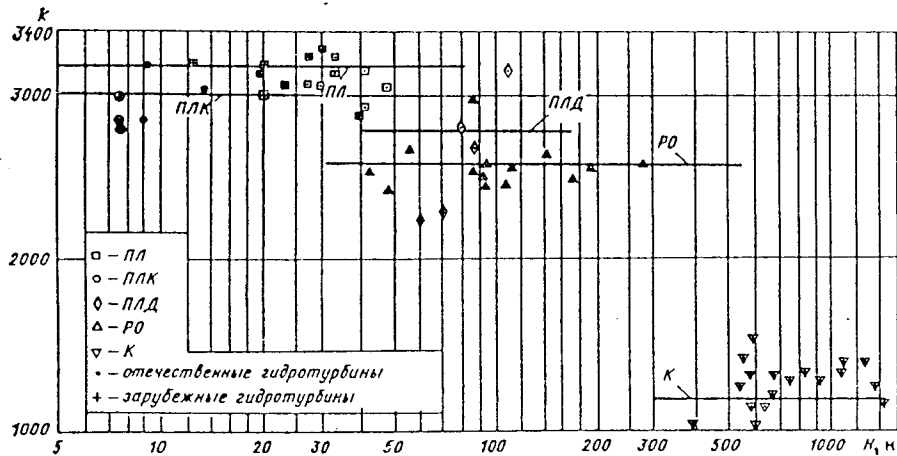


Рис. 19.2. Зависимости коэффициента уровня быстроходности  $k$  гидротурбин различных систем от напора

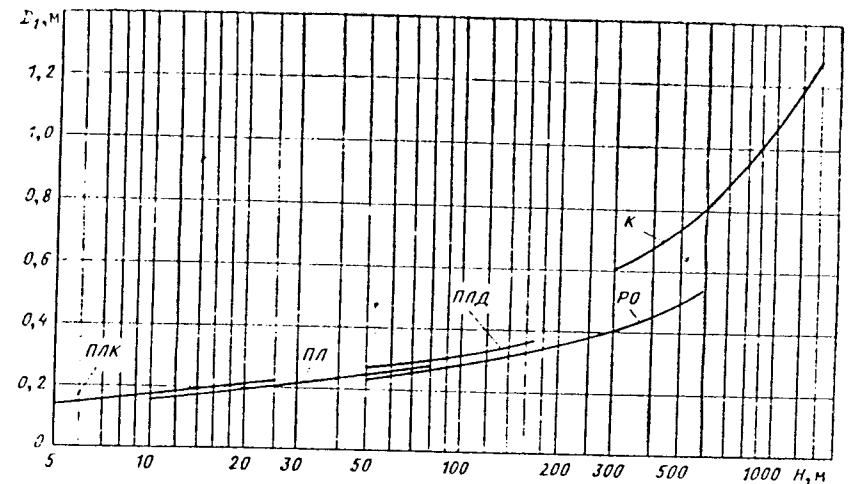


Рис. 19.3. Зависимость диаметра рабочего колеса гидротурбин различных систем от напора при параметрах турбины  $N = 0,736$  кВт и  $H = 1$  м

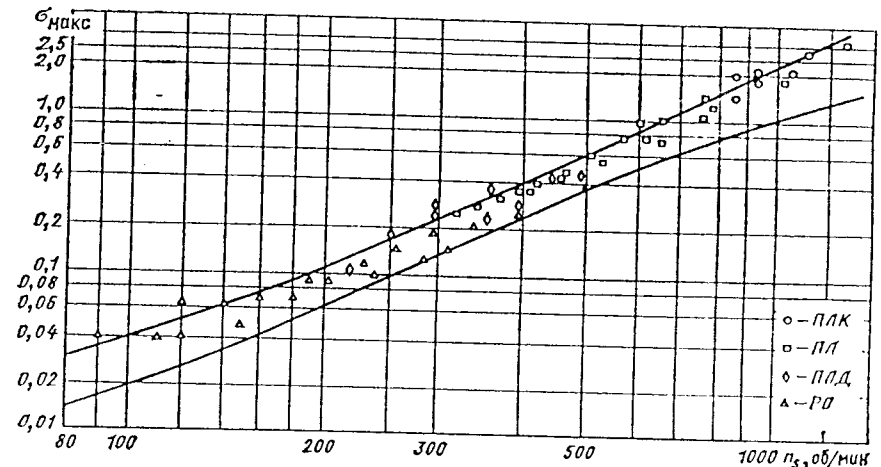


Рис. 19.4. Зависимость максимального коэффициента кавитации  $\sigma_{max}$  гидротурбин различных систем от быстроходности  $n_s$

отечественных и зарубежных гидротурбин различных систем приведены на рис. 19.2. Принятые значения  $k$  примерно соответствуют современному уровню развития гидротурбостроения. Для каждого типа турбины с помощью зависимости  $Q'_{1max} = f(H)$ , связанной с исходной зависимостью  $k = f(H)$ , может быть построена зависимость  $D_1 = f(H)$  для гидротурбин мощностью  $N = 1$  л. с.  $\approx 0,736$  кВт и напором  $H = 1$  м (рис. 19.3).

Для сопоставления кавитационных свойств гидротурбин различных систем можно использовать обобщенную зависимость  $\sigma_{max} = f(n_s)$  (рис. 19.4), полученную по

данным табл. 6.2, 6.3, 6.6, 6.8. Определяя  $n_s = k/\sqrt{H}$  по рис. 19.2 и находя соответствующее этому  $\sigma_{max}$  (по рис. 19.4), можно построить зависимость  $\sigma_{max} = f(H)$  для гидротурбин различных систем (рис. 19.5). Эти зависимости дают представление о кавитационных свойствах гидротурбин различных систем при условии, если уровни  $k$  соответствуют исходным значениям.

Использование гидротурбин различных систем имеет свои особенности.

Горизонтальные капсульные гидротурбины существенно превосходят вертикальные ПЛ гидротурбины по пропускной способ-

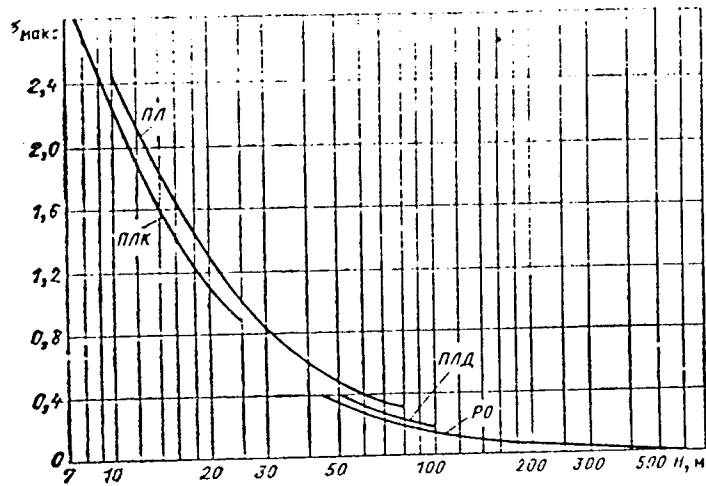


Рис. 19.5 Зависимость  $\sigma_{\max}$  гидротурбин различных систем от напора

ности<sup>1</sup>, уровню КПД при оптимальных режимах (на 0,5—2 %) и имеют меньшие относительные габаритные размеры агрегатных блоков. Капитальные вложения в ГЭС с горизонтальными капсульными гидроагрегатами меньше на 15—20 % по сравнению с капитальными вложениями в ГЭС той же мощности, но с вертикальными гидроагрегатами. Вместе с тем горизонтальные капсульные гидротурбины более сложны в эксплуатации, что увеличивает эксплуатационные расходы на ГЭС, они более трудоемки и металлоемки, чем вертикальные ПЛ гидротурбины.

Вертикальные ПЛ осевые гидротурбины по сравнению с РО гидротурбинами обладают более пологими рабочими характеристиками при изменении мощности гидротурбины. В то же время РО гидротурбины превосходят ПЛ гидротурбины по максимальному КПД на 0,5—2 %, они менее металлоемки и более просты в эксплуатации. Из-за лучших кавитационных качеств требуемое заглубление их меньше, чем у ПЛ гидротурбин. В случае применения РО гидротурбин исключается возможность загрязнения рек маслом.

Диагональные ПЛ гидротурбины имеют лучшие кавитационные свойства, чем осевые ПЛ гидротурбины, превосходят их по максимальному КПД, однако уступают по габаритным размерам проточной части и имеют несколько меньшую частоту вращения.

<sup>1</sup> На практике это преимущество не всегда реализуется, что можно объяснить стремлением проектировщиков не увеличивать заглубление гидроагрегата (см. рис. 19.2).

Диагональные гидротурбины по сравнению с РО гидротурбинами имеют более пологие рабочие характеристики, однако уступают последним по максимальному КПД, по кавитационным качествам, по относительным размерам проточной части и по металлоемкости.

Пропеллерные гидротурбины дешевле поворотно-лопастных гидротурбин, однако из-за узкой зоны высоких значений КПД рабочих характеристик они могут применяться только на ГЭС с практически постоянными напорами и нагрузками на гидротурбину. Из-за меньших диаметров корпуса рабочего колеса пропеллерные гидротурбины превосходят ПЛ гидротурбины по кавитационным качествам. Перевод ПЛ гидротурбин на работу в пропеллерных режимах, что иногда практикуется на действующих ГЭС, может привести к сокращению срока службы гидротурбин из-за высокого уровня динамических напряжений при частичных нагрузках и при переходных режимах. На вновь проектируемых пропеллерных гидротурбинах лопастные системы принципиально отличаются от лопастных систем поворотно-лопастных гидротурбин. Для пропеллерных гидротурбин следует применять цилиндрические камеры рабочего колеса. Такое изменение проточной части особенно сильно влияет на профиль лопастей диагональных гидротурбин. При этом пропеллерная диагональная гидротурбина практически трансформируется в радиально-осевую гидротурбину (без обода).

Ковшовые гидротурбины по сравнению с радиально-осевыми имеют меньшую пропускную способность, меньшие значения частоты вращения и меньшие значения максимального КПД (до 1,5 % при напорах меньше 400 м), но имеют очень пологие

рабочие характеристики при изменении мощности.

При выборе числа гидроагрегатов существенное значение имеет металлоемкость и трудоемкость изготовления турбин. Для реактивных турбин мощность изменяется пропорционально  $D_1^2$ , а металлоемкость ги-

дротурбины — пропорционально  $D_1^3$ , где  $3 > \lambda > 2$ , т. е. расход металла на единицу установленной мощности увеличивается с увеличением  $D_1$ . Трудоемкость изготовления гидротурбины изменяется пропорционально  $D_1^m$ , где  $2 > m > 1$ , поэтому удельная трудоемкость изготовления освоенных в производстве типоразмеров с увеличением  $D_1$  уменьшается, что достигается главным образом за счет сокращения трудозатрат на установочных операциях.

При определении  $D_1$  (см. § 1.5) для радиально-осевых гидротурбин принимаются  $Q'_{IP}$  на линии 95 %  $N_{\max}$ . Для поворотно-лопастных гидротурбин значения  $Q'_{IP}$  определяются технико-экономическим расчетом (см. § 19.3), а для ковшовых турбин принимается  $Q'_{IP} = Q'_{\max}$  в соответствии с табл. 6.10.

Значения КПД должны быть приняты равными КПД турбины в режимной точке с расчетным напором  $H_p$  и номинальной мощностью  $N$ . Полученное значение диаметра округляется до ближайшего значения в ряду предпочтительных чисел  $D_1$ , указанных в табл. 6.4.

Правильность выбора параметров контролируется расположением оптимума универсальной характеристики относительно полосы, ограниченной  $\eta'_{\max}$  и  $\eta'_{\min}$ . Если оптимум универсальной характеристики выходит за пределы указанной полосы, то параметры гидротурбины следует уточнить, изменив  $\lambda$  и  $D_1$ .

При выбранных отметках высотного расположения рабочего колеса унос металла вследствие кавитационной эрозии не должен превосходить значений, указанных в публикации МЭК № 609, 1978 г.

Отметка расположения гидротурбины должна быть выбрана так, чтобы обеспечить подтопление верхней части выходного сечения отсасывающей трубы при всех режимах не менее чем на 0,5 м.

Для ориентировочных расчетов по определению типа и параметров, например, РО турбин пользуются данными табл. 6.3. По

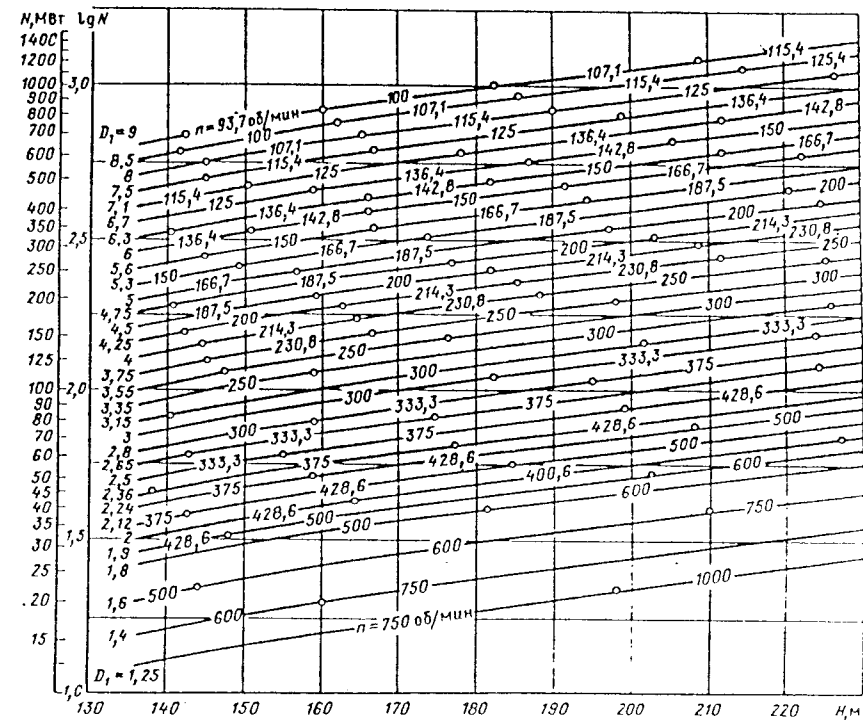


Рис. 19.6. Частные графики для выбора параметров гидротурбины РО230/822

максимальному напору определяют тип колеса и для него принимают  $Q'_{1\text{ макс}}$  на линии 5 %-ного запаса мощности, определяют соответствующие значения  $\sigma$  и  $n'_{1\text{ опт}}$ .

Зная расчетный напор, по формулам (1.18) и (7.9) подсчитывают диаметр рабочего колеса  $D_1$  и высоту отсасывания  $H_s$ . Диаметр округляют до ближайшего предпочтительного значения (табл. 6.4) и по нему подсчитывают частоту вращения, пользуясь формулой (1.19). Частоту принимают ближайшей синхронной (§ 14.1).

Если основание здания ГЭС сложено из скальных пород и требуется большое заглубление здания ГЭС, то целесообразно рассмотреть вариант с более тихоходной турбиной. Диаметр ее будет больше, но заглубление здания может существенно уменьшиться, и вариант с более тихоходной турбиной может оказаться более экономичным.

Для ковшовых турбин по  $H_{\text{макс}}$  из табл. 6.9 определяют тип гидротурбины, по табл. 6.10 находят  $Q'_{1\text{ макс}}$  и  $n'_{1\text{ опт}}$  и затем подсчитывают диаметр рабочего колеса по формуле (1.18) и частоту вращения турбины по формуле (1.19).

Особый подход требуется для расчета параметров поворотно-лопастных турбин осевых, диагональных и капсульных. Для них приходится задавать два-три значения расчетного приведенного расхода  $Q'_{1\text{ опт}}$  и  $Q'_{1\text{ макс}}$ , и для них по соответствующим табл. 6.2, 6.6, 6.8 определяют значения  $\sigma$  и  $n'_{1\text{ опт}}$ . По этим данным, пользуясь формулами (1.18) и (7.8), или (7.9), или (7.7), подсчитывают значения диаметров рабочего колеса  $D_1$  и  $D_{1\text{ мин}}$  и соответствующие высоты отсасывания  $H_s$ .

На практике оптимальное решение получается для подземных ГЭС при значениях  $Q'_{1\text{р}}$ , сравнительно близких к  $Q'_{1\text{ макс}}$  а для наземных ГЭС  $Q'_{1\text{ макс}} > Q'_{1\text{р}} > Q'_{1\text{о}}$ .

На предварительных стадиях проектирования гидротурбин, когда рассматривается большое число вариантов, для выбора  $n$  и  $D_1$  удобно пользоваться также частными графиками (рис. 19.6).

Для более детальных расчетов пользуются универсальными характеристиками (см. § 19.3).

### 19.3. ПРИМЕРЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОАГРЕГАТА

Исходные данные: мощность генератора  $P_{\text{н}} = 200$  МВт;  $\cos \varphi = 0,85$ ; КПД генератора  $\eta_{\text{ген}} = 0,98$ ; напоры  $H_{\text{макс}} = 72$  м,  $H_{\text{р}} = 64$  м,  $H_{\text{ср. вэ}} = 66$  м,  $H_{\text{мин}} = 60$  м,  $H_{\text{пуск}} = 40$  м.

Номинальная мощность турбины, МВт, равна:

$$N = 200/0,98 = 204.$$

Для заданных параметров согласно номенклатуре следует выбрать турбину РО75, из универсальной характеристики (рис. 19.7)  $n'_{1\text{ опт}} = 80$  об/мин. Если  $n'_{1\text{ опт}}$  будет соответствовать средневзвешенному напору  $H_{\text{ср. вэ}}$ , то получим оптимальное значение среднего эксплуатационного КПД турбины. Для расчетного и средневзвешенного напоров из формулы (1.11) для  $n'_1$  можно получить расчетную приведенную частоту вращения:

$$n'_{1\text{р}} = n'_{1\text{ опт}} \sqrt{H_{\text{ср. вэ}}/H_{\text{р}}}$$

$n'_{1\text{р}} \approx 81$  об/мин. Из универсальной характеристики для  $n'_{1\text{р}} = 81$  об/мин получаем на линии 5 %-ного запаса мощности расчетный приведенный расход  $Q'_{1\text{р}} \approx 1200$  л/с и  $\sigma_{\text{кр}} \approx 0,13$ ; КПД натурной турбины следует принимать для номинальной мощности с учетом поправки на диаметр  $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{м}} + \Delta\eta$ , где  $\eta_{\text{м}}$  — КПД модели. Ориентировочно примем  $\eta_{\text{н}} = 0,92$ .

Определяем диаметр рабочего колеса, м:

$$D_1 = \sqrt{\frac{N}{9,81 Q'_{1\text{р}} H_{\text{р}}^{1,5} \eta_{\text{н}}}} = \sqrt{\frac{204\,000}{9,81 \cdot 1,2 \cdot 64^{1,5} \cdot 0,92}} = 6,06.$$

Принимаем согласно стандарту  $D_1 = 6$  м. Определяем по (7.3) максимальный КПД турбины:

$$\eta_{\text{н. макс}} = 1 - (1 - \eta_{\text{м. макс}}) \sqrt[5]{D_{1\text{м}}/D_1} = 1 - (1 - 0,918) \sqrt[5]{0,46/6} \approx 0,951.$$

При более детальных расчетах применяется формула (7.6)

$$\eta_{\text{н. макс}} = 1 - (1 - \eta_{\text{м. макс}}) \times \left[ (1 - 0,75) + 0,75 \sqrt[5]{Re_{\text{м}}/Re_{\text{н}}} \right],$$

где  $Re_{\text{м}}$ ,  $Re_{\text{н}}$  — числа Рейнольдса модельной и натурной гидротурбин. Отношение чисел равно:

$$Re_{\text{м}}/Re_{\text{н}} = v_{\text{м}} D_{1\text{м}} \sqrt{H_{\text{м}}} / v_{\text{н}} D_{1\text{н}} \sqrt{H_{\text{н}}}.$$

В рассматриваемом случае

$$D_{1\text{м}} = 0,46 \text{ м}; H_{\text{м}} = 4 \text{ м}; \eta_{\text{м. макс}} = 0,918, \\ D_{1\text{н}} = 6 \text{ м}; H_{\text{н}} = 66 \text{ м}.$$

Если температура воды в натуральных условиях и при модельных исследованиях равна  $\Theta_{\text{н}} = \Theta_{\text{м}} = 7^\circ\text{C}$ , то вязкость воды  $v_{\text{н}} = v_{\text{м}}$ :

$$\sqrt[5]{Re_{\text{м}}/Re_{\text{н}}} = \sqrt[5]{1 \cdot \frac{0,46}{6} \cdot \frac{\sqrt{4}}{\sqrt{66}}} = 0,452.$$

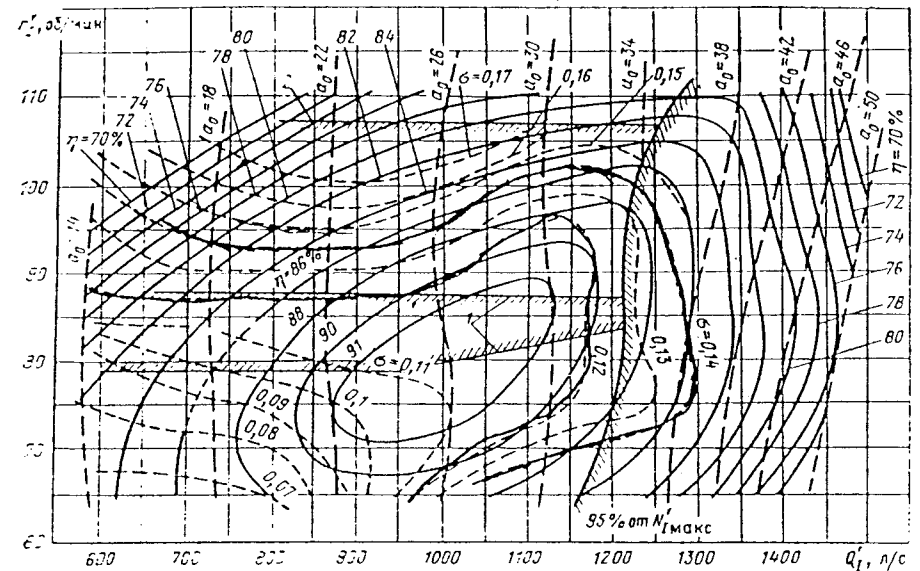


Рис. 19.7. Универсальная характеристика радиально-осевой турбины ( $D_1 = 0,46$  м) с зонами работы:

1 — в нормальных условиях эксплуатации; 2 — при пусковом напоре

Тогда  $\eta_{\text{макс}} = 1 - (1 - 0,918) (0,25 + 0,75 \times 0,452) = 0,9517$ .

В модельных исследованиях при температуре воды  $\Theta_{\text{м}} = 7^\circ\text{C}$  и натуральных условиях при  $\Theta_{\text{н}} = 20^\circ\text{C}$  получим  $v_{\text{н}} = 1,42 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,  $v_{\text{м}} = 1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, тогда

$$Re_{\text{м}}/Re_{\text{н}} = \frac{1}{1,42} \cdot 0,01887 = 0,013288; \\ \sqrt[5]{Re_{\text{м}}/Re_{\text{н}}} = 0,4214.$$

В этом случае

$$\eta_{\text{н. макс}} = 1 - (1 - 0,918) (0,25 + 0,75 \times 0,4214) = 0,9536.$$

Для дальнейших расчетов воспользуемся формулой (7.3), рекомендованной МЭК, и будем принимать  $\eta_{\text{н. макс}} = 0,951$ .

Поправка на КПД:

$$\Delta\eta = 0,951 - 0,918 = 0,033.$$

Определяем частоту вращения, об/мин:

$$n = \frac{n'_{1\text{ опт}} \sqrt{H_{\text{ср. вэ}}}}{D_1} = \frac{80 \sqrt{66}}{6,0} \approx 108,3.$$

Предварительно принимаем ближайшее значение синхронной частоты:

$$n = 107,1 \text{ об/мин}.$$

Поправка на приведенную частоту вращения, об/мин:

$$\Delta n'_1 = n'_{1\text{ опт}} \left( \sqrt{\frac{\eta_{\text{н. макс}}}{\eta_{\text{м. макс}}}} - 1 \right) = 80 \left( \sqrt{\frac{0,951}{0,918}} - 1 \right) = 2,8.$$

Уточненная приведенная частота вращения гидроагрегата

$$n'_{1\text{ опт}} = n \frac{D_1}{\sqrt{H_{\text{ср. вэ}}}} - \Delta n'_1 = 107,1 \cdot \frac{6}{\sqrt{66}} - 2,8 = 76,3 \text{ об/мин}.$$

Оптимальная приведенная частота вращения получилась несколько ниже центра характеристики. Если взять большее значение синхронной частоты вращения ( $n = 115,4$  об/мин), то  $n'_{1\text{ опт}} = 82,4$  об/мин, т. е. оказывается несколько выше центра характеристики, что является предпочтительным, если учитывать, что масса генератора при более высокой частоте вращения получается меньше.

Принимаем  $n = 115,4$  об/мин. При выбранном диаметре уточним мощность турбины при КПД турбины на линии 5 %-ного запаса мощности;  $\eta = 0,89 + 0,033 = 0,923$ . Приведенный рас-

ход в этой точке  $Q'_1 = 1,22 \text{ м}^3/\text{с}$ , мощность турбины, МВт,

$$N = 9,81 Q'_1 D_1^2 H_p^{1,5} \eta = 9,81 \cdot 1,22 \cdot 6^2 \times \\ \times 64^{1,5} \cdot 0,923 = 203,612;$$

мощность генератора, МВт,

$$P_{гг} = N \eta_{ген} = 203,612 \cdot 0,98 = 199,5.$$

По сравнению с исходным значением  $P_{гг} = 200 \text{ МВт}$  расхождение получилось небольшим. За счет незначительного повышения расчетного напора или небольшого уменьшения запаса мощности турбины по сравнению с 5 %-ным запасом можно получить мощность турбины  $N = 204 \text{ МВт}$  и номинальную мощность гидроагрегата  $P = P_{гг} = 200 \text{ МВт}$ .

При заданном  $\cos \varphi = 0,85$  полная мощность генератора будет равна:  $P_s = P_{гг} / \cos \varphi = 235,3 \text{ МВ} \cdot \text{А}$ . Если при принятии предпочтительного диаметра расхождение между исходным и полученным значениями мощности генератора значительно, то надо принимать ту мощность генератора, которую обеспечивает турбина, и соответственно изменить установленную мощность ГЭС, т. е. изменить число гидроагрегатов или принять другой предпочтительный диаметр турбины. В данном случае таких изменений не требуется.

Для выбранной турбины РО75 с  $D_1 = 6 \text{ м}$  все остальные размеры турбины определяются по данным номенклатуры. Пользуясь значениями коэффициента кавитации, нанесенными на характеристики, определяют по формуле (7.8) высоту отсасывания (см. гл. 4 и 7).

Для проверки соответствия выбранной турбины эксплуатационным условиям на универсальную характеристику наносят зону работы турбины. При  $H_p$  и  $H_{мин}$  турбина может работать с полной производительностью, чему соответствует  $Q'_1$  на линии 5 %-ного запаса мощности. Напору  $H_p$  соответствует частота вращения, об/мин,

$$n'_1 = n \frac{D_1}{\sqrt{H_p}} - \Delta n'_1 = \\ = 115,4 \frac{6}{\sqrt{64}} - 2,8 = 83,75.$$

Соответственно для  $H_{мин}$  получим  $n'_{1 \text{ макс}} = 86,6 \text{ об/мин}$ . Для  $H_{макс}$   $n'_{1 \text{ мин}} = 79 \text{ об/мин}$ . Приведенный расход  $Q'_1$  для  $H_{мин}$  принимается на линии полного открытия направляющего аппарата. При максимальном напоре мощность гидроагрегата ограничивается принятой мощностью генератора, и для этого напора приведенный расход,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,

вещ:

$$Q'_1 = \frac{N}{9,81 D_1^2 H_p^{1,5} \eta_{макс}} = \\ = \frac{204 \text{ 000}}{9,81 \cdot 6^2 \cdot 72^{1,5} \cdot 0,95} = 0,955.$$

Поскольку зона работы принятой турбины охватывает оптимальный характеристики по КПД, то выбор турбины можно считать вполне приемлемым. Минимально допустимая мощность турбины и соответственно  $Q'_{1 \text{ мин}}$  обычно ограничиваются по условиям вибрации. Минимально допустимый приведенный расход  $Q'_{1 \text{ мин}}$  определяется при лабораторных испытаниях модели турбины, и соответственно подсчитывается допустимая минимальная мощность  $N_{мин}$ , которая уточняется при натурных испытаниях. Необходимо отметить, что, например, на Черкейской ГЭС наибольшие вибрации турбины происходят при нагрузках, составляющих 40—60 % мощности турбины, при снижении нагрузки вибрации уменьшаются. Особо следует рассмотреть режим работы турбины при пусковом напоре. В рассматриваемом примере приведенная частота вращения при пусковом напоре, об/мин, равна:

$$n'_{1 \text{ пуск}} = \frac{115,4 \cdot 6}{\sqrt{40}} - 2,8 = 107.$$

Как видно из универсальной характеристики (рис. 19.7), значение  $n'_{1 \text{ пуск}}$  при расходах  $Q'_1 = 1100 \div 1200 \text{ л/с}$  находится в зоне приемлемых значений КПД. Возможность работы турбины при этих  $n'_{1 \text{ пуск}}$ , т. е. при  $H_{пуск} = 40 \text{ м}$ , должна быть подтверждена проверкой на вибрацию и кавитацию и согласована с заводом-поставщиком гидротурбин.

Окончательная зона турбины с ограничениями по кавитации и вибрации наносится на заводскую эксплуатационную характеристику турбины.

Для поворотных лопастных турбин, как правило, выбор  $Q'_{1р}$  и  $D_1$  производится совместно с выбором высоты отсасывания. Для этого на линии  $n'_{1р}$  задают несколько значений  $\sigma_{кр}$  и соответствующие им  $Q'_{1р}$ . По этим данным определяют  $D_1$  и  $H_s$  и на основании технико-экономического анализа выбирают оптимальный диаметр, округляют его до предпочтительного значения и после этого уточняют  $\sigma_{кр}$  и  $H_s$ . Например, для выбора параметров ПЛ турбины проведен расчет при следующих исходных данных:  $N = 40 \text{ МВт}$ ,  $H_p = 36 \text{ м}$ ,  $H_{макс} = 45 \text{ м}$ ,  $H_{ср. в.} = 42,4 \text{ м}$  и  $H_{мин} = 30,4 \text{ м}$ . Этим параметрам соответствует турбина ПЛ-50, имеющая  $\eta_{макс} = 90,5 \%$  (рис. 19.8).

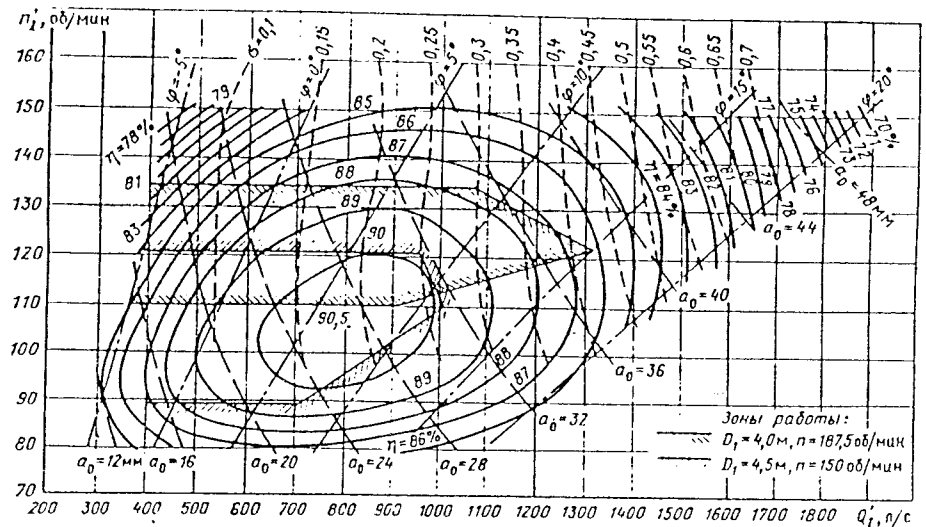


Рис. 19.8. Универсальная характеристика поворотной лопастной турбины ПЛ-50

В результате расчета были получены два возможных варианта:

$$D_1 = 4 \text{ м}; n = 187,5 \text{ об/мин}; H_s = -6,7 \text{ м}; \\ D_1 = 4,5 \text{ м}; n = 150 \text{ об/мин}; H_s = -1,2 \text{ м}.$$

Зоны работы турбины для этих вариантов показаны на рис. 19.8. Окончательный выбор можно сделать на основании технико-экономического сравнения вариантов.

Приближенные параметры турбины РО и ПЛ можно определить по табл. 6.2 и 6.3 или рис. 19.6.

В ряде случаев по пусковой схеме намечается длительная работа турбины при напорах первой очереди строительства ГЭС, намного меньших нормальных, с последующим их повышением через несколько лет (Саяно-Шушенская, Нурекская и Зейская ГЭС). В таких случаях иногда может оказаться целесообразной установка нескольких временных рабочих колес турбины, как это сделано на Саяно-Шушенской и Нурекской ГЭС. На Зейской ГЭС более целесообразным оказался вариант с постоянными штатными рабочими колесами турбин диагонального типа, которые могут работать при большом диапазоне изменения напора.

#### 19.4. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОАГРЕГАТА И ГИДРОАГРЕГАТНОГО БЛОКА

Коэффициент полезного действия гидроагрегата  $\eta_{гг}$  равен произведению КПД

турбины  $\eta_t$  и КПД генератора  $\eta_{ген}$ :

$$\eta_{гг} = \eta_t \eta_{ген}.$$

Так как максимальные значения КПД турбины и генератора получаются при разной нагрузке, то максимальный КПД гидроагрегата будет при некоторой промежуточной нагрузке.

Для распределения нагрузки между гидроагрегатами рекомендуется руководствоваться эксплуатационной характеристикой гидроагрегатного блока, которая может быть получена из эксплуатационной характеристики турбины  $\eta_t = f(N, H)$  умножением КПД турбины на КПД генератора и КПД водопроводящего тракта.

Коэффициент полезного действия гидроагрегатного блока

$$\eta_{б} = \eta_t \eta_{ген} \eta_{в},$$

где  $\eta_{в}$  — КПД водопроводящего тракта между сечениями В—В и С—С (см. рис. 1.1):

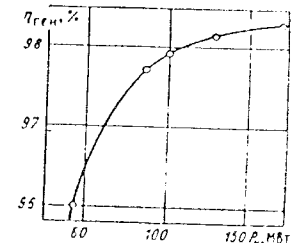


Рис. 19.9. Рабочая характеристика гидрогенератора ГЭС Джердап — Железные Ворота

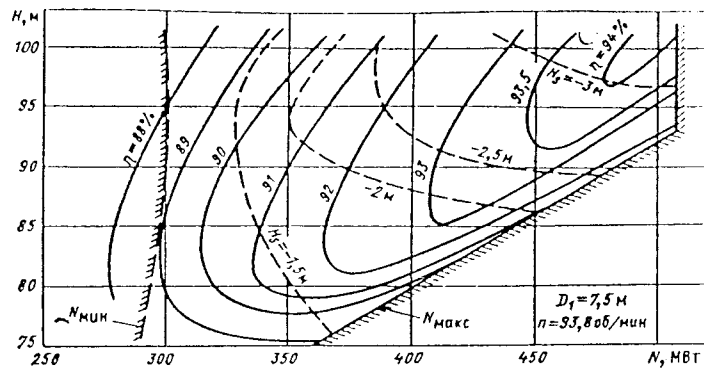


Рис. 19.10. Эксплуатационная характеристика РО турбины Красноярской ГЭС

$$\eta_b = \frac{H_0 - h_b}{H_0}, \quad H_0 - \text{статический напор;}$$

$h_b$  — потери напора в водопроводящем тракте, которые примерно пропорциональны квадрату расхода воды турбины.

В русловых ГЭС потери  $h_b$  состоят из местных потерь напора на вход в водоприемник, в решетках, пазах и потерь по длине водопроводящего тракта до входа в спиральную камеру. В приплотинных и деривационных ГЭС основную часть потерь составляют потери напора в турбинном водоводе.

КПД водопроводящего тракта уменьшается по мере увеличения нагрузки турбины от  $\eta_b = 1$  при расходе  $Q = 0$  до  $\eta_{b \text{ мин}}$  при полной нагрузке турбины. Расход турбины зависит и от ее нагрузки, и от напора, следовательно,

$$\eta_b = f(N, z_{в.б.}, Q_{н.б.})$$

где  $z_{в.б.}$  — уровень верхнего бьефа;  $Q_{н.б.}$  — расход воды нижнего бьефа, который состоит из расхода воды всех работающих турбин и расхода холостых сбросов.

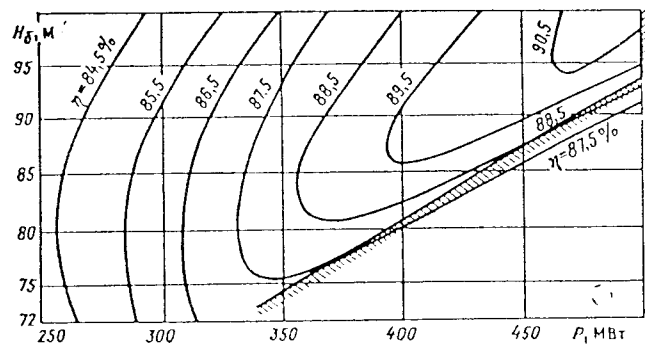


Рис. 19.11. Эксплуатационная характеристика гидроагрегатного блока Красноярской ГЭС

Если нижний бьеф находится в подпоре от плотины нижерасположенной гидроэлектростанции, то уровень нижнего бьефа, а следовательно, напор и  $\eta_b$  будут также зависеть от уровня верхнего бьефа этой плотины.

Если принята блочная схема электрических соединений генератор — трансформатор, то

$$\eta_b = \eta_{гг} \eta_{ген} \eta_{тр} \eta_{б},$$

где  $\eta_{тр}$  — КПД повышающего трансформатора.

Потери напора  $h_b$  могут превышать потери энергии в турбине и генераторе и должны учитываться при выборе числа работающих гидроагрегатов и распределении между ними нагрузки ГЭС. Степень засорения решеток, а следовательно, потери напора на них также могут быть разными. Это обстоятельство может влиять на распределение нагрузки ГЭС между гидроагрегатами. В эксплуатации должен производиться автоматический учет перепада уровня на решетках и своевременно должна производиться их очистка.

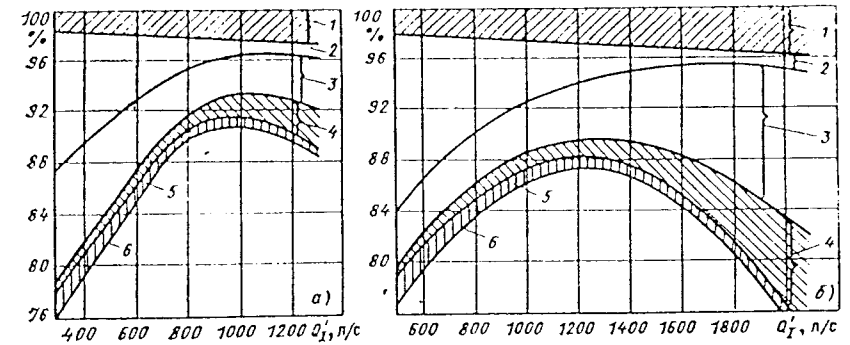


Рис. 19.12. Схема потерь энергии в гидроагрегатном блоке модельной турбины: а — РО турбина; б — ПЛ турбина; 1 — в элементах подводящего тракта (водоприемнике, турбинной камере, статоре, направляющем аппарате); 2 — в лопастной системе рабочего колеса; 3 — в отсасывающей трубе; 4 — на выходе из отсасывающей трубы; 5 — механические потери; 6 — КПД гидротурбинного блока

При построении проектных энергетических характеристик гидроагрегатного блока потери в водопроводящем тракте детализуются по отдельным элементам. Расчетные формулы определения потерь и методика построения энергетических характеристик гидроагрегатного блока приводится в [9].

На рис. 19.9 показана рабочая характеристика гидрогенератора ГЭС Джердал — Железные Ворота. На рис. 19.10 дана эксплуатационная характеристика РО турбины и на рис. 19.11 — эксплуатационная характеристика гидроагрегатного блока Красноярской ГЭС. Обе характеристики получены по результатам натурных испытаний. Ори-

ентировочное распределение потерь энергии в модельном гидроагрегатном блоке ГЭС показано на рис. 19.12.

На основе натурных испытаний на одной из ГЭС средней мощности с ПЛ турбиной были получены рабочие характеристики турбины, гидроагрегата и гидроагрегатного блока (рис. 19.13).

### 19.5. КОМПОНОВКА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ С РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНОЙ

Наиболее существенными факторами в компоновке гидроагрегатов являются тип турбины и расположение оси гидроагрегата (вертикальное или горизонтальное). Эти факторы определяют проточную часть гидроагрегата, принцип сопряжения его основных узлов с бетоном здания ГЭС, высотные размеры гидроагрегата, ширину гидроагрегатного блока и передачу усилий на фундамент сооружения.

Выбор той или иной компоновки гидроагрегата требует в каждом отдельном случае технико-экономического обоснования. В мировой гидроэнергетике установилась тенденция создания крупных ГЭС с мощными вертикальными гидроагрегатами.

При выборе компоновки вертикальных гидроагрегатов важными факторами являются тип турбины и генератора, их мощность, место расположения подпятника, способ сопряжения турбины с генератором, расположение регуляторного оборудования (МНУ, регулятора колонки автоматики), тип и расположение систем возбуждения и охлаждения генератора.

У вертикальных гидроагрегатов ГЭС генератор всегда располагается над турбиной. Рабочее колесо турбины и ротор генератора жестко закрепляются на отдельных

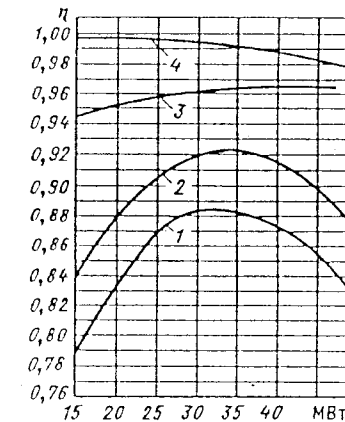


Рис. 19.13. Рабочая характеристика гидроагрегатного блока с поворотно-лопастной турбиной:

1 — блока; 2 — турбины; 3 — генератора; 4 — дополнительных устройств

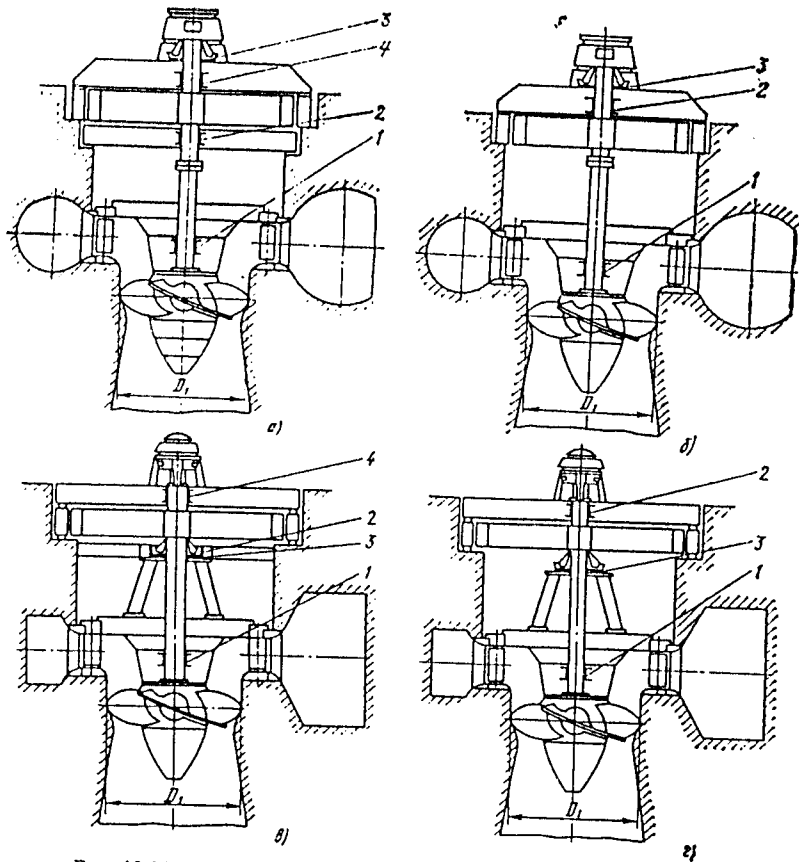


Рис. 19.14. Варианты компоновки вертикальных гидроагрегатов:

а — с генератором подвешенного типа, подпятником на верхней крестовине и тремя радиальными опорами; б — с генератором подвешенного типа, подпятником на верхней крестовине и двумя радиальными опорами; в — с генератором зонтического типа, подпятником на крышке турбины и тремя радиальными опорами; г — с генератором зонтического типа, подпятником на крышке турбины и с двумя радиальными опорами; 1 — турбинный подшипник; 2, 4 — генераторные подшипники; 3 — подпятник

валах (сопрягающихся между собой фланцевым соединением) или сразу закрепляются на одном общем валу. Вертикальное положение оси гидроагрегата обеспечивается подпятником и двумя-тремя радиальными опорами.

«Нормы технологического проектирования гидроэлектростанций» [5] Минэнерго СССР рекомендуют для вертикальных гидроагрегатов применять при частоте вращения до 200 об/мин включительно и диаметре рабочего колеса турбины  $D_1 > 4,5$  м зонтическое расположение генератора с одним подшипником и опорой подпятника на крышку турбины;

более 200 об/мин подвешенное расположение генератора с опорой подпятника на верхнюю крестовину;

150—200 об/мин — компоновка должна определяться на основании технико-экономических расчетов (см. также гл. 14).

В настоящее время существует четыре варианта компоновки вертикальных крупных гидроагрегатов по схемам опирания (рис. 19.14):

1. Гидроагрегат с тремя радиальными опорами и генератором подвешенного типа. При такой компоновке обычно получались большие осевые размеры ротора, что требовало применения промежуточного вала, соединяющего вал турбины с ротором генератора. Такие схемы имели распространение в прошлом, сейчас они применяются значительно реже.

В генераторах подвешенного типа подпятник расположен выше ротора, на верхней крестовине, через которую вертикальная нагрузка от вращающихся частей гидроагрегата и осевой составляющей реакции воды передаются на корпус статора и затем на фундамент.

Обычно в генераторе устанавливаются два направляющих подшипника, из которых нижний встроены в нижнюю крестовину, а верхний — в верхнюю грузонесущую крестовину (рис. 19.14, а). Если расстояние между верхним подшипником генератора и подшипником турбины относительно невелико и жесткость вала достаточна, нижний подшипник может не устанавливаться (рис. 19.14, б). Вал подвешенного генератора опирается на подпятник с помощью съемной втулки, цилиндрическая часть которой может служить шейкой вала для верхнего направляющего подшипника. В этом случае подшипник расположен выше подпятника, его разборка и сборка могут производиться с помощью крана машинного зала. Однако при этом посадка втулки подпятника на вал не может быть достаточно плотной, так как сама втулка должна быть съемной и стабильность работы подшипникового узла может быть нарушена. Кроме того, при таком расположении тепловые потери в подшипнике подогревают втулку и подпятник, что может усложнить его охлаждение. При расположении верхнего направляющего подшипника ниже подпятника в отдельной масляной ванне втулка подшипника выполняется несъемной, она насаживается на вал горячей посадкой или отковывается как одно целое с валом.

2. Гидроагрегат с двумя радиальными опорами и генератором зонтического типа. По сравнению с предыдущим вариантом данная схема более компактна — высота гидроагрегата меньше на  $(0,2 \div 0,3)D_1$ , и в ней отсутствует мощная верхняя крестовина. Большим достоинством такой компоновки является равномерность осевых температурных деформаций ротора генератора, что особенно важно для гидротурбин диагональных систем.

В генераторах зонтического типа подпятник расположен под ротором. При этом различаются две основные модификации: с опорой подпятника на крышку турбины (рис. 19.14, в, г) или с нижней опорной крестовиной. В настоящее время в мощных гидроагрегатах, как правило, применяется первая из этих модификаций. В генераторах с опорой на крышку турбины устанавливается один направляющий подшипник выше ротора в верхней крестовине. Известен тип генератора с опорой подпятника на крышку турбины и одним направляющим подшипником ниже ротора, но эта компоновка генератора в отечественной практике не используется.

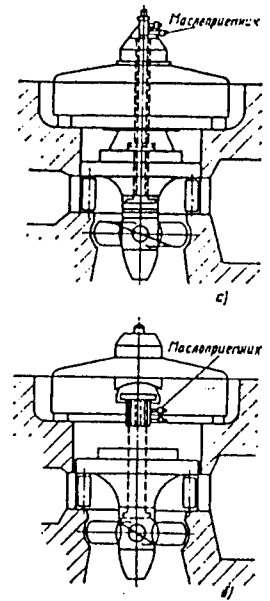


Рис. 19.15. Компонки гидроагрегата с различным расположением маслоприемника: а — маслоприемник над генераторным валом; б — маслоприемник в пределах генераторного вала

Широкое распространение получила безвальная конструкция генератора в зонтическом исполнении. В зонтических генераторах с опорными крестовинами основной генераторный подшипник расположен в опорной крестовине. В тех случаях, когда выше ротора размещены значительно удаленные от подшипника возбудитель, подвозбудитель, вспомогательный генератор или разгонный двигатель (в обратных электрических машинах), а также маслоприемник ПЛ турбины (рис. 19.15, а), возникает необходимость установки второго направляющего подшипника в верхней крестовине. Число направляющих подшипников определяется значениями допустимых прогибов вала от магнитного небаланса и критической частоты вращения, которая должна быть не менее чем на 10—20% выше угонной частоты.

3. Гидроагрегат с двумя радиальными опорами и подпятником, расположенным на крышке турбины. В этом случае нагрузка от подпятника через опору и крышку турбины передается непосредственно на статор турбины. Как правило, здесь эффективен единый вал гидроагрегата, что снижает высоту гидроагрегата. Подобная схема целесообразна при диаметре турбины  $D_1 \geq 5$  м.

При малом диаметре турбины осуществление зонтичного типа может оказаться невозможным из-за того, что в шахте турбины не удастся разместить подпятник. К тому же поднятие зонтичного гидроагрегата, как правило, больше, чем подвешеного, так как его внутренний диаметр должен быть больше фланца вала, проносимого через него при сборке и разборке гидроагрегата. При размещении подпятника в шахте турбины его большие размеры затрудняют циркуляцию воздуха через генератор и его обслуживание. Избежать этого можно, подвешив генератор над подпятником на соответствующую высоту, но при этом исключается основное достоинство зонтичного типа — уменьшение высоты гидроагрегата.

4. Гидроагрегат с двумя радиальными опорами, подпятником, расположенным на крышке турбины, с маслоприемником в пределах генераторного вала (рис. 19.15, б). Эта схема обычно применяется на ГЭС с ПЛ турбинами, не имеющих машинного зала. Дополнительное отличие в указанную компоновку вносят особенности силовой части механизма перестановки лопастей ПЛ турбин. Существует несколько возможных вариантов расположения сервомотора, обеспечивающего перестановку лопастей, а именно: в ступице генератора, во фланцевом соединении валов турбины и генератора и в корпусе рабочего колеса. В настоящее время на крупных гидроагрегатах основное развитие получили компоновки с сервомотором в корпусе рабочего колеса и во фланцевом соединении валов. В отечественной практике применяются компоновки только с сервомотором в корпусе рабочего колеса. Эта компоновка позволяет за счет сравнительно небольшого отдаления направляющего подшипника турбины от центра тяжести рабочего колеса (вследствие размещения цилиндра сервомотора в верхней части корпуса) применять сервомотор с большей площадью поршня и коротким легким штоком (особенно при бескрестовинном механизме перестановки). При этом также упрощается монтаж ротора и его центровка, так как отсутствуют дополнительные фланцевые соединения.

Сопряжение турбины с генератором. Для крупных вертикальных гидроагрегатов соединение турбины и генератора может осуществляться несколькими способами. Наиболее часто встречающимся является соединение ротора генератора с валом турбины фланцевым соединением. Конструкция фланцевого соединения должна удовлетворять условию одновременной передачи крутящего момента и осевого усилия.

В ранее выполненных конструкциях это соединение всегда осуществлялось на призонных болтах и совместно расточенных отверстиях в обоих фланцах.

В последние годы в СССР и за рубежом получили распространение фланцевые соединения на свободных сильно затянутых болтах при напряжениях предварительного затяга в болтах 300—400 МПа.

В генераторах зонтичного типа, когда генераторный вал не изготавливается, вал турбины непосредственно соединяется со ступицей ротора генератора.

Компоновочные решения привода направляющего аппарата реактивных турбин. Для вертикальных гидроагрегатов компоновки направляющих аппаратов в основном различаются по числу сервомоторов, их типу и месту установки, по типу механизма привода направляющих лопаток. Указанные различия не влияют на конструкцию генератора, но связаны с эксплуатационной механизмов в пределах шахты турбины.

Число сервомоторов, их тип и место расположения связаны с общей компоновкой гидроагрегата. Например, при опирании подпятника на крышку турбины наиболее рационально применение прямоосных двоянных сервомоторов. В этом случае появляется специальная деталь — опора подпятника, на которой удобно располагаются двоянные сервомоторы. Расположение двоянных сервомоторов на самой крышке турбины затруднено, так как они попадают в зону, занятую деталями механизма поворота лопаток направляющего аппарата.

В современных конструкциях вертикальных гидроагрегатов часто устанавливают четыре или пять сервомоторов на шарнирных опорах, или под механизмом перестановки лопаток направляющего аппарата (в крышке турбины), или над механизмом на периферийной части крышки турбины.

Применение одинарных сервомоторов в специальных нишах усложняет строительные работы при бетонировании шахты турбины, а также приводит к неудобству обслуживания механизмов в шахте из-за наличия длинных тяг сервомоторов, переграживающих проходы в шахте.

В последнее время в схемах управления лопаток направляющего аппарата применяют индивидуальные сервомоторы на каждой лопатке. В отечественной практике такая схема реализована на Сайно-Шушенской ГЭС и Загорской ГАЭС. В СССР применяют обычные поршневые прямоосные сервомоторы. За рубежом применяют сервомоторы крыльчатого типа, смонтированные непосредственно на верхних цапфах направляющих лопаток.

Особенности компоновки гидроагрегата с высоконапорной радиально-осевой турбиной (рис. 19.16). При напоре 350—400 м и выше диаметр рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины мощностью 100—150 МВт составляет около 2 м и, следовательно, радиальные размеры, определяю-

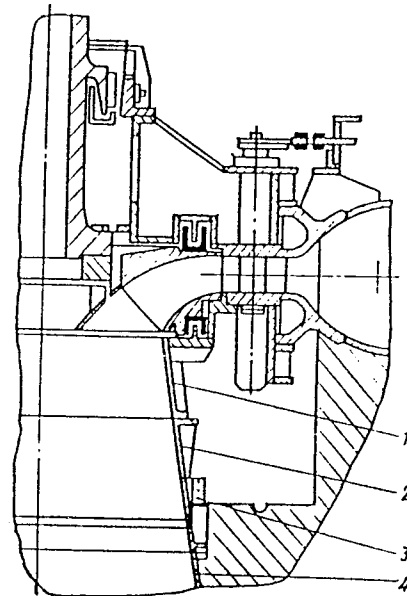


Рис. 19.16. Компоновка гидроагрегата с высоконапорной радиально-осевой турбиной: 1 — верхний пояс съемного конуса отсасывающей трубы; 2 — нижний пояс съемного конуса отсасывающей трубы; 3 — скрепляющее разъемное кольцо; 4 — бетонированная часть конуса отсасывающей трубы

щие габариты блока, также невелики. В этих условиях целесообразной является компоновка, позволяющая провести демонтаж турбины без разборки генератора, а также снять рабочее колесо турбины без разборки направляющего аппарата турбины. Для этого турбина устанавливается не в отдельной шахте, а в общем помещении, и металлическая спиральная камера или вообще не бетонируется, или бетонируется только в нижней части. Конус отсасывающей трубы также не бетонируется и выполняется съемным из нескольких частей. Это обеспечивает возможность доступа к рабочему колесу и его демонтажа вниз. К месту опускания колеса, снятого с вала, подводится рельсовый путь для тележки, на которой колесо транспортируют в зону действия подъемного крана.

Кроме отмеченной особенности гидроагрегаты высоконапорных ГЭС с радиально-осевыми гидротурбинами имеют еще одно характерное отличие от гидроагрегатов средненапорных ГЭС. Поскольку у высоконапорных ГЭС вода к турбинам подводится длинными напорными водоводами, то при переходных режимах, связанных с быстрым изменением открытия направляюще-

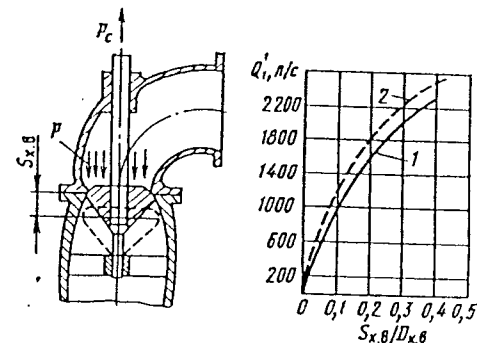


Рис. 19.17. Клапан холостого выпуска: а — схема действующих усилий; б — расходящая характеристика с коленом на выходе (1) и без колена (2)

го аппарата, может возникнуть гидравлический удар, угрожающий надежности трубопровода и турбины. Во избежание опасных состояний часто практикуется оснащение гидроагрегатов специальными устройствами — холостыми выпусками. Основным назначением холостых выпусков является ограничение повышения давления в напорных трубопроводах и спиральной камере турбины при переходных режимах (см. § 12.6). Они устанавливаются в начале спиральной камеры и при переходных процессах пропускают через себя часть расходов. Холостой выпуск оснащается масляным катарактом, который обеспечивает его открытие только при быстрым движении направляющего аппарата турбины, когда возможно существенное повышение давления. При медленном движении направляющего аппарата катаракт неподвижен и холостой выпуск не открывается. На рис. 19.17 приведена схема действия сил в холостом выпуске и характеристика пропускной способности. Для приведения в действие холостого выпуска к нему пристраивается специальный масляный сервомотор, и это должно учитываться при выборе параметров маслonaпорной установки. Основным размером холостого выпуска является его диаметр  $D_{x,в}$ , м, который определяется по формуле

$$D_{x,в} = \sqrt{\frac{Q_{x,в}}{Q'_{1,x,в} \sqrt{H(1+\xi)}}}$$

где  $Q_{x,в}$  — действительный расход через холостой выпуск,  $м^3/с$ ;  $Q'_{1,x,в}$  — приведенная пропускная характеристика, принимаемая по экспериментальным данным,  $м^3/с$ ;  $H$  — номинальный напор, м;  $\xi$  — относительное повышение давления в водоводе, обычно равное 0,15—0,2.

Ход клапана обычно принимают

$$S_{x,в} = (0,25 + 0,3) D_{x,в}$$

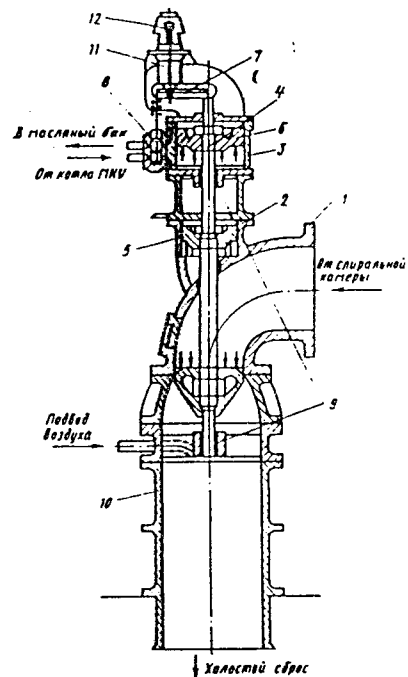


Рис. 19.18. Конструкция холостого выпуска

Ниже приводится краткое описание конструкции и работы холостого выпуска диаметром 500 мм (рис. 19.18). Колено 1 холостого выпуска прикрепляется к спиральной камере турбины. В патрубке колена устроен вспомогательный водяной сервомотор 2, а над ним на разделяющей подставке установлен масляный сервомотор 3. На штоке 4 клапана холостого выпуска укреплены два поршня, один из которых (5) находится в цилиндре водяного сервомотора, другой (6) — в цилиндре масляного сервомотора. Верхний конец штока рычажной передачей 7 связан с катарактом 11 и золотником 8 масляного сервомотора. Положение штока сервомоторов направляется двумя втулками 9, одна из которых установлена в цилиндре масляного сервомотора, а другая — под телом клапана. Снизу к корпусу клапана прикреплен выходной цилиндрический патрубок 10. В случае быстрого движения сервомотора направляющего аппарата на закрытие срабатывает катаракт 11 и игла золотника масляного сервомотора, опускаясь вниз, перепустит масло под давлением в полость цилиндра над поршнем, а полость под поршнем одновременно соединится со сливом в масляный бак. Так как диаметр клапана больше, чем диаметр поршня водяного сервомотора, то на штоке возникает

усилие, действующее вниз, и клапан откроется. Под действием катаракта и обратной связи от поршня сервомотора игла золотника переместится вверх и соединит полость под поршнем с напорной линией от МНУ; появится усилие, действующее вверх, и клапан начнет закрываться. В закрытом положении результирующая сила на штоке всегда направлена вверх. Особенностью данной конструкции является наличие кулачка 12, осуществляющего программное перемещение клапана, дающее наименьшее изменение расхода воды в напорном трубопроводе и оптимальное соотношение между частотой вращения ротора и повышенном давлении.

Расположение регуляторного оборудования. Регуляторное оборудование современных гидротурбин состоит из трех основных элементов: маслonaпорной установки (МНУ), электрогидравлического регулятора (ЭГР, ЭГРК) и колонок автоматки (КА) отдельно для турбины и маслonaпорной установки (см. гл. 9—13).

Электрогидравлический регулятор состоит из гидромеханической колонки и электрической панели. Вся электрическая часть, а именно КА и электрическая панель ЭГР и ЭГРК, размещается всегда в составе агрегатных щитов в машинном зале. Гидромеханическая колонка традиционно размещается в машинном зале около агрегатных щитов или рядом с генератором. Маслonaпорную установку раньше размещали исключительно в машинном зале. В последние годы МНУ часто размещают в помещениях ниже отметки пола машинного зала или на отметках входа в шахту турбины или в шахту генератора.

Эта тенденция реализует стремление сократить протяженность маслопроводов и тем самым уменьшить потери давления на пути от аккумулятора давления до сервомоторов рабочего колеса и направляющего аппарата. Одновременно упрощается эксплуатационный надзор за состоянием маслопроводов и укорачиваются обратные связи от сервомотора. Таким образом, все гидромеханические элементы исполнительной части системы регулирования, МНУ, главный золотник, аварийный золотник расположены на небольшом расстоянии друг от друга.

#### 19.6. СХЕМЫ КОМПОНОВКИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Наиболее характерными для горизонтальных гидроагрегатов являются три схемы компоновки.

1. Горизонтальный гидроагрегат небольшой мощности с турбиной радиально-осевого типа, спиральной камерой, изогнутой отсасывающей трубой и соединением турбины с генератором жестким фланцевым соединением. В этом случае положение оси ротора фиксируется одной осевой опорой

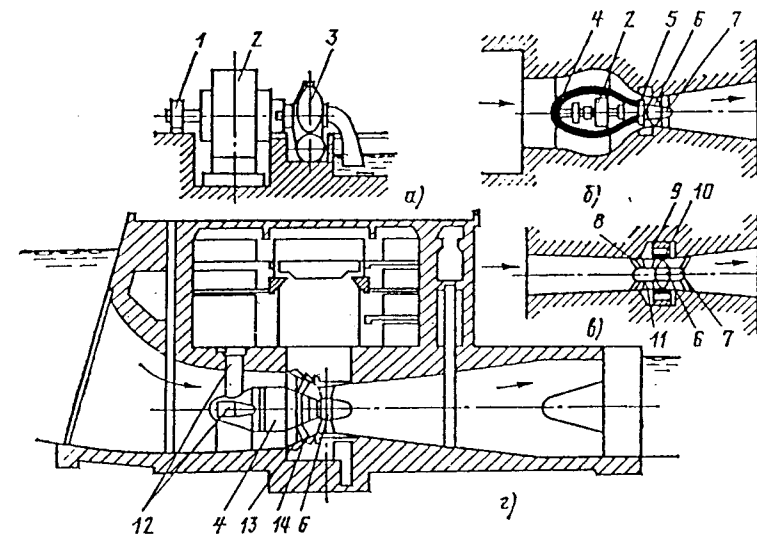


Рис. 19.19. Варианты компоновки горизонтальных гидроагрегатов:

а — горизонтальный гидроагрегат; б — гидроагрегат шахтного типа (вид сверху); в — гидроагрегат типа «Страфло»; г — горизонтальный капсульный гидроагрегат с консольным рабочим колесом; 1 — опора ротора; 2 — генератор; 3 — турбина со спиральной камерой; 4 — капсула; 5 — направляющий подшипник; 6 — рабочее колесо; 7 — выходной статор; 8 — входной статор; 9 — статор генератора; 10 — ротор генератора, закрепленный на рабочих лопастях; 11 — направляющий аппарат; 12 — колонки капсулы; 13 — статор; 14 — конический направляющий аппарат

(подпятник) и двумя или тремя радиальными опорами (рис. 19.19, а). Такое компоновочное решение применяется в основном на малых ГЭС (см. гл. 20).

2. Горизонтальный капсульный гидроагрегат с осевой турбиной и консольным рабочим колесом пропеллерного или поворотного типа (рис. 19.19, г). Гидроагрегат имеет прямую отсасывающую трубу. Генератор помещается в спиральном герметичном корпусе — капсуле. Там же располагаются и некоторые узлы и механизмы турбины. Такие конструкции реализованы для единичной мощности 50 МВт.

Преимущественное развитие получили капсульные гидроагрегаты с расположением капсулы перед рабочим колесом, поскольку в этом случае гидравлические потери меньше. Сопряжение турбины с генератором возможно как с раздельными валами турбины и генератора, так и с общим валом. В отечественных компоновках подпятник, как правило, располагается между турбиной и генератором, имеются три радиальные опоры (две на генераторе и одна для турбины). При диаметре рабочего колеса более 6 м целесообразной может оказаться компоновка механизма привода лопаток направляющего аппарата с расположенным сервомотором внутри капсулы. При меньшем диаметре целесообразным

является размещение механизма привода и сервомоторов снаружи гидроагрегата. Более подробно см. в § 8.2.

Некоторой разновидностью данной схемы является схема с размещением генератора в шахтном бетонном колодце и наличием выходного статора за рабочим колесом (рис. 19.19, б).

3. Прямоточный гидроагрегат, расположенный в прямоосном канале, применяется только в сочетании с осевым рабочим колесом. Ротор генератора закрепляется непосредственно на периферийных элементах лопастей и вращается в специальной камере, отделенной от проточного тракта надежными уплотнительными устройствами. Такие гидроагрегаты небольшой мощности (5—7 МВт) впервые появились в начале 40-х годов в Германии и Швейцарии. В последние годы фирма «Эшер Висс» (Швейцария) вновь начала рекламировать подобные гидроагрегаты (типа «Страфло») (рис. 19.19, в) применительно к приливным электростанциям (см. рис. 29.4).

#### 19.7. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ С КОШОВЫМИ ТУРБИНАМИ

Ковшовые гидротурбины применяются как с вертикальным расположением вала, так и с горизонталь-



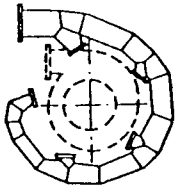


Рис. 19.20. Сопоставление размеров гидроагрегатов ГЭС Россхаг (Австрия) с ковшовыми (—) и радиально-осевыми (---) турбинами

ны. Для гидроагрегатов большой мощности (свыше 120 МВт) в основном применяются вертикальные компоновки с шестью-семью соплами. Для гидроагрегатов средней мощности (50—120 МВт) в большинстве случаев применяют или вертикальную компоновку с двумя-четырьмя соплами, или горизонтальную с одним-двумя соплами.

Для вертикальных компоновок с большим числом сопл (шесть и более) подводные устройства обычно бетонируются до входа в кожух турбины. Отводы от магистральной части коллектора к соплам располагают в зависимости от особенностей здания ГЭС в плоскости, совпадающей с плоскостью магистральной части, или с дополнительными коленами, выходящими в плоскость расположения сопл. Характерной особенностью ковшовых турбин является парциальный подвод воды к соплам, направляющим струю перпендикулярно оси вращения рабочего колеса. Благодаря это-

му на ротор ковшового гидроагрегата действуют лишь незначительные случайные осевые силы гидравлического происхождения. В то же время радиальные нагрузки при одном-двух соплах бывают очень значительными.

Осевые размеры горизонтальных ковшовых гидроагрегатов значительно меньше, чем с турбинами реактивного класса.

Для агрегатов с вертикальным валом плановые размеры многосопельных ковшовых турбин могут оказаться больше спиральных камер радиально-осевых турбин. Для ГЭС Россхаг (Австрия) с напором 670 м были рассмотрены варианты установки ковшовых и радиально-осевых турбин (рис. 19.20). Плановые размеры кольцевого трубопровода, питающего сопла ковшовой турбины, получились больше размеров спиральной камеры радиально-осевой турбины.

В горизонтальных компоновках гидромеханическое и электрическое оборудование размещается на одном уровне, поэтому здание ГЭС значительно ниже, чем в вертикальных компоновках.

В компоновках ковшовых гидроагрегатов из-за высокой частоты вращения применяют подшипники только с баббитовыми вкладышами при жидкой масляной смазке с интенсивным охлаждением.

В современных многосопловых гидроагрегатах эффективно использование разного числа работающих сопл, что, однако, требует специальных управляющих устройств.

В случае расположения турбинных затворов вблизи гидроагрегатов (в том же здании ГЭС) иногда допустимо их обслуживание той же МНУ, что и для турбины.

## Глава 20

### ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И КОМПОНОВКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ МАЛЫХ ГЭС

#### 20.1. КЛАССИФИКАЦИЯ МАЛЫХ ГЭС И ТРЕБОВАНИЯ К ИХ ОБОРУДОВАНИЮ

В настоящее время отсутствует единый подход к определению понятия малых ГЭС. Большинство стран в основу их классификации закладывают значение установленной мощности; в материалах СЭВ дается следующая классификация: микрогидроэлектростанции — это ГЭС мощностью менее 0,1 МВт; минигидроэлектростанции — мощностью 0,1—1 МВт; малые гидроэлектростанции — мощностью 1—10 МВт. Малые ГЭС можно классифицировать и по другим критериям. Так, в странах — членах СЭВ малые ГЭС классифицируют:

по напору — низконапорные ГЭС с напором менее 20 м, средненапорные

с напором 20—100 м, высоконапорные с напором более 100 м;

по режиму работы — ГЭС, работающие параллельно с энергосистемой (работа по водотoku); ГЭС, работающие на изолированного потребителя (работа по графику нагрузки); ГЭС, работающие на изолированного потребителя параллельно с другими энергисточниками (например, с дизельной электростанцией, ветроэнергостанцией и т. п.);

по степени автоматизации — полностью автоматизированные ГЭС (работающие без дежурного персонала).

Отечественное энергомашиностроение, кроме того, предлагает за критерий определяющий малые ГЭС и их гидротурбинное оборудование, принимать также диаметр рабочего колеса гидротурбины и относить к малым гидроэлектро-

станциям с диаметром рабочего колеса турбины менее 3 м.

В связи с тем что стоимость оборудования для малых ГЭС может достигать половин и даже более общей стоимости, очень важным является поиск путей его удешевления.

Исходя из этого, основными требованиями при разработке энергетического оборудования для малых ГЭС являются: унификация и стандартизация оборудования;

разработка полностью автоматизированного оборудования, исключающего присутствие на ГЭС дежурного персонала;

использование оборудования упрощенной конструкции и повышенной надежности с применением современных материалов, в том числе антифрикционных;

выбор прочной части, обеспечивающей наибольшее упрощение и удешевление строительных конструкций без существенного снижения энергетических параметров; обеспечение положительной высоты отсасывания, позволяющей сократить объем подводной части здания ГЭС, удешевить и упростить производство работ;

использование гидротурбин в основном одинарного регулирования (применение гидротурбин двойного регулирования, а также регуляторов частоты вращения допускается только при наличии специального обоснования);

предварительная сборка оборудования на заводе-изготовителе для снижения сроков и стоимости монтажа на месте установки;

использование самой современной технологии для повышения надежности в эксплуатации, снижения затрат на техническое содержание и уход, увеличения срока службы;

применение сварных конструкций при их минимальной механической обработке, возможность удобного доступа и замены изнашивающихся деталей.

Рядом зарубежных фирм уже накоплен значительный опыт разработки и изготовления оборудования для малых ГЭС, отечественный же опыт пока не восстановлен.

#### 20.2. ТИПИЗАЦИЯ ГИДРОТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ МАЛЫХ ГЭС, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ, КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

В настоящее время в зарубежной практике используются гидроагрегаты нескольких типов.

Для низконапорных ГЭС в зависимости от местных условий применяются осевые вертикальные и горизонтальные прямоточные гидроагрегаты, капсульные и трубные компоновки. При этом в зависимости от требований к регулированию осевые гидротурбины могут выполняться:

с неподвижными лопатками направляющего аппарата и лопастями рабочего колеса, т. е. нерегулируемые гидротурбины (на ГЭС с мало меняющимися расходами и напорами);

с неподвижными лопастями рабочего колеса и регулируемым направляющим аппаратом, т. е. пропеллерные гидротурбины;

с регулируемым лопастями рабочего колеса и неподвижным направляющим аппаратом, т. е. лопастно-регулируемые (с характеристикой регулирования, приблизительно аналогичной предыдущему случаю);

с регулируемым направляющим аппаратом и поворотными лопастями рабочего колеса, т. е. поворотно-лопастные (при этом достигается хороший КПД в широком диапазоне расходов и напоров).

Для повышения экономичности применяемого оборудования целесообразно рассматривать применение повышающих передач между турбиной и генератором.

Для средненапорных ГЭС наиболее подходящей является радиально-

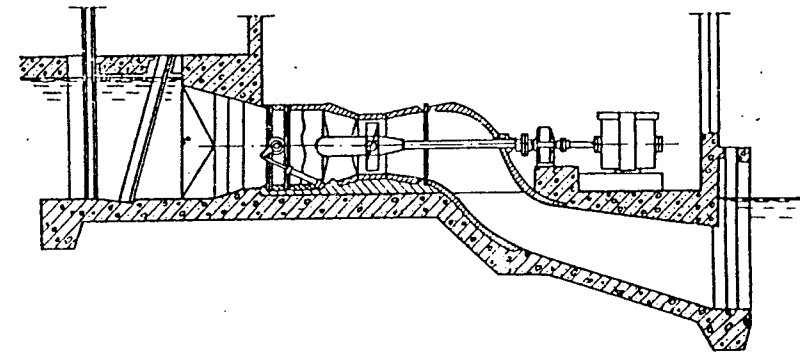


Рис. 20.1. Гидроагрегат с прямоточной горизонтальной гидротурбиной с вынесенным генератором и S-образной отсасывающей трубой

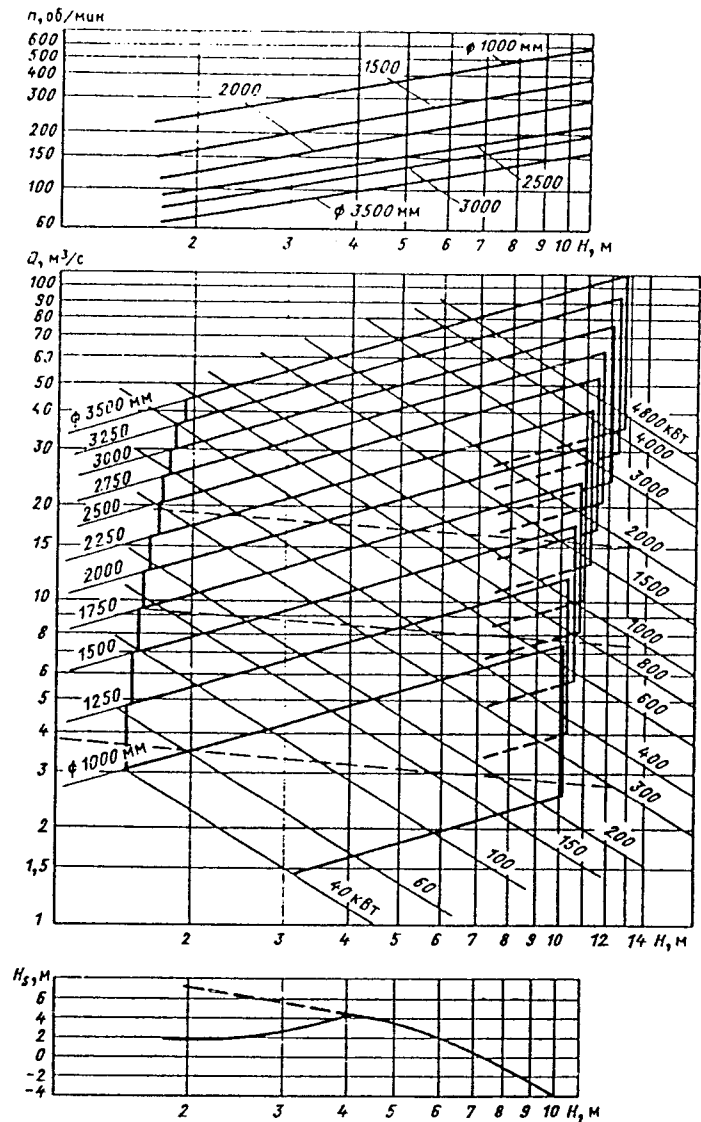


Рис. 20.2. Область применения горизонтальной прямоточной гидротурбины с S-образной отсасывающей трубой при напоре 2—10 м

осевая гидротурбина с горизонтальным или вертикальным валом и неподвижным или регулируемым направляющим аппаратом. Иногда для повышения частоты вращения генератора могут быть использованы повышающие передачи.

При высоких напорах используются ковшовые гидротурбины. Хотя практически все указанные типы гидротурбин стандартизованы, однако каждая фирма, специализирующаяся на производстве гидротурбин для малых ГЭС,

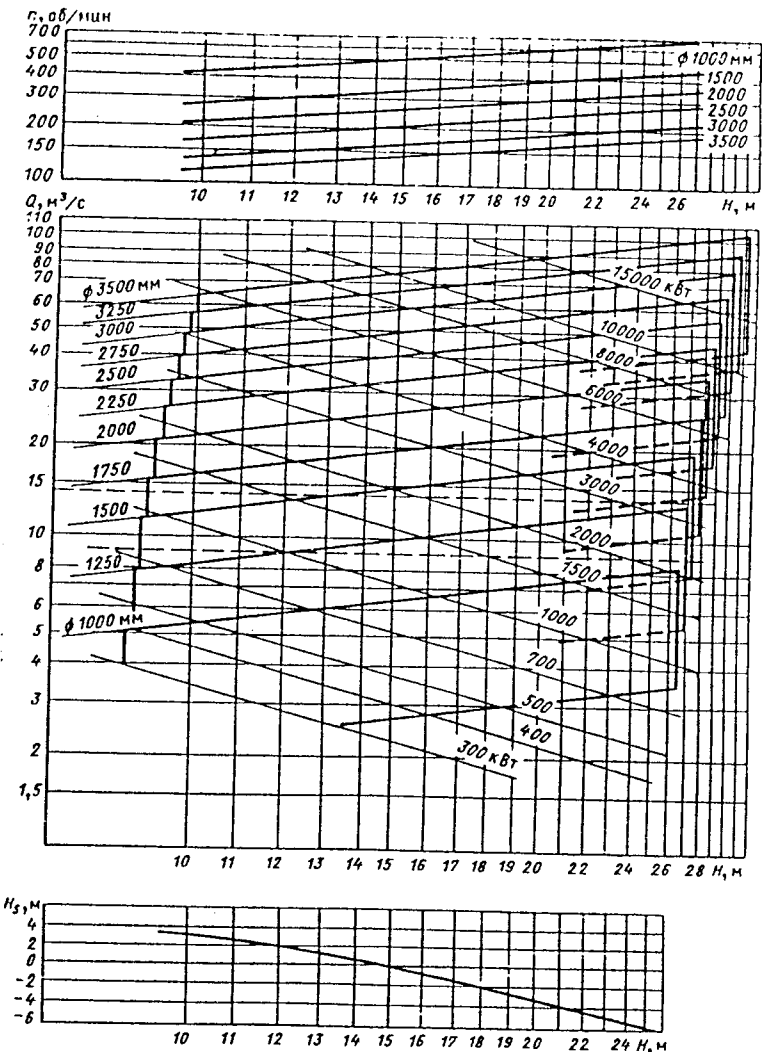


Рис. 20.3. Область применения горизонтальной прямоточной гидротурбины с S-образной отсасывающей трубой при напоре 10—26 м

имеет свою номенклатуру и нормализованный ряд параметров гидротурбин, свои рекомендации по компоновке оборудования и конструкции основных его элементов. Так, чехословацким объединением «ЧКД-Бланско» разработано несколько типов гидротурбин для малых ГЭС. Прямоточные поворотнолопастные горизонтальные гидротурбины с четырехлопаст-

ным рабочим колесом с вынесенным генератором и S-образной отсасывающей трубой (рис. 20.1). На рис. 20.2 показана область применения гидротурбины на напор от 2 до 10 м, на рис. 20.3 — от 10 до 26 м по напору и расходу, выдаваемой мощности и частоте вращения с указанием диаметра рабочего колеса и необходимой высоты отсасывания. Лопasti рабочего колеса

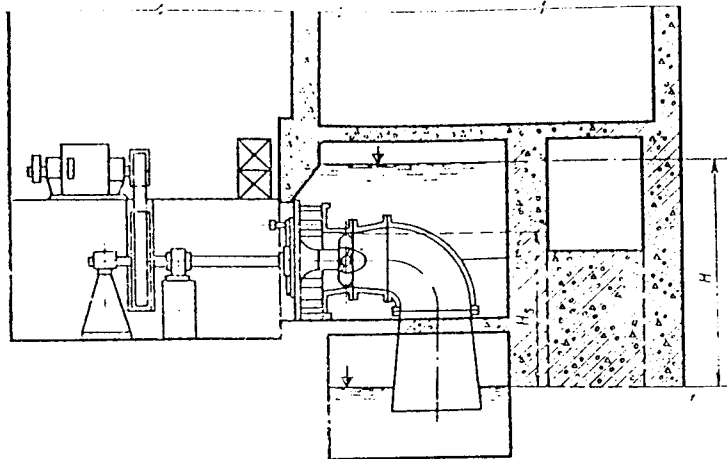


Рис. 20.4. Гидроагрегат с горизонтальной осевой гидротурбиной и колечной отсасывающей трубой

регулируются гидравлическим сервомотором с подачей масла от насосной установки электрогидравлического регулятора. Направляющий подшипник изготовлен с тефлоновым покрытием. Корпус рабочего колеса безмасляный с использованием самосмазывающихся вкладышей. Гидроагрегат с такой гидротурбиной рекомендуется для параллельной работы с энергосистемой с регулированием лопастей рабочего колеса от уровня верхнего бьефа. Гидроагрегат может работать также и на индивидуальную нагрузку, однако для этого случая он снабжается электрогидравлическим регулятором с датчиком частоты вращения, расположенным на валу гидротурбины. Каждый гидроагрегат снабжается также датчиком, подающим сигнал на автоматическое от-

Таблица 20.1. Гидротурбины для малых ГЭС фирмы «Фуджи» (Япония)

Гидротурбина	Напор, м	Мощность, кВт	Диаметр рабочего колеса, мм	Частота вращения, об/мин	Расход через турбину, м <sup>3</sup> /с
Прямоточная горизонтальная с S-образной отсасывающей трубой	3—18	500—5000	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500	120—750	1,5—40
Компактная горизонтальная капсульная*	5—18	150—3500	1250, 1400, 1600, 1800, 2000	187,5—500	4,0—25
Прямоточная вертикальная	5—18	100—2000	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600	300—750	2—20
Поперечно-струйная**	7,5—100	50—1000	315, 400, 500, 630, 800, 1000	100—1000	0,15—5,0
Радиально-осевая горизонтальная	20—300	500—5000	375—1250	300—1000	0,6—17,0
Радиально-осевая вертикальная	30—300	2000—20 000	560—1600 (41 типоразмер)	300—1000	1,5—40
Горизонтальная ковшоподобная	75—400	100—5000	500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400	120—1000	0,2—3,0

\* Четырехлопастная для напоров менее 9 м, пятилопастная для более высоких напоров.

\*\* Отношение длины рабочего колеса к его диаметру 0,5—3,55.

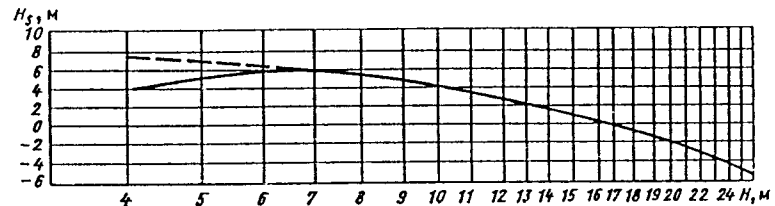
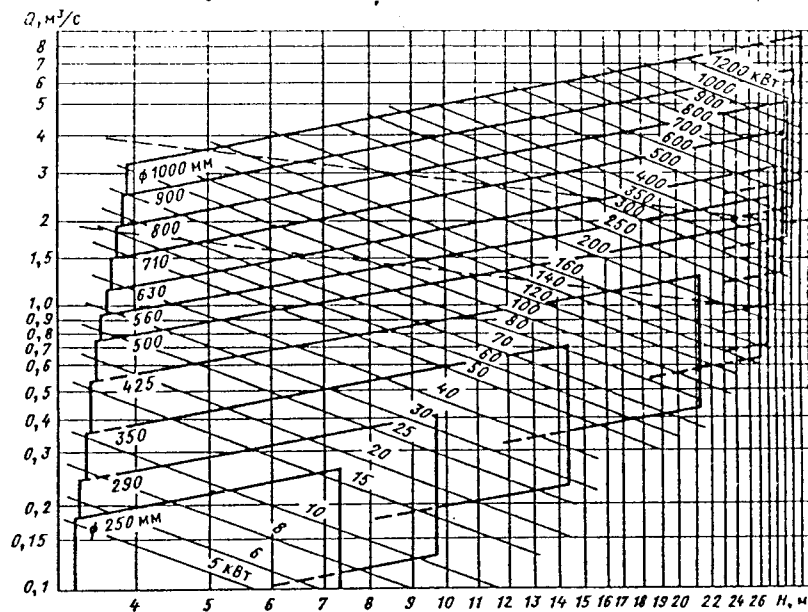
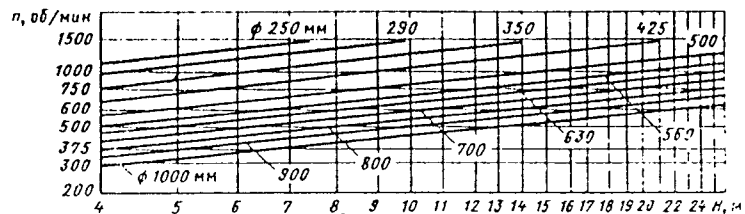


Рис. 20.5. Область применения поворотно-лопастной гидротурбины с четырехлопастным рабочим колесом (вертикальная или горизонтальная компоновка) при напоре 4—26 м

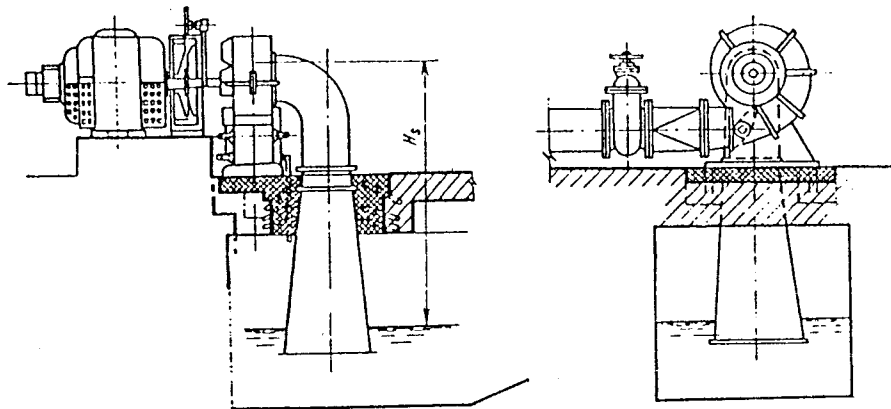


Рис. 20.6. Гидроагрегат с горизонтальной радиально-осевой гидротурбиной

ключение и на закрытие аварийного затвора перед турбиной. Открытие затвора гидравлическое под действием давления масла, закрытие осуществляется под действием собственного веса с управлением электромагнитом.

Поворотные-лопастные гидротурбины с четырехлопастным рабочим колесом для работы при напорах до 26 м. Направляющий аппарат турбины регулируемый, лопасти рабочего колеса переставляются ручным механизмом при остановленном гидроагрегате. Для напоров до 5 м рекомендуется горизонтальная компоновка (рис. 20.4), а для напоров выше 5 м — вертикальная компоновка с коленчатой или с конической отсасывающей трубой. Область их применения показана на рис. 20.5.

Радиально-осевые гидротурбины на напоры до 50 м с горизонтальной и вертикальной компоновкой. Горизонтальная компоновка (рис. 20.6) выполняется в случае небольших диаметров рабочего колеса (примерно до 630 мм), при больших диаметрах применяется вертикальная компоновка. Область использования показана на рис. 20.7.

Часто применяется упрощенная конструкция турбины, в корпусе которой функция направляющего аппарата обеспечивается одной регулирующей лопаткой, расположенной после входа в спиральную камеру и служащей одновременно механизмом закрытия. Однако рекомендуется использование дополнительного механизма закрытия перед турбиной.

Радиально-осевые гидротурбины на напоры до 150 м с регулируемым направляющим

аппаратом как в вертикальном, так и в горизонтальном исполнении. Когда гидроагрегат работает на изолированную нагрузку, гидротурбина снабжается регулятором частоты вращения, при этом осуществляется контроль открытия направляющего аппарата в соответствии с изменением уровня верхнего бьефа. При работе в энергосистему гидротурбина снабжается асинхронным генератором и простым регулятором открытия только в соответствии с уровнем верхнего бьефа.

Японской фирмой «Фуджи» для малых ГЭС также разработано стандартизированное оборудование, номенклатура которого предполагает применение гидротурбин, указанных в табл. 20.1.

На рис. 20.8 приведена компоновка прямоходной вертикальной осевой гидротурбины, являющейся модификацией горизонтальной гидротурбины с S-образной отсасывающей трубой (рис. 20.1). В принципе расположение вала гидроагрегата может быть и наклонным. Лопасти рабочего колеса фиксированные, лопатки направляющего аппарата могут быть регулируемы.

На рис. 20.9 представлена схема конструкции и компоновка гидроагрегата с поперечно-струйной (двукратной) гидротурбиной. Эта гидротурбина функционально относится, скорее, к активному, чем к реактивному классу. Особенности ее являются простота конструкции и высокий КПД. Направляющий аппарат по длине можно разделить на две части, каждая из которых может работать как отдельно, так и в сочетании с другой частью. Если разделить направляющую лопатку по длине в отношении 1:2, то при расходе до 1/3 расчетного расхода работает меньшая часть канала, при рас-

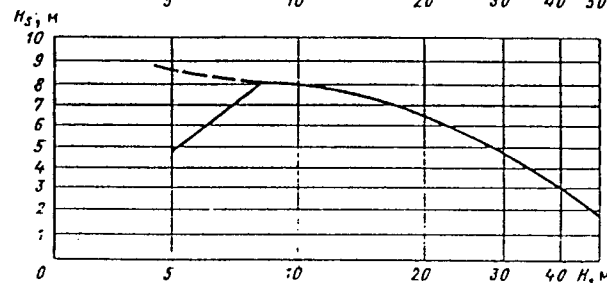
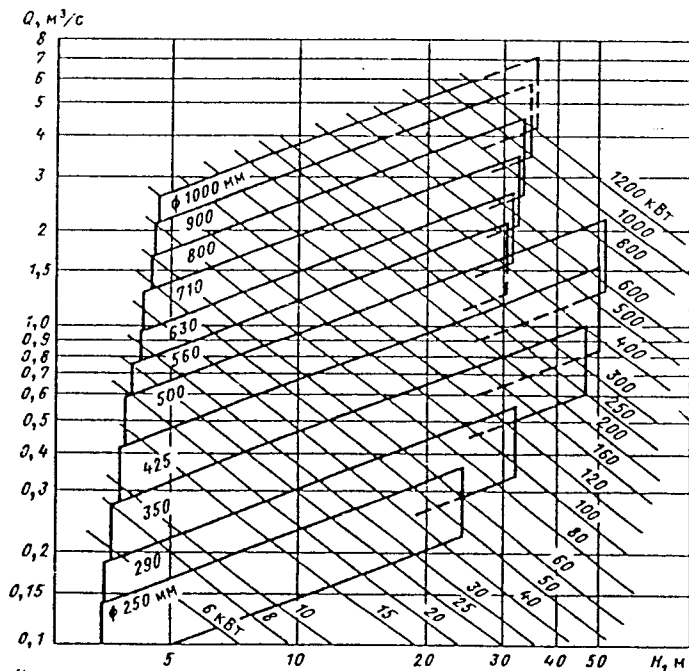
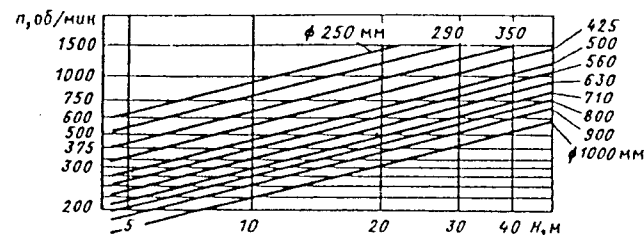


Рис. 20.7. Область применения радиально-осевой гидротурбины (вертикальная или горизонтальная компоновка) при напоре 5—50 м

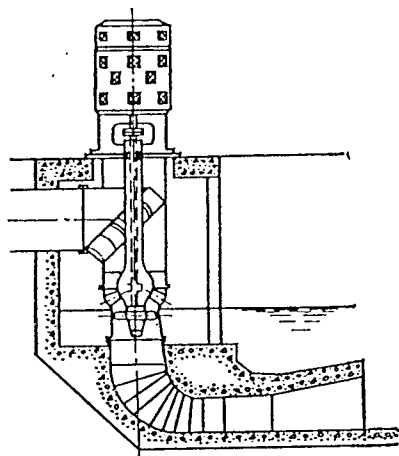


Рис. 20.8. Гидроагрегат с вертикальной осевой прямоточной гидротурбиной

ходе 1/3—2/3 — большая часть, а при расходе 2/3—1 — обе части одновременно. Наиболее эффективно применение поперечно-струйных турбин в условиях небольших изменений напора при значительных колебаниях расхода.

На рис. 20.10 показана конструкция горизонтальной двухсупловой ковшовой гидротурбины. Обычно ковшовые гидротурбины используются при высоких напорах, однако для малых ГЭС эти турбины в горизонтальном исполнении эффективны и при средних напорах

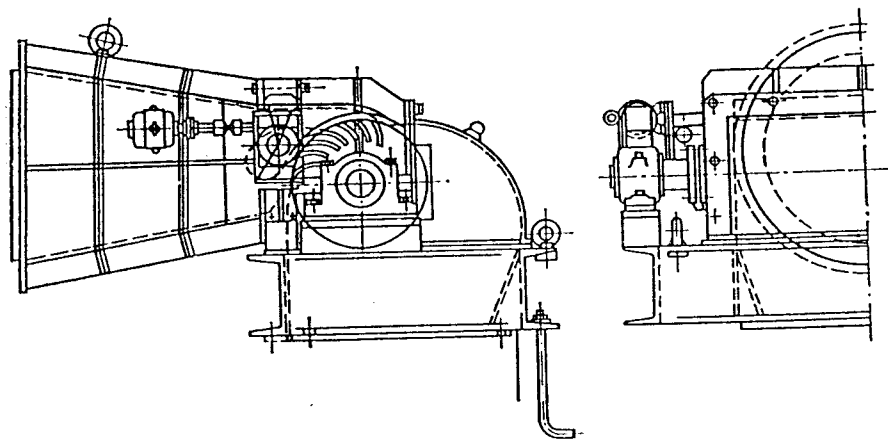


Рис. 20.9. Гидроагрегат с поперечно-струйной гидротурбиной

(вплоть до 75 м), особенно для ГЭС, работающих на бытовом стоке с постоянным напором и значительным изменением расхода.

### 20.3. ГИДРОГЕНЕРАТОРЫ, СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ

Для малых ГЭС, предназначенных для работы в энергосистемах, могут быть использованы как синхронные, так и асинхронные генераторы (без возбуждения и регулятора напряжения). При этом необходимо стремиться к использованию стандартных генераторов. Однако для гидроагрегатов малых ГЭС из-за больших осевых усилий и разгонных оборотов применение стандартных генераторов, обычно используемых для дизельных установок, ограничено. Ряд зарубежных фирм разработали типовые конструкции генераторов для малых ГЭС. На рис. 20.11 представлена разработанная японской фирмой «Фуджи» типовая конструкция горизонтального синхронного генератора с опорой цокольного типа, на рис. 20.12 — конструкция асинхронного горизонтального генератора с консольной опорой, в табл. 20.2 и 20.3 приведены их параметры и конструктивные исполнения.

Напряжение генераторов 220 В, 400 В, 3,3 кВ, 4,15 кВ, 6,6 кВ, изоляция класса F.

Для машин мощностью менее 1000 кВт × ×А рекомендуется разомкнутая система вентиляции, а для машин мощностью более 1000 кВт × А — замкнутая система вентиляции с отбором воздуха в вентиляционные каналы.

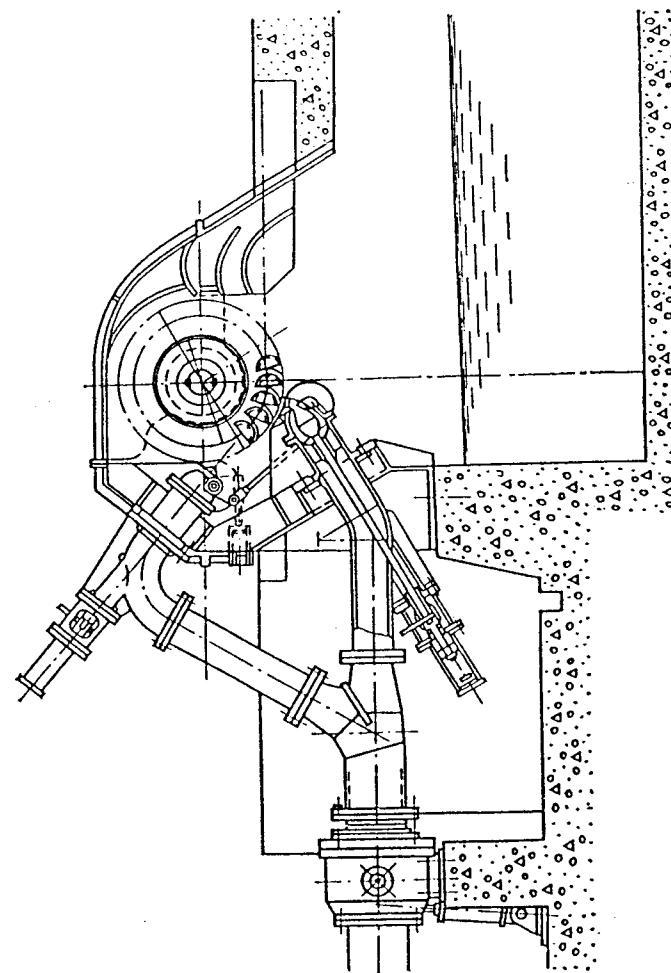


Рис. 20.10. Гидроагрегат с горизонтальной двухсупловой ковшовой гидротурбиной

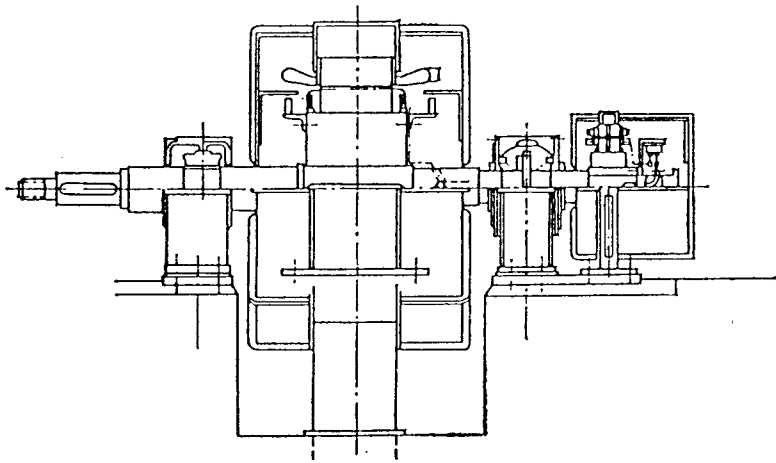


Рис. 20.11. Типовая конструкция горизонтального синхронного генератора с опорой цокольного типа

Регуляторы частоты вращения необходимы только при работе на изолированную нагрузку. В настоящее время используются, как правило, электронные регуляторы с модульными элементами. Для гидрогенераторов, работающих на энергосистему, а также для гидротурбин с

неподвижными лопастями рабочего колеса и лопатками направляющего аппарата необходима установка пускоостанавливающих устройств. Степень автоматизации работы гидроагрегата определяется отказом от ручного управления. Автоматизация должна обеспе-

Таблица 20.2. Синхронные горизонтальные трехфазные гидрогенераторы

Мощность, кВт·А	Частота вращения, об/мин					
	1000	750	600	500	429	375

160	Синхронные генераторы с цилиндрическим ротором с опорной консолью для подшипника	Синхронные генераторы с явнополюсным ротором с опорной стойкой для подшипника
200		
250		
315		
400		
500		
630		
800		
1000		
1250		
1600	То же с опорной стойкой для подшипника	
2000		
2500		
3150		
4000		
5000		

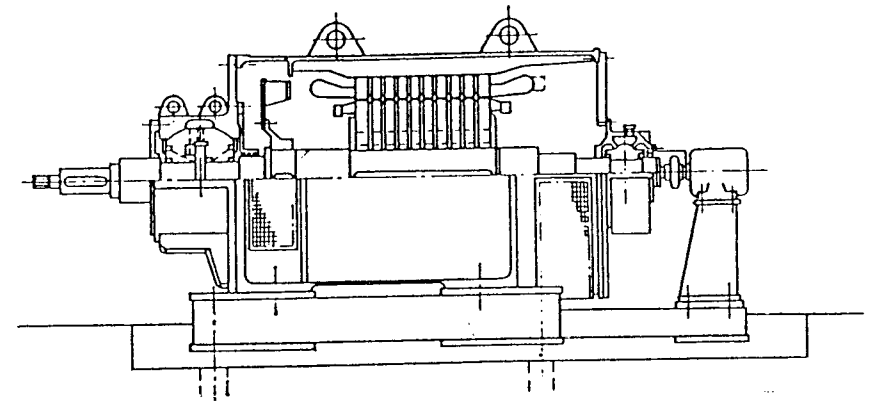


Рис. 20.12. Типовая конструкция горизонтального асинхронного генератора с консольной опорой

Таблица 20.3. Асинхронные горизонтальные гидрогенераторы

Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин					
	1000	750	600	500	429	375
160	Асинхронные генераторы с опорной консолью для подшипника					
200						
250						
365						
400						
500						
630						
800						
1000						
1250						
1600	Асинхронные генераторы с опорной стойкой для подшипника					
2000						
2500						
3150						
4000						
5000						

чивать поддержание стандартной частоты вращения при регулировании нагрузки, заданные режимы работы ГЭС, расход, УВБ или УНБ при работе по водотоку, заданную частоту вращения, пуск и остановку необходимого числа гидроагрегатов для получения максимального КПД, предохранение от кавитации.

Автоматизация должна обеспечивать также регулирование уровней при пропуске паводков, дистанционное управление, передачу показаний, пуски-остановки, синхронизацию гидроагрегата.

Для обеспечения надежной работы оборудования контролируются следующие параметры гидроагрегата с передачей сигнала на диспетчерский пункт:

для гидротурбин — высокая температура подшипников, механические поломки, снижение давления масла;

для генераторов — превышение частоты вращения, перегрузка, перегревы, короткое замыкание;

для вспомогательного оборудования — потеря напряжения и защиты.

# Основное оборудование гидроаккумулирующих электростанций

Раздел 5

## ГИДРОМАШИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГАЭС

Глава 21

### ГИДРОАГРЕГАТЫ ГАЭС

#### 21.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЭС И ТИПЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Гидроаккумулирующая электростанция<sup>1</sup> (ГАЭС) — это комплекс гидротехнических сооружений, гидравлических и электрических машин для работы в турбинном и насосном режимах. В часы малых нагрузок в энергосистеме гидроагрегаты ГАЭС перекачивают воду из низового водоема в верховой, а в часы повышенных нагрузок используют запасенную воду для выработки пиковой энергии.

Классифицируются ГАЭС по следующим признакам:

напору — низконапорные ( $H < 100$  м), средненапорные ( $H = 100 \div 700$  м), высоконапорные ( $H > 700$  м); типу установки — чистой ГАЭС, ГЭС-ГАЭС, ГАЭС-НС;

типу водоемов — с естественными водоемами (река, озеро, море), с искусственными водоемами (наземными, подземными);

типу расположения здания — наземные, подземные, полуподземные;

схеме соединения гидравлических и электрических машин — четырех-, трех- и двухмашинные (рис. 21.1).

Четырехмашинная (раздельная) схема предусматривает установку двух независимых пар машин, одна из которых состоит из турбины и генератора, а вторая — из насоса и электродвигателя. При раздельной схеме агрегаты обычно компоуются в горизонтальном, реже — в вертикальном вариантах. При этом устанавливаются радиально-осевые или ковшовые турбины с гидрогенератором для работы в турбинном режиме и многоступенчатые на-

сосы с электродвигателями для работы в насосном режиме.

Трехмашинная схема отличается тем, что две гидравлические машины (турбина и насос) устанавливают на общем вертикальном или горизонтальном валу с обратимой синхронной электрической машиной (рис. 21.2). Гидроагрегат как в турбинном, так и в насосном режиме вращается в одну сторону.

Установка трехмашинного гидроагрегата требует устройства разъемного вала с муфтой для отключения насоса при работе в турбинном режиме. При работе в насосном режиме вода из камеры турбины отжимается сжатым воздухом для уменьшения потерь на трение.

Двухмашинная схема предусматривает использование свойства обратимости гидравлической машины, т. е. установку насос-турбины, а также свойства обратимости и реверсивности синхронной электрической машины. Совокупность гидравлической и электрической машин называют обратимым гидроагрегатом, имеющим, как правило, вертикальный вал.

В настоящее время при высоких напорах применяются обратимые гидроагрегаты с многоступенчатыми насос-турбинами.

На ГЭС-ГАЭС часть гидроагрегатов работает как в турбинном, так и в насосном режиме, остальные — только в турбинном режиме, т. е. являются так называемыми прямыми гидроагрегатами, предназначенными для использования дополнительных расходов воды за счет приточности к верхнему водоему ГАЭС. Например, на ГЭС-ГАЭС Сан-Фиорано в Италии (рис. 21.3) с напором  $H = 1440$  м установлены два трехмашинных гидроагрегата с ковшовыми турбинами мощностью по 140 МВт и два прямых гидроагрегата с аналогичными турбинами такой же мощности.

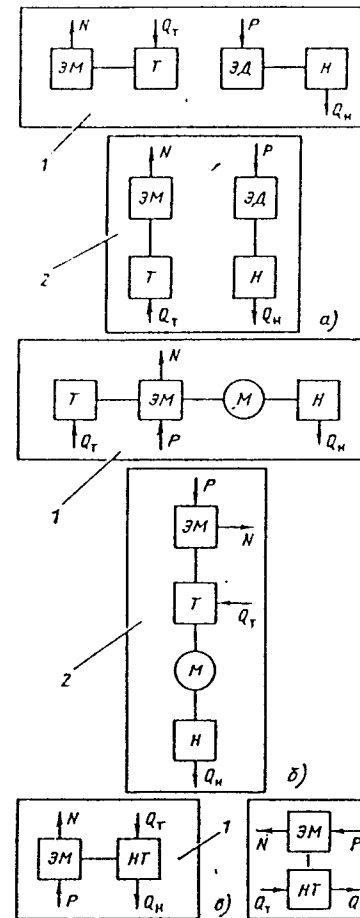


Рис. 21.1. Схемы гидроагрегатов ГАЭС: а — четырехмашинная раздельная; б — трехмашинная; в — двухмашинная; 1 — горизонтальное исполнение; 2 — вертикальное исполнение; ЭМ — синхронная электрическая машина; ЭД — электродвигатель; Т — турбина; Н — насос; М — муфта; Q<sub>т</sub> — расход воды турбины; Q<sub>н</sub> — подача насоса; N — выдаваемая мощность; P — потребляемая мощность

Самой мощной в мире ГЭС-ГАЭС является Гран Мезон во Франции мощностью 1800 МВт, оборудованная восемью четырехступенчатыми насос-турбинами мощностью по 152 МВт (см. § 25.4) и четырьмя прямыми гидроагрегатами с ковшовыми турбинами такой же единичной мощности.

Схемы ГЭС-НС применяются при подкачке воды на водораздел с последующим использованием ее при больших напорах на соседней реке. В СССР рассматривается целесообразность применения ГЭС-НС путем установки на некоторых ГЭС дополнительных насосов для перекачки воды из нижнего бьефа в верхний с последующим использованием ее на турбинах. Ведутся также разработки, предусматривающие использование крупных НС, оборудованных обратимыми гидроагрегатами для работы в турбинном режиме в зимнее время.

Таблица 21.1. Параметры гидроагрегатов в турбинном и насосном режиме

Режим	Число агрегатов	H, м	Q, м <sup>3</sup> /с	N, МВт	п. об/мин
Турбинный	2	428	7,25	23,5	300
Насосный	2	400	2,25	11,0	1100

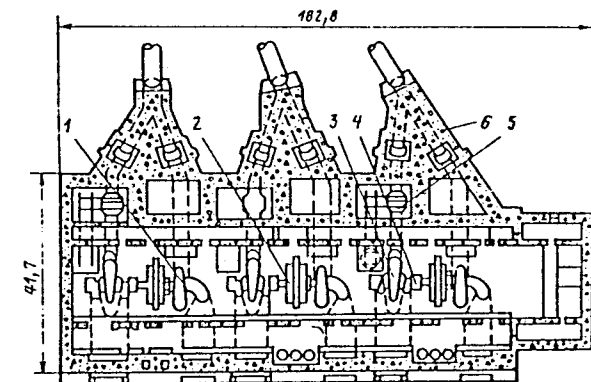


Рис. 21.2. План гидроагрегатных блоков полуподземной ГАЭС Геештакт (ФРГ) с трехмашинными гидроагрегатами: 1 — РО турбина; 2 — синхронная электромашинная; 3 — насос; 4 — муфта; 5 — шаровой затвор; 6 — анкерная опора

<sup>1</sup> В переводе с ряда иностранных языков — насосно-аккумулирующая.

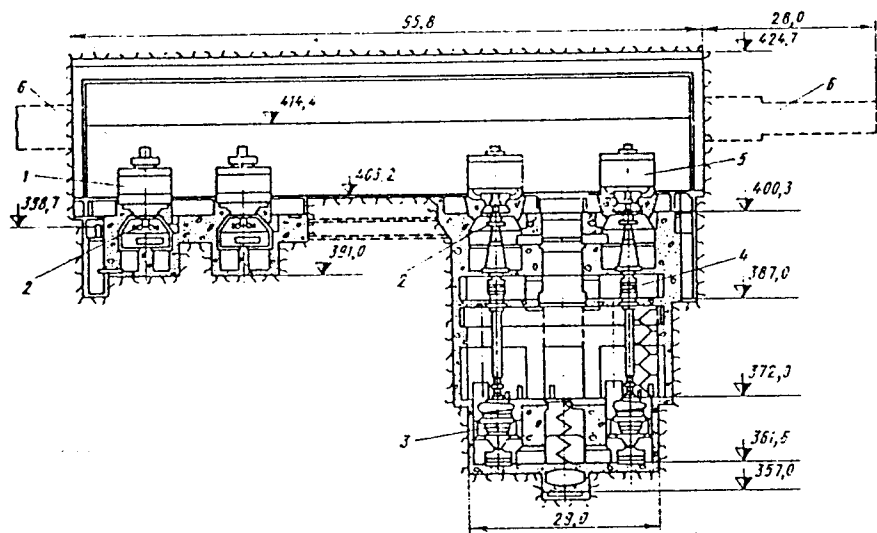


Рис. 21.3. Подземный машинный зал ГЭС-ГАЭС Сан-Фиорано (Италия):

1 — гидрогенератор; 2 — ковшовая турбина; 3 — многоступенчатый насос; 4 — муфта; 5 — двигатель-генератор; 6 — баки с водой для охлаждения

При большой разности напоров или расходов в турбинном и насосном режимах применяют раздельную установку турбин и насосов. В качестве примера в табл. 21.1 приведены параметры агрегатов ГЭС-НС Печча (Швейцария).

Параметры гидроагрегатов отечественных и зарубежных ГАЭС приводятся также в томе 2.

## 21.2. ЧЕТЫРЕХМАШИННАЯ СХЕМА

Установка четырех машин — турбины с генератором и насоса с электродвигателем при применении данной схемы вызывает уве-

личение расхода металла и размеров здания ГАЭС.

Гидроаккумулирующие электростанции, оборудованные четырехмашинными гидроагрегатами, имеют небольшую мощность, но работают при высоких напорах. Как правило, эти высокоманевренные гидроагрегаты с ковшовыми турбинами и многоступенчатыми насосами установлены на горизонтальном валу (табл. 21.2).

Особенно характерными для применения четырехмашинной схемы являются большая разница напоров в турбинном и насосном режимах, а также возможность установки разного числа гидроагрегатов для

Таблица 21.2. Основные параметры ГАЭС с раздельной четырехмашинной схемой горизонтальных гидроагрегатов

ГАЭС (страна)	Год ввода в эксплуатацию	Число агрегатов	$H$ , м	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$N_d$ , МВт	$n$ , об/мин	$\eta_z$
Рейссек-Кройцек (Австрия)	1957	3	1770	1,5	23	750	12
			1070	0,5	6	1000	14
Праньер (Франция)	1955	2	1150	7,3	72	428	20
			400	4,5	21,5	1000	87
Тирфед (Швейцария)	1964	2	480	5,0	20	—	—
			572	2,8	16,5	—	—

Примечания: 1. В числителе — для турбинного режима, в знаменателе — для насосного.  
2. В общем подземном зале ГАЭС Тирфед установлено также три трехмашинных гидроагрегата.

работы в каждом режиме. Наглядным примером является ГАЭС Рейссек-Кройцек, на которой напор ковшовых турбин 1770 м, напор восьмиступенчатых насосов 1070 м.

При раздельной схеме требуемое время включения ГАЭС для работы в турбинном режиме составляет всего 0,5—1 мин, что является основным преимуществом данной схемы.

## 21.3. ТРЕХМАШИННАЯ СХЕМА

В трехмашинных гидроагрегатах использование свойства обратимости синхронной электрической машины позволяет обеспечить попеременную работу с вращением в одну сторону: при турбинном режиме в качестве гидрогенератора с радиально-осевой или ковшовой и при насосном режиме в качестве электродвигателя с многоступенчатым насосом (до шести—девяти ступеней).

При установке горизонтальных гидроагрегатов с технической и экономической точек зрения целесообразно размещение электромашины между турбиной и насосом, который включается через муфту (см. рис. 21.2).

При установке вертикальных гидроагрегатов сверху размещаются электромашина, затем турбина, муфта и ниже — многоступенчатый насос, что вызывается необходимостью большего заглубления последнего по условиям кавитации. В качестве соединительных муфт (см. § 21.4) используют гидромолы, муфты трения, зубчатые муфты, которые легкодоступны в горизонтальных гидроагрегатах, в вертикальных гидроагрегатах муфты могут находиться глубоко под полом машинного зала (рис. 21.3). Наряду с традиционными компонентами трехмашинных гидроагрегатов ГАЭС имеются и другие. Так, на ГАЭС Вальдек II (ФРГ) на вертикальных гидроагрегатах с РО турбинами электромашина размещена между насосом и турбиной. Отсасывающая труба турбины находится в машинном зале над электромашиной.

Длина крупных горизонтальных и высота вертикальных трехмашинных гидро-

агрегатов достигают десятков метров, что вызывает соответствующее увеличение гидроагрегатных блоков и должно учитываться при сопоставлении с другими типами гидроагрегатов. Особенно большая высота требуется при установке ковшовых турбин для организации приемлемого отвода воды от турбины. Длина вала крупных горизонтальных гидроагрегатов достигает 20—30 м и более (табл. 21.3).

Максимальная мощность горизонтальных трехмашинных гидроагрегатов в турбинном режиме достигла 250 МВт при  $D_1 = 4,5$  м на ГАЭС Хорнберг (ФРГ), вертикальных — 325 МВт при  $D_1 = 6,3$  м на ГАЭС Уайвенхоу (Австралия) и 280 МВт при  $D_1 = 6,32$  м на ГАЭС Тамет III (Австралия). Параметры ряда гидроагрегатов в насосном режиме приведены в табл. 22.1.

В настоящее время существует тенденция установки РО турбин на более высокие напоры. Например, напор РО турбин ГАЭС Хорнберг равен 652 м, ГАЭС Россах (Австрия) 672 м.

Время переключения из турбинного в насосный режим для трехмашинного гидроагрегата с помощью муфты составляет до 6—8 мин, при использовании гидравлических пусковых преобразователей это время может быть уменьшено до 1—2 мин, что значительно меньше, чем для двухмашинного гидроагрегата.

Если не предъявляются дополнительные требования к маневренности агрегатов ГАЭС, то при напорах  $H = 700 \div 1300$  м вместо трехмашинных гидроагрегатов целесообразнее применение двухмашинных гидроагрегатов с компактными многоступенчатыми насос-турбинами.

При  $H > 1300$  м практически по-прежнему единственно возможным решением является трехмашинная схема гидроагрегатов с ковшовыми турбинами и многоступенчатыми насосами.

## 21.4. МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ ГАЭС

Важным элементом трехмашинного гидроагрегата является муфта сцепления-рас-

Таблица 21.3. Основные параметры подземных ГАЭС с трехмашинными горизонтальными гидроагрегатами (турбинный режим)

ГАЭС (страна)	Тип турбины	$N$ , МВт	$H$ , м	Длина гидроагрегата, м	Ширина машинного зала, м
Хорнберг (ФРГ)	РО	250	652	32	19,2
Вианден I (Люксембург)	РО	100	292	28	14,5
Гримзель II (Швейцария)	РО	75	453	19	29,0 *
Онгрел Леман (Швейцария)	К	60	876	26	30,5 *
Провиденца (Италия)	РО	52	262	30	16,0

\* В общей подземной выемке размещены также главные повышающие трансформаторы.



цепления, позволяющая пускать или останавливать гидравлическую машину при переходе от турбинного к насосному режиму (или наоборот), а также при начальном пуске в тот или иной режим.

В настоящее время на ГАЭС с трехмашинными гидроагрегатами средней и большой мощности используются муфты сцепления нескольких видов: фрикционные, зубчатые и гидродинамические преобразователи момента.

Муфты сцепления могут выполнять различные функции, и поэтому выбор вида муфты определяется конкретными требованиями обеспечения всех планируемых стационарных и переходных режимов работы гидроагрегатов ГАЭС.

Фрикционные муфты с дистанционным управлением применяются в гидроагрегатах небольшой мощности (в пределах до нескольких сотен киловатт).

Зубчатые муфты наиболее просты по конструкции, управление осуществляется с помощью гидропривода при остановленном гидроагрегате. Как правило, зубчатые муфты имеют автоматические запирающие устройства, исключая возможность расцепления на ходу. Применяются они в гидроагрегатах мощностью до 70—100 МВт. Существующие конструкции зубчатых муфт допускают следующие действия:

- автоматическое соединение турбины с двигателем-генератором при пуске;
- соединение набирающей скорости турбины с уже вращающимся двигателем-генератором при любом числе оборотов ротора генератора;
- переключение с турбинного режима на насосный;

- уменьшение частоты вращения ротора насоса путем автоматического включения муфты и запуска турбины при аварийном отключении насоса.

Во время сцепления частота вращения соединяемых элементов может различаться.

Наиболее маневренными при практически неограниченной мощности гидроагрегата являются гидродинамические преобразователи момента, скомбинированные с механическим соединением. Задача синхронизирующего преобразователя состоит в том, чтобы в минимальное время передать крутящий момент вращающегося ротора двигателя-генератора на вал насоса, находящегося в воде, и довести частоту вращения гидроагрегата до синхронной. При практически равных значениях частоты вращения двигателя и насоса осуществляется жесткое соединение валов путем введения зубчатого (или иного механического) сцепления. При остановке насоса, когда двигатель включен в сеть, сначала разгружается и выводится зубчатое сцепление, после чего насос разворачивается и вплоть до полной остановки (от пере-

крытия запорного органа) свободно вращается в турбинном режиме.

Гидравлическая часть преобразователя обычно выполняется в виде гидротрансформатора с одним или двумя направляющими аппаратами (один регулируемый). Гидродинамические преобразователи гидроагрегатов большой мощности выполняются по индивидуальному заказу. Размеры и масса в значительной степени зависят от частоты вращения вала гидроагрегата.

Гидродинамические преобразователи в настоящее время редко применяются из-за сложной системы охлаждения рабочей жидкости гидротрансформатора.

### 21.5. ДВУХМАШИННАЯ СХЕМА

Область применения обратимых гидроагрегатов — двухмашинной схемы с одно- и многоступенчатыми насос-турбинами и синхронными электрическими машинами реверсивного действия — непрерывно расширяется в сторону более высоких напоров. В настоящее время в мире насчитывается около 500 обратимых гидроагрегатов.

При низких напорах, не превышающих 10—15 м, для установки на ГАЭС и ПЭС в ближайшей перспективе могут быть рекомендованы горизонтальные обратимые гидроагрегаты капсульные и трубчатые мощностью до 50—55 МВт при  $D_1 = 7,5 \div 10$  м (см. гл. 29).

Имеются единичные примеры установки на ГАЭС при напорах 20—25 м наклонных трубчатых гидроагрегатов мощностью 35—40 МВт с выносной электромашинной.

При напорах до 150 м возможна установка радиально-осевых (РОНТ) или диагональных (ДНТ) насос-турбин; последние, как известно, обладают большей пропускной способностью, но требуют большего заглубления по кавитационным условиям. Примерами рационального использования ДНТ служат японские ГАЭС Сиикап (Никаппу) и Такаэ 1.

На ГАЭС при напорах до 600—700 м устанавливают вертикальные РОНТ (рис. 21.4).

Практика строительства ГАЭС, оборудованных обратимыми гидроагрегатами, свидетельствует о том, что по сравнению с трехмашинной схемой высота гидроагрегатов уменьшается на 30—35%, а его стоимость — на 25—30%. В целом по ГАЭС с учетом строительной части экономия составляет 10—15% и более.

Самые мощные обратимые гидроагрегаты установлены на ГАЭС США Рэкун-Маунтин (400 МВт), Хелмз (357 МВт), Бас Каунти (450 МВт). Параметры обратимых гидроагрегатов ряда других зарубежных ГАЭС приведены в гл. II тома 2.

На проектируемой ГАЭС Бремм (ФРГ) предусматривается установка двухскоростных обратимых гидроагрегатов единичной мощностью 660—700 МВт при  $H = 220$  м

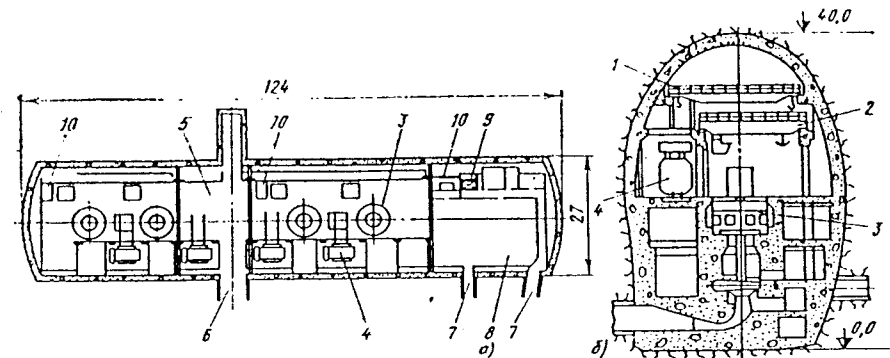


Рис. 21.4. План (а) и поперечный разрез (б) подземной ГАЭС Поромбка Жар (ПНР), оборудованной РОНТ:

1 — вспомогательный мостовой кран; 2 — основной мостовой кран; 3 — двигатель-генератор; 4 — повышающий трансформатор; 5 — монтажная площадка; 6 — транспортный туннель; 7 — кабельный и аэрационный туннель; 8 — пульт управления; 9 — лифт; 10 — лестница

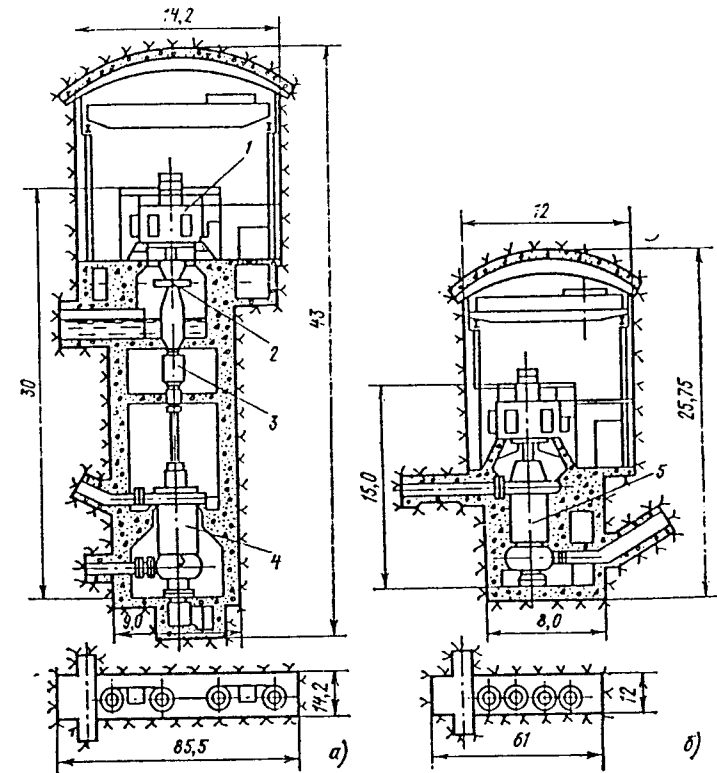


Рис. 21.5. Сопоставление вариантов компоновки подземных машинных залов ГАЭС Ла Кош (Франция) при установке ковшовых турбин и многоступенчатых насосов (а) или многоступенчатых насосов-турбин (б):

1 — синхронная электромашинная; 2 — ковшовая турбина; 3 — муфта; 4 — многоступенчатый насос; 5 — многоступенчатая насос-турбина

и  $D_1 = 9,1$  м с частотой вращения 150 об/мин в насосном режиме и 120 об/мин в турбинном режиме. Во Франции на ГАЭС Руддлен проектируется установка двухступенчатых насос-турбин единичной мощностью около 600 МВт при  $H \approx 600$  м.

При  $H > 700 \div 800$  м все большее распространение получают компактные многоступенчатые насос-турбины.

Для ГАЭС Ла Кош (Франция) было проведено сопоставление двух вариантов компоновки машинных залов ГАЭС с различными типами гидроагрегатов (рис. 21.5).

Применение гидроагрегата с многоступенчатой насос-турбиной по сравнению с трехмашинным позволило уменьшить высоту гидроагрегата с 31 до 16 м, высоту подземного машинного зала с 43 до 25,75 м, ширину с 14 до 12 м, длину с 85,5 до 61 м, общий объем скальной выемки уменьшился с 34,7 до 15,2 тыс. м<sup>3</sup>. В результате переход к многоступенчатой насос-турбине при четырех гидроагрегатах на ГАЭС Ла Кош, несмотря на уменьшение КПД, оказался целесообразным.

Во Франции и Италии построено несколько ГАЭС с такими гидроагрегатами мощностью по 130—150 МВт при напорах 700—1300 м (см. табл. 25.1).

Однако обратимые гидроагрегаты по сравнению с трехмашинными имеют два основных недостатка: меньший КПД на 1—2 %, так как в оптимальном режиме насос должен иметь на 25—35 % большую частоту вращения, чем турбина; время переключения обратимых гидроагрегатов при переходе из турбинного режима в насосный составляет 8—10 мин и более, т. е. они менее маневренны, чем гидроагрегаты при раздельной и трехмашинной схемах.

Несмотря на эти недостатки, современные обратимые гидроагрегаты с одноступенчатыми и многоступенчатыми насос-турбинами могут быть рекомендованы для использования в очень широком диапазоне напоров вплоть до 1300 м при мощности до 150 МВт, а при напорах до 400 м — мощностью 300—400 МВт и более. При напорах 100—200 м диаметры насос-турбин составляют 8—9 м, пропускная способность 300—350 м<sup>3</sup>/с.

### 21.6. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АККУМУЛИРОВАНИЯ ЭНЕРГИИ

Отношение количества энергии, выдаваемой ГАЭС в энергосистему, к энергии, получаемой ГАЭС из энергосистемы, называется КПД гидравлического аккумуляирования энергии  $\eta_{\text{ГАЭС}}$ . Иначе говоря,  $\eta_{\text{ГАЭС}}$  равен отношению количества энергии, получаемой при работе гидроагрегатов в турбинном режиме,  $\mathcal{E}_{\text{ТГАЭС}}$  (разряд) к энергии, затрачиваемой в насосном режиме,

$\mathcal{E}_{\text{ТГАЭС}}$  (заряд), т. е.

$$\eta_{\text{ГАЭС}} = \mathcal{E}_{\text{ТГАЭС}} / \mathcal{E}_{\text{НГАЭС}}$$

Общий КПД гидроаккумуляирования энергии  $\eta_{\text{ГАЭС}}$  может быть получен и как произведение КПД турбинного  $\eta_{\text{ТГАЭС}}$  и насосного  $\eta_{\text{НГАЭС}}$  режимов, которые равны произведению частных КПД основного оборудования (насос-турбина или турбина, двигатель-генератор и насос) и вспомогательного (трансформаторы, собственные нужды и др.) с учетом КПД воловодов и ВЛ:

$$\eta_{\text{ТГАЭС}} = \eta_{\text{Т}} \eta_{\text{Г}} \eta_{\text{ТР}} \eta_{\text{С.Н}} \eta_{\text{В.Л}}$$

$$\eta_{\text{НГАЭС}} = \eta_{\text{Н}} \eta_{\text{Д}} \eta_{\text{ТР}} \eta_{\text{С.Н}} \eta_{\text{В.Л}}$$

Ориентировочные значения частных КПД, %, приведены ниже:

Турбина (насос-турбина), $\eta_{\text{Т}}$ . . . . .	90—93,5
Генератор, $\eta_{\text{Г}}$ . . . . .	97—98,5
Насос, $\eta_{\text{Н}}$ . . . . .	90—92
Электродвигатель, $\eta_{\text{Д}}$ . . . . .	97—98,5
Трансформатор, $\eta_{\text{ТР}}$ . . . . .	99—99,5
Собственные нужды, $\eta_{\text{С.Н}}$ . . . . .	99—99,5
Водопроводящий тракт, $\eta_{\text{В.Л}}$ . . . . .	97—99

При таких частных значениях общий КПД ГАЭС без учета ВЛ достигает  $\eta_{\text{ГАЭС}} = 75 \div 78$  %. Максимальные значения  $\eta_{\text{ГАЭС}} = 79 \div 80$  % в современных условиях могут быть получены за счет увеличения КПД основного оборудования при установке крупных гидроагрегатов мощностью более 300 МВт. В частности, мощные электродвигатели на ГАЭС Динорвик (Великобритания) имеют  $\eta_{\text{Д}} = 98,75$  %, на Вианден II  $\eta_{\text{Д}} = 98,93$  %. При трехмашинной схеме могут быть получены более высокие КПД турбин, работающих в оптимальных режимах, т. е. реальные значения  $\eta_{\text{Т}} = 94 \div 95$  %.

Таблица 21.4. Коэффициент полезного действия гидроагрегатов ряда зарубежных ГАЭС

ГАЭС (страна)	Год ввода в эксплуатацию	$\eta$ , %	
		в турбинном режиме	в насосном режиме
Ко-Труа Пон (Бельгия)	1970	93	90
Ладдингтон (США)	1973	93	90,5
Бэр Свэмп (США)	1974	92,5	91,5
Синкан (Япония)	1976	92	92
Ла Кош (Франция)	1975	90,8	90,8
Бас Каунти (США)	1985	92	92,7
Динорвик (Великобритания)	1984	92,5	91,7
Гран Мезон (Франция)	1986	90	90,5
Жарновец (ПНР)	1981	90,5	91

тродвигатели на ГАЭС Динорвик (Великобритания) имеют  $\eta_{\text{Д}} = 98,75$  %, на Вианден II  $\eta_{\text{Д}} = 98,93$  %. При трехмашинной схеме могут быть получены более высокие КПД турбин, работающих в оптимальных режимах, т. е. реальные значения  $\eta_{\text{Т}} = 94 \div 95$  %.

В зарубежных литературных источниках принято приводить КПД, характеризующий только работу гидроагрегатов в

турбинном и насосном режимах. В среднем он равен 90—93 % (табл. 21.4). На ГАЭС Ла Кош КПД в турбинном и насосном режимах равны, на большинстве остальных ГАЭС при выборе основного оборудования, с учетом особенностей работы в разных энергосистемах, отдавалось предпочтение турбинному режиму, при котором КПД принимался больше, чем в насосном режиме.

## Глава 22

### НАСОСЫ ГАЭС

#### 22.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ

В СССР крупные насосы изготавливаются различных типов.

Осевые поворотнo-лопастные насосы вертикального типа ОПВ с осевым отводом по ГОСТ 9366—80 с подачей до 40 м<sup>3</sup>/с и напором до 40 м. Насосы маркируют по диаметрам рабочего

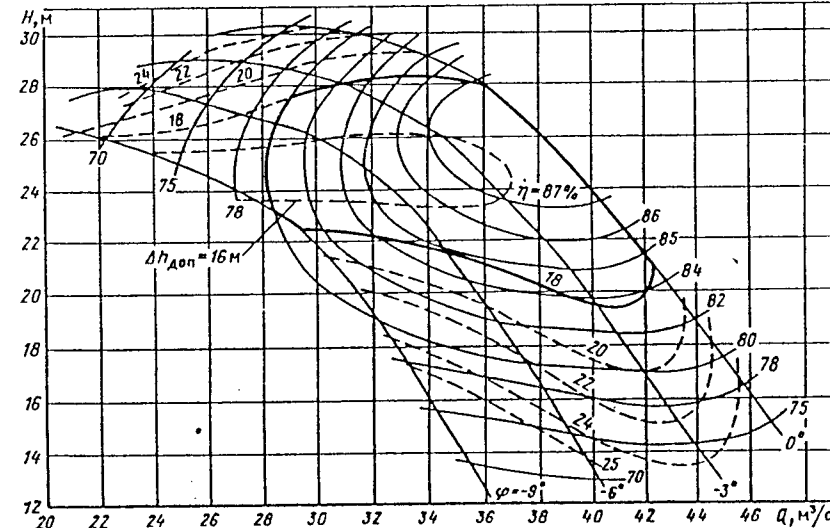


Рис. 22.1. Характеристика осевого насоса ОПВ10-260 с частотой вращения  $n = 250$  об/мин и быстроходностью  $n_k = 490$

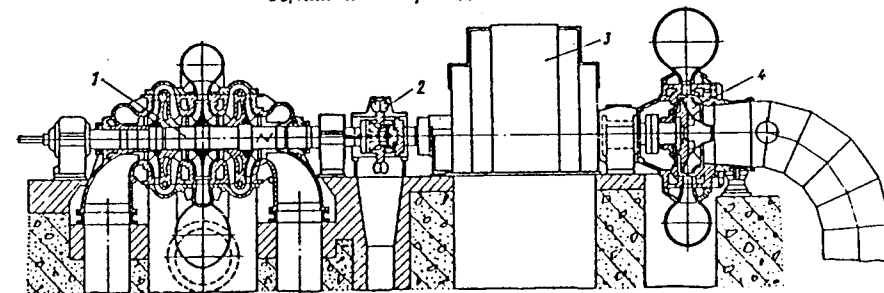


Рис. 22.2. Агрегат ГАЭС Вианден I (Люксембург): 1 — насос; 2 — муфта; 3 — двигатель-генератор; 4 — турбина

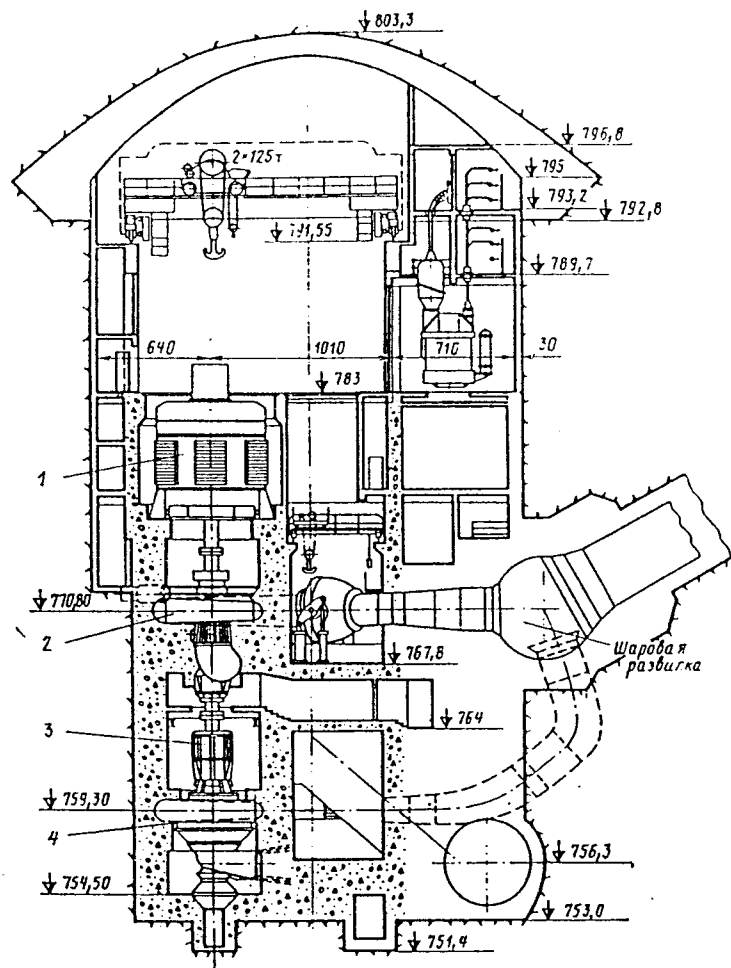


Рис. 22.3. Здание ГАЭС Длоуге Стране (ЧССР) с трехмашинным гидроагрегатом:  
1 — двигатель-генератор; 2 — турбина; 3 — муфта; 4 — насос

Таблица 22.1. Основные параметры крупных насосов трехмашинных гидроагрегатов ГАЭС

ГАЭС (страна)	Год ввода в эксплуатацию	Фирма-изготовитель	Число ступеней насоса	Потребляемая мощность, МВт	Напор, м	Подача, м <sup>3</sup> /с	Частота вращения, об/мин
Мороцука (Япония)	1960	«Хитачи»	2	50	241	18,6	300
Бельмекен (НРБ)	1975	«ЧКД-Бланско»	5	52	748	8,7	500
Мапраг (Швейцария)	1970	«Фойт»	2	53	486	10	600
Лете Сава (Италия)	1963	«Гидроарт»	2	56	680	7	500
Эрцхаузен (ФРГ)	1965	«Фойт»	2	58	298	18	428
Россахг (Австрия)	1971	«Фойт»	2	59	736	9	750
Онгрен (Швейцария)	1972	«Эшер Висс»	5*	60	848	6,4	600
Вилла Гаргиано (Италия)	1962	«Эшер Висс»	2	67	440	14	600
Зеккинген (ФРГ)	1967	«Фойт»	2*	70	408	16	600
Внаден I (Люксембург)	1964	«Эшер Висс»	2*	70	280	23	428
Пуэнте-Бибей (Испания)	1967	«Гидроарт»	2	74	365	18	500
Фестиньог (Великобритания)	1963	«Эшер Висс»	2	75	304	19	428
Гримзель II (Швейцария)	1979	«Эшер Висс»	2*	83	400	19,5	750
Лаго Делно (Италия)	1971	«Гидроарт»	4	90	743	11,9	500
Черны Ваг (ЧССР)	1980	«ЧКД-Бланско»	2	100	440	22,4	500
Сан Фиорано (Италия)	1972	«Эшер Висс»	6	106	1438	6,9	600
Ровинна Пнастра (Италия)	1974	«Гидроарт»	3	124	617	19,4	600
Длоуге Стране (ЧССР)	1986	«ЧКД-Бланско»	3	126	549	18,9	600
Хейзлинг (Австрия)	1986	«Эшер Висс»	2	180	694	22,5	500
Тамет III (Австралия)	1974	«Тошиба»	1	194	165	99,0	187
Вальдек II (ФРГ)	1974	«Фойт»	1	234	343	65,0	375
Хорнберг (ФРГ)	1975	«Фойт»	2*	255	664	36,0	600

\* Горизонтальные агрегаты (остальные вертикальные).

Таблица 22.2. Ориентировочные параметры крупных насосов

Тип	Максимальная мощность, МВт	Напор, м	Подача, м <sup>3</sup> /с	Максимальный диаметр рабочего колеса, м
Осевые (поворотно-лопастные, пропеллерные):				
вертикальные с коленчатым отводом	12,5	4—23	10—40	2
вертикальные со спиральным отводом*	30	10—20	До 125	5
горизонтальные капсульные**	50	3—15	До 400	7,5
Диагональные (поворотно-лопастные, пропеллерные):				
вертикальные с коленчатым отводом	12	10—35	20—30	2,5
вертикальные со спиральным отводом*	60	20—40	До 125	5
горизонтальные капсульные**	30	8—16	До 175	6

Тип	Максимальная мощность, МВт	Напор, м	Подача, м³/с	Максимальный диаметр рабочего колеса, м
Центробежные одноступенчатые: вертикальные со спиральным отводом двустороннего входа горизонтальные (иногда вертикальные)	26	40—350	5—80	4,5
	40	30—140	1—25	2,4
Центробежные многоступенчатые (число ступеней от 28 до 6) вертикальные с лопастным отводом горизонтальные с рабочими колесами двустороннего входа (иногда вертикальные)	120	400—1400	3—30	2,1—2,6
	75	До 300	До 25	2,5

• В стадии разработки.  
•• Перспективные.

колеса и частоте вращения, например ОПВ10-260, 250 — осевой поворотной-лопастный вертикальный насос типа 10, диаметр рабочего колеса 260 см, частота вращения 250 об/мин (рис. 22.1).

Центробежные одноступенчатые насосы вертикальные типа В по ГОСТ 19740—74 обеспечивают подачу до 30 м³/с и напор от 30 до 100 м; в марке указаны диаметр рабочего колеса, тип, подача, расчетный напор и частота вращения, например 2000В-16/100, 250 — центробежный вертикальный насос типа В, диаметр рабочего колеса 2000 мм, расчетная подача 16 м³/с, напор 100 м, частота вращения 250 об/мин.

Центробежные одноступенчатые насосы двустороннего входа горизонтальные типа Д по ГОСТ 10272—77 обеспечивают подачу до

1,5 м³/с в диапазоне напоров 20—90 м (включен также один типоразмер с подачей 3,5 м³/с и напором 25 м); в марке указаны тип, подача в м³/ч, расчетный напор. Например, Д630-90 — центробежный насос двустороннего входа, подача 630 м³/ч, напор 90 м.

В табл. 22.1 дан перечень крупных насосов ряда зарубежных ГАЭС с указанием фирмы-изготовителя и технические данные насосов. В табл. 22.2 приведены показатели отечественных насосов различных типов, применяемых в настоящее время и перспективных. На рис. 22.2—22.5 приведены примеры гидроагрегатов ГАЭС с мощными насосами. На рис. 22.6 показана насосная станция с агрегатами капсульного типа.

Основные расчетные формулы для насосов даны в табл. 22.3.

### 22.2. ПОДБОР НАСОСОВ

Исходными данными для подбора насосов служит характеристика трубопроводов (сети), определяющая диапазон требуемых напоров и подачи. Предварительно устанавливается подходящий типоразмер насоса по средним значениям требуемого напора  $H_{ср}$  и подачи  $Q_{ср}$ :

$$H_{ср} = 0,5 (H_{макс} + H_{мин}).$$

Желательно принять типоразмер насоса по существующим номенклатурам. Иногда для этого целесообразно увеличить число агрегатов или изменить общую схему сооружений. Порядок расчетов для номенклатурных насосов подробно изложен в [4].

Сложнее произвести подбор крупных насосов и установить их показатели в том случае, когда по значению подачи или напора они выходят за пределы существующих номенклатур. Можно воспользоваться

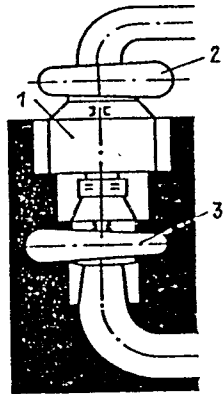


Рис. 22.4. Агрегат ГАЭС Вальдек II (ФРГ): 1 — двигатель-генератор; 2 — турбина; 3 — насос

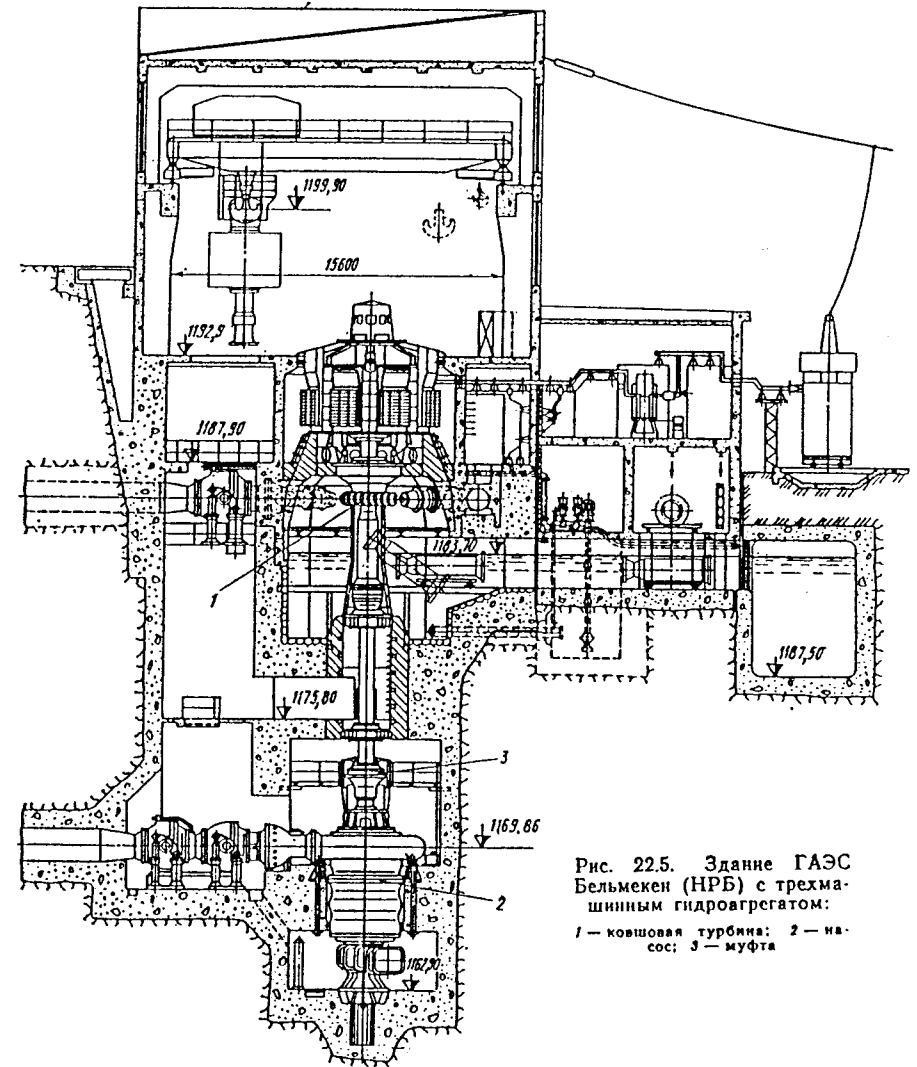


Рис. 22.5. Здание ГАЭС Бельмекен (НРБ) с трехмашинным гидроагрегатом: 1 — ковшовая турбина; 2 — насос; 3 — муфта

Таблица 22.3. Основные расчетные формулы для насосов

Определяемая величина	Расчетная зависимость	Примечание
Напор насоса — разность значений удельной энергии в выходном и входном патрубках <sup>1</sup>	$H = e_2 - e_1$	—
Напор сети — сумма статического напора и гидравлических потерь	$H_c = H_{ст} + h_{пот}$	$H_{ст}$ — статический напор
Гидравлические потери	$h_{пот} = K_c Q^2$	—
Коэффициент потерь	$K_c = \sum \frac{\zeta_i}{2gF_i^2}$	$\zeta_i$ — коэффициент сопротивления по длине $i$ -го участка трубопровода и местных потерь; $F_i$ — площадь сечения $i$ -го участка
Напор насоса, измеряемый манометром и вакуумметром	$H = h_m + H_v + z_{в.м} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$	$h_m$ — показания манометра; $H_v$ — показания вакуумметра; $z_{в.м}$ — разность отметок расположения манометра и вакуумметра; $v_2, v_1$ — скорость воды в выходном и входном патрубках;
Напор насоса, измеряемый двумя манометрами (давление во всасывающей трубе выше атмосферного)	$H = h_m - h_{мс} + z_{м.мс} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$	$z_{м.мс}$ — разность отметок установки манометров
Мощность насоса	$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta}$	—
Полный КПД насоса	$\eta = \eta_r \eta_q \eta_m$	$\eta_r$ — гидравлический КПД; $\eta_q$ — объемный КПД; $\eta_m$ — механический КПД
Условие подобия режимов	$Q/nD_1^3 = const$	—
Коэффициент быстроходности <sup>1</sup>	$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	—
	$n_q = n_s / 3,65$	—
Приведенная частота вращения	$n'_1 = n D_1 / \sqrt{H}$	$n'_1$ и $Q'_1$ — приведены к напору 1 м и диаметру рабочего колеса 1 м
Приведенный расход	$Q'_1 = Q / (D_1^2 \sqrt{H})$	—
Допустимая высота всасывания: через допустимую вакуумметрическую высоту всасывания	$H_s = H_{в. доп} - h_{вс} - \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_{ат}}{\rho g}$	$H_{в. доп}$ — допустимая вакуумметрическая высота; $\Delta h_{доп}$ — допустимый кавитационный запас

Определяемая величина	Расчетная зависимость	Примечание
через допустимый кавитационный запас	$H_s = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \Delta h_{доп} - h_{вс}$	$h_{вс}$ — потери во всасывающем трубопроводе; $p_{в.п}$ — давление водяных паров при данной температуре $\Theta$ ; $p_{ат}$ — атмосферное давление
при работе на воде с повышенной температурой	$H_{с\Theta} = H_s - \frac{p_{в.п}}{\rho g}$	—
Пересчет $H_{в. доп}$ и $\Delta h_{доп}$ при изменении частоты вращения	$H'_{в. доп} = 10 - (10 - H_{в. доп}) \left(\frac{n'}{n}\right)^2$ ; $\Delta h'_{доп} = \Delta h_{доп} \left(\frac{n'}{n}\right)^2$	—
Кавитационный запас критического режима	$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n}{C} \sqrt{Q}\right)^{4/3}$	$C$ — кавитационный коэффициент быстроходности; для оптимальных режимов при хороших кавитационных показателях $C = 900 \div 1200$
Ожидаемое значение допустимого кавитационного запаса	$\Delta h_{доп} = (1,1 - 1,3) \Delta h_{кр}$	—
Коэффициент кавитации	$\sigma = \Delta h_{кр} / H$ ; $\sigma = n_s^{4/3} / (5600 + 6000)$	Для подобных режимов сохраняет свое значение
Допустимая высота всасывания для холодной воды	$H_s = \frac{p_{ат}}{\rho g} - K_\sigma \sigma H - h_{вс}$	$K_\sigma = 1,1 + 1,2$ — коэффициент запаса; $h_{вс}$ — учитывают лишь в случае снятия кавитационной характеристики без подвода
Пересчет характеристик	$Q = Q_m \frac{n}{n_m} \left(\frac{D_1}{D_{1м}}\right)^3$ ; $H = H_m \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_{1м}}\right)^2$	$D_{1м}$ — диаметр рабочего колеса модели
Поправка к гидравлическому КПД при учете масштабного эффекта <sup>2</sup>	$\Delta \eta_{г. опт} =$ $= (1 - \eta_{г. опт}) \varepsilon \left(1 - \sqrt{\frac{D_{1м}}{D_{1н}}}\right)^5$	$\eta_{г. опт}$ — КПД в оптимальном режиме на модели; $\varepsilon$ — доля потерь трения в общих гидравлических потерях; $\varepsilon \approx 0,5$
Гидравлический КПД натурального насоса	$\eta_{г. н} = \eta_{г. м} \frac{\eta_{г. опт} + \Delta \eta_{г. опт}}{\eta_{г. опт}}$	$\eta_{г. м}$ — гидравлический КПД модели

<sup>1</sup>  $n_s$  отнесен к подаче 0,075 м<sup>3</sup>/с,  $n_q$  — к подаче 1 м<sup>3</sup>/с.

<sup>2</sup> Применяется при оценке влияния диаметра рабочего колеса на энергетические показатели насоса, например при сопоставлении вариантов с различным числом насосных агрегатов.

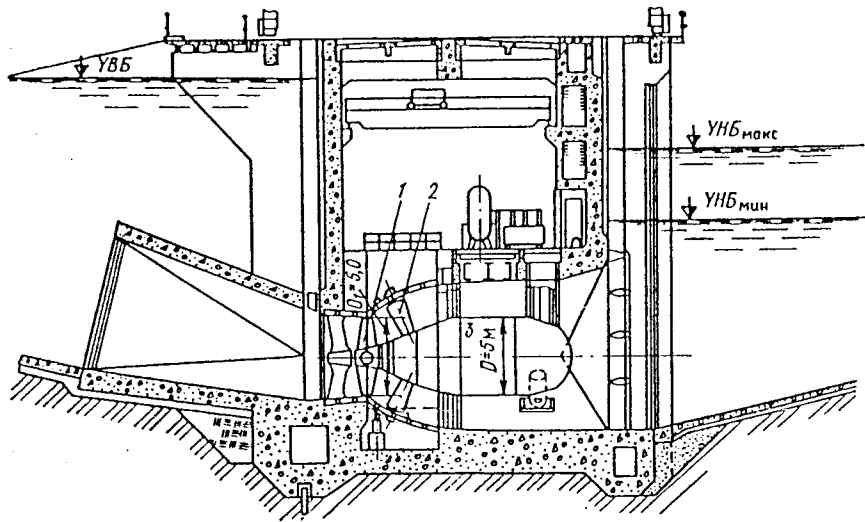


Рис. 22.6. Насосная станция с капсульным насосным агрегатом (проект):  
1 — рабочее колесо; 2 — направляющий аппарат; 3 — капсула

аналогами и с помощью формул подобия произвести пересчет соответствующих параметров и характеристик применительно к требуемым условиям. Однако найти подходящий аналог трудно, а использовать в качестве аналога номенклатурный насос не всегда возможно, так как крупные насосы могут иметь существенно отличающуюся конструкцию (например, центробежные насосы типа В не имеют статора, а крупные насосы такого типа, как правило, имеют мощный статор).

Решить задачу можно приближенно, путем использования обобщенных универсальных характеристик крупных насосов различных типов (аналогичный прием широко применяется при подборе гидротурбин). Такие универсальные характеристики для крупных центробежных насосов показаны на рис. 22.7. Кривые характеризуют зависимость приведенной частоты вращения  $n'_1$ , гидравлического КПД  $\eta_r$ , коэффициента кавитации  $\sigma$  от приведенной подачи  $Q'_1$ . Характеристики построены для насосов в оптимальном режиме с расчетной быстроходностью  $n_s = 120, 170$  и  $230$  об/мин. Значения  $\eta_r$  соответствуют диаметру модели  $D_1 = 500$  мм.

Число ступеней  $m$  с одинаковыми рабочими колесами для многоступенчатых насосов ориентировочно можно определить по графику на рис. 22.8 в зависимости от  $n_s$  насоса.

С помощью универсальных характеристик (рис. 22.7) и формул подобия на предварительных стадиях проектирования мож-

но определить параметры и ожидаемые характеристики крупных центробежных насосов.

Выбор типа насоса. По заданным расчетным показателям  $Q_{cp}$  и  $H_{cp}$  сначала рассматривается одноступенчатый насос с расчетным значением коэффициента быстроходности  $n_s = 120, 170$  или  $230$ . По

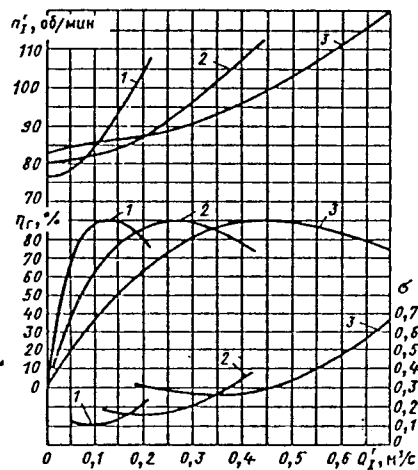


Рис. 22.7. Универсальные характеристики крупных центробежных насосов с  $D_1 = 500$  мм:  
1 —  $n_s = 120$ ; 2 —  $n_s = 170$ ; 3 —  $n_s = 230$

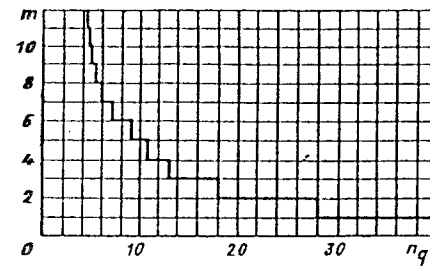


Рис. 22.8. Зависимость числа ступеней  $m$  от коэффициента быстроходности насоса

соответствующей кривой в точке максимума  $\eta_r$  определяются расчетные значения  $Q'_{1p}$  и  $n'_1$ . Далее вычисляются диаметр рабочего колеса и частота вращения:

$$D = \sqrt{\frac{Q_{cp}}{Q'_{1p} \sqrt{H_{cp}}}}; \quad (22.1)$$

$$n = \frac{n'_1 \sqrt{H_{cp}}}{D}. \quad (22.2)$$

Критерием допустимости одноступенчатого насоса служит окружная скорость рабочего колеса, м/с,

$$u_D = \frac{\pi D n}{60}. \quad (22.3)$$

В настоящее время максимальное значение окружной скорости при нормальной работе составляет  $100-110$  м/с. Следовательно, критерием приемлемости одноступенчатой конструкции будет  $u_D \leq 100-110$ .

Если этот критерий не удовлетворяется, то следует уменьшить быстроходность, однако не ниже  $n_s = 90-100$  об/мин или  $n_s \geq 28$  об/мин (с дальнейшим снижением  $n_s$  уменьшается  $\eta_r$ ) или принять многоступенчатую конструкцию (рис. 22.8). Тогда напор на каждую ступень уменьшается до  $H_{cp}/m$  (при условии, что все ступени имеют одинаковые рабочие колеса). В результате по (22.1)  $D$  увеличивается, а  $n$  и  $u_D$  уменьшаются.

Если окружная скорость  $u_D$  невелика и есть возможность уменьшить  $D$ , то можно применить рабочее колесо двустороннего входа, и тогда при определении  $D$  в (22.1) подставляется  $0,5 Q_{cp}$ , при этом  $D$  уменьшится в  $\sqrt{2} = 1,41$  раза. Однако конструктивно осуществить крупный многоступенчатый насос с колесами двустороннего входа трудно.

Далее проверяется требуемое заглубление насоса по допускаемому значению  $H_s$  (табл. 22.3) с учетом коэффициента запаса  $K_\sigma = 1,15$ . Если оказывается, что требу-

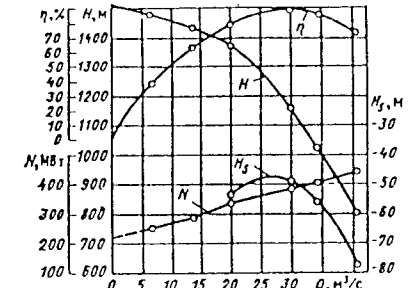


Рис. 22.9. Расчетная эксплуатационная характеристика четырехступенчатого высоконапорного насоса

мое заглубление очень велико, то его можно уменьшить снижением быстроходности рабочего колеса (но это приведет к увеличению диаметра  $D$ ) или переходом на многоступенчатый насос.

Таким образом, многоступенчатая конструкция может оказаться целесообразной или по значению напора, или по условию требуемого заглубления насоса.

Построение эксплуатационной характеристики насоса. Для выбранного типа рабочего колеса (по  $n_s$  или  $n_q$ ) и для принятых параметров (диаметр рабочего колеса, частота вращения, число ступеней) по универсальной характеристике рис. 22.7 и формулам табл. 22.3 вычисляются координаты режимных точек эксплуатационной характеристики. В качестве примера на рис. 22.9 показана расчетная эксплуатационная характеристика четырехступенчатого насоса с  $n_s = 170$ ,  $D = 2,6$  м и  $n = 600$  об/мин для  $H$ ,  $\eta_r$ , допустимой высоты всасывания  $H_s$  с учетом  $K_\sigma = 1,15$  и мощности  $N$  (точками показаны расчетные значения).

Определение зоны работы и фактических показателей работы насосов. На построенную эксплуатационную характеристику насоса накладываются характеристики сети  $H_c$  для  $H_{ст. мин}$  и  $H_{ст. макс}$  (см. табл. 22.3).

## 22.3. КОНСТРУКЦИИ КРУПНЫХ НАСОСОВ ГАЭС

На рис. 22.10 представлена конструкция мощного вертикального центробежного насоса гидроагрегата ГАЭС. Насос характеризуется следующими параметрами: напор  $330$  м, подача  $65,5$  м³/с, мощность двигателя  $230$  МВт, частота вращения  $375$  об/мин, быстроходность  $n_s = 140$  об/мин, отметка нижнего бьефа  $201,1$  м, заглубление насоса  $52,6$  м ( $H_s = -52,6$  м). При этом расчетный коэффициент кавитации, включая запас,  $\sigma = 0,18$ .

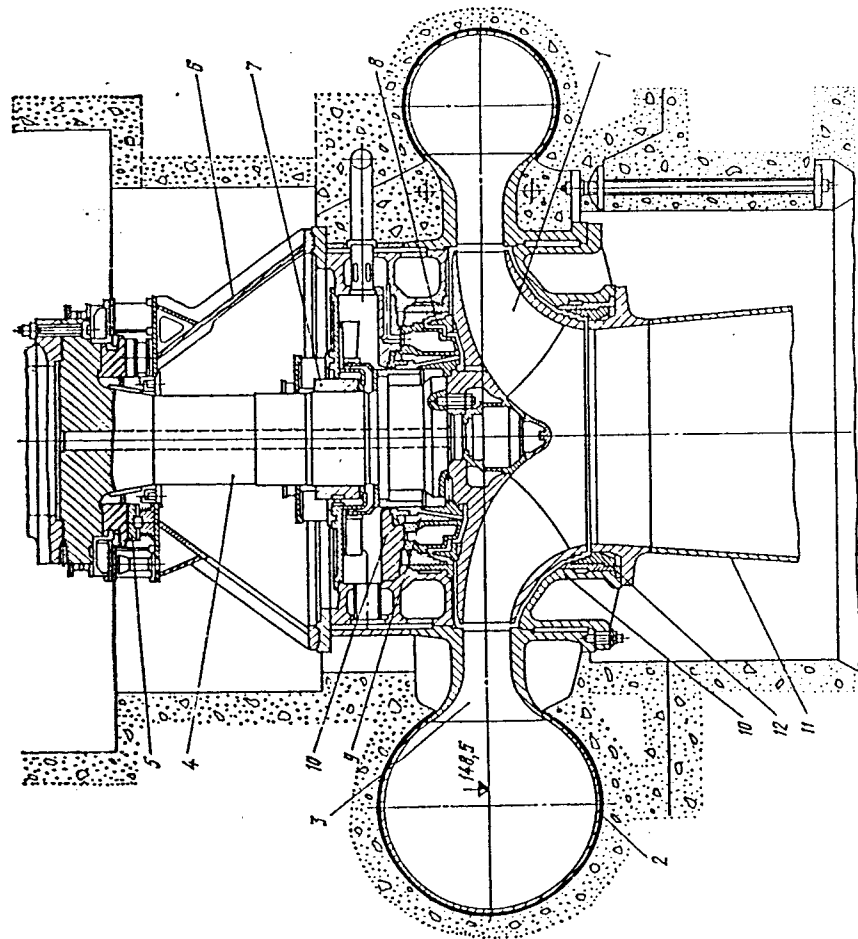


Рис. 22.10. Вертикальный центробежный насос ГАЭС Вальдек II

Основными элементами являются рабочее колесо 1 диаметром 4110 мм, спиральный отвод, состоящий из сварной спирали 2 круглого сечения, приваренной к статору с мощными опорными колоннами 3. Вал 4, к которому крепится рабочее колесо, имеет развитый верхний фланец, используемый для передачи осевой нагрузки от всех вращающихся частей гидроагрегата на сегментный подпятник 5, опирающийся на конус 6, связанный со статором. Одной из особенностей является конструкция верхней крышки. Функционально ее можно разделить на две части. В верхней части располагается направляющий подшипник 7 с системой смазки, в нижней размещаются сложные устройства разгрузки и уплотнения (8 и 9) рабочего колеса и вала. Нижняя крышка 10 съемная, сопряжена со статором и конусом всасывающей трубы 11. Диаметр крышки 10 немного больше диаметра рабочего колеса, что обеспечивает возможность его осмотра, снятия и установки. В стыке нижней крышки и конуса расположены уплотнения 12 обода рабочего колеса.

Для насосов трехмашинных гидроагрегатов ГАЭС важно иметь возможность уменьшить момент сопротивления рабочего колеса при работе в турбинном режиме и режиме синхронного компенсатора. Во многих случаях для этого используют специальные муфты, механические или гидравлические. Однако при большой мощности конструкция получается тяжелой и дорогостоящей. В насосе эта задача решается путем отжатия воды из спирального отвода и рабочего колеса насоса сжатым воздухом. Но при этом во избежание повреждения лабиринтных уплотнений из-за повышения температуры необходимо к ним подавать охлаждающую воду, что приводит к затрате мощности (3,8 МВт) в основном на дисковое трение. Для обеспечения возможности вращения рабочего колеса в воздухе без охлаждения водой в лабиринтных уплотнениях применены перемещающиеся кольца.

В режиме синхронного компенсатора зазоры получаются большими, и поэтому нет необходимости подводить охлаждающую воду, при этом теряемая мощность снижается до 170 кВт.

Крупные многоступенчатые насосы применяются в тех случаях, когда по требуемым параметрам (напор, подача, частота вращения) коэффициент быстроходности насоса получается менее 90—110 об/мин.

Конструктивные решения многоступенчатых насосов весьма разнообразны. На рис. 22.2 показан мощный горизонтальный двухступенчатый насос с рабочими колесами двустороннего входа. Общий коэффициент быстроходности насоса  $n_s = 68$ . Достоинствами такой конструкции является то, что гидравлические осевые усилия рабочего ко-

леса уравниваются без дополнительных устройств и уплотнений, имеется горизонтальный разъем, позволяющий снять верхнюю половину корпуса насоса — крышку. Однако по условиям компоновки гидроагрегата и здания ГАЭС при большой мощности предпочтительнее вертикальные гидроагрегаты.

Конструкция вертикального двухступенчатого трехмашинного гидроагрегата ГАЭС Мороука производства фирмы «Хитачи» и его эксплуатационная характеристика даны на рис. 22.11. Показатели насоса следующие: напор (средний) 241 м, подача 18,6 м<sup>3</sup>/с, частота вращения 300 об/мин (общий коэффициент быстроходности насоса  $n_s = 21,2$ ), мощность около 50 МВт. Корпус насоса стальной литой, причем в соответствии с условиями транспортировки спираль выполнена из пяти секций. Вся внутренняя цилиндрическая часть может целиком извлекаться. При разработке подвода 1 учтено требование, чтобы перед входом на первую ступень не создавалась закрутка потока. Отвод первой ступени лопастной 2, а второй ступени спиральный 3 со статорными колоннами. Рабочие колеса 4 диаметром 3,3 м цельнолитые, стальные с содержанием 13% хрома. Камера 5 для уравнивания гидравлического осевого усилия имеется только над верхним рабочим колесом, и поэтому предусмотрено щелевое уплотнение на верхнем ободе.

Насос имеет отдельный вал с двумя направляющими подшипниками — верхним 6 и нижним 7, подпятник 8, установленный под насосом и опирающийся на бетонное основание. Подшипники с масляной смазкой. На верхнем конце вала укреплен зубчатая муфта 9 для соединения или разъединения с валом насоса с помощью гидравлического сервомотора.

Как видно из характеристики (рис. 22.11, б), максимальное значение КПД  $\eta = 90\%$ , потребляемая мощность при нулевой подаче (закрыт верхний затвор) составляет около 37 МВт, т. е. около 75% расчетной мощности.

Высоконапорный пятиступенчатый насос трехмашинного гидроагрегата ГАЭС Бельмекен (НРБ) показан на рис. 22.12. Параметры насоса следующие: напор 680—748 м, подача 5,7—6,9 м<sup>3</sup>/с, частота вращения 500 об/мин, мощность около 52 МВт, общий коэффициент быстроходности насоса  $n_s = 90$  об/мин. Корпус насоса сварной литой, состоит из двух частей. В расточку корпуса вставляются звенья каждой ступени — рабочее колесо 1, обратные 2 и направляющие 3 лопатки лопастных отводов. Последняя ступень имеет спиральный отвод со статорными колоннами. Насос снабжен самостоятельным валом, опирающимся на два направляющих подшипника с масляной смазкой. Подпятник 4, воспринимающий

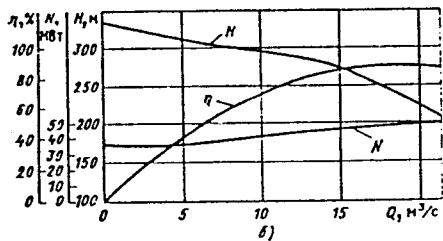
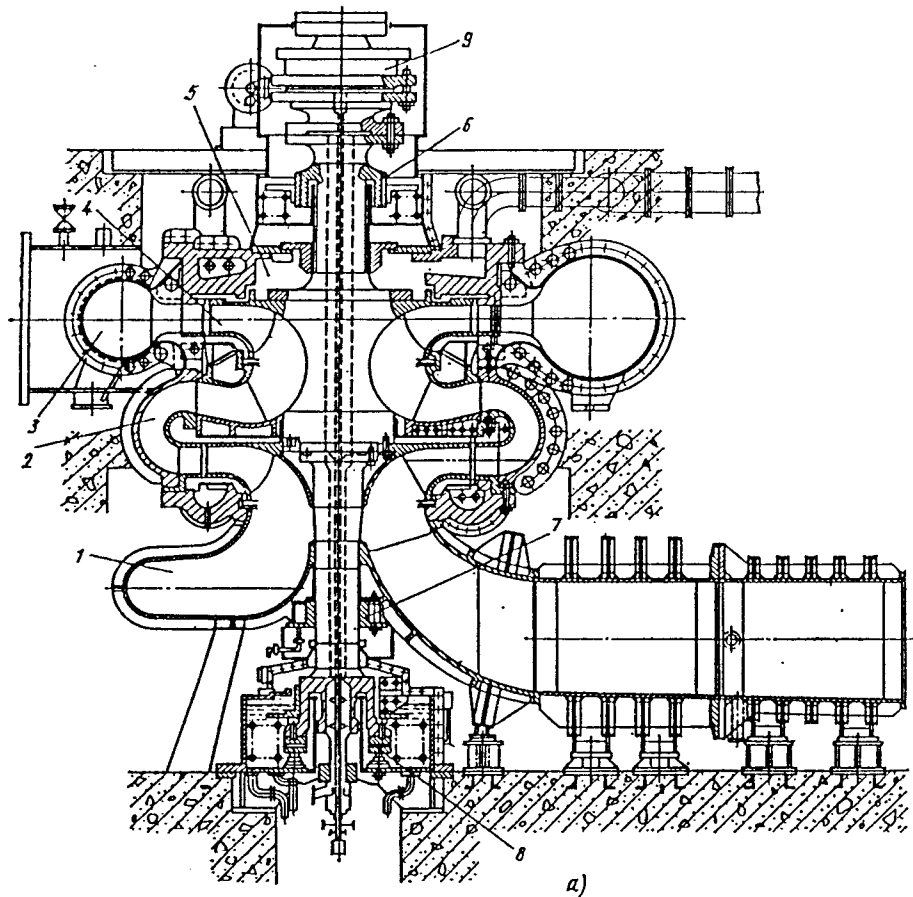


Рис. 22.11. Конструкция (а) двухступенчатого вертикального насоса ГАЭС Мороцука (Япония) и его эксплуатационная характеристика (б)

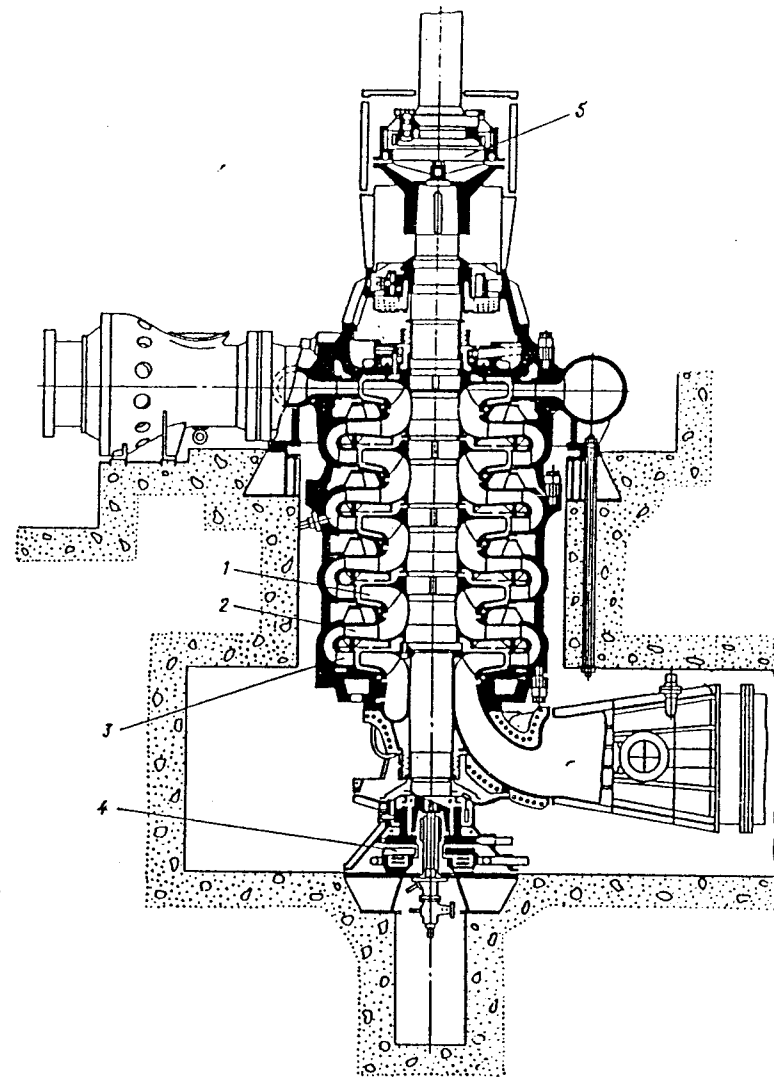


Рис. 22.12. Пятиступенчатый вертикальный насос ГАЭС Бельмекен

осевое усилие, размещен под насосом и опирается на бетонное основание. На верхний конец вала насажена муфта сцепления 5.

Глава 23

НАСОС-ТУРБИНЫ ГАЭС

23.1. КОНСТРУКЦИЯ НАСОС-ТУРБИНЫ

горской и Кайшядорской ГАЭС, разработанной в ПО ЛМЗ.

Конструкция насос-турбин рассматривается на примере насос-турбины для За-

При создании этой машины использовались опытные данные, полученные в про-



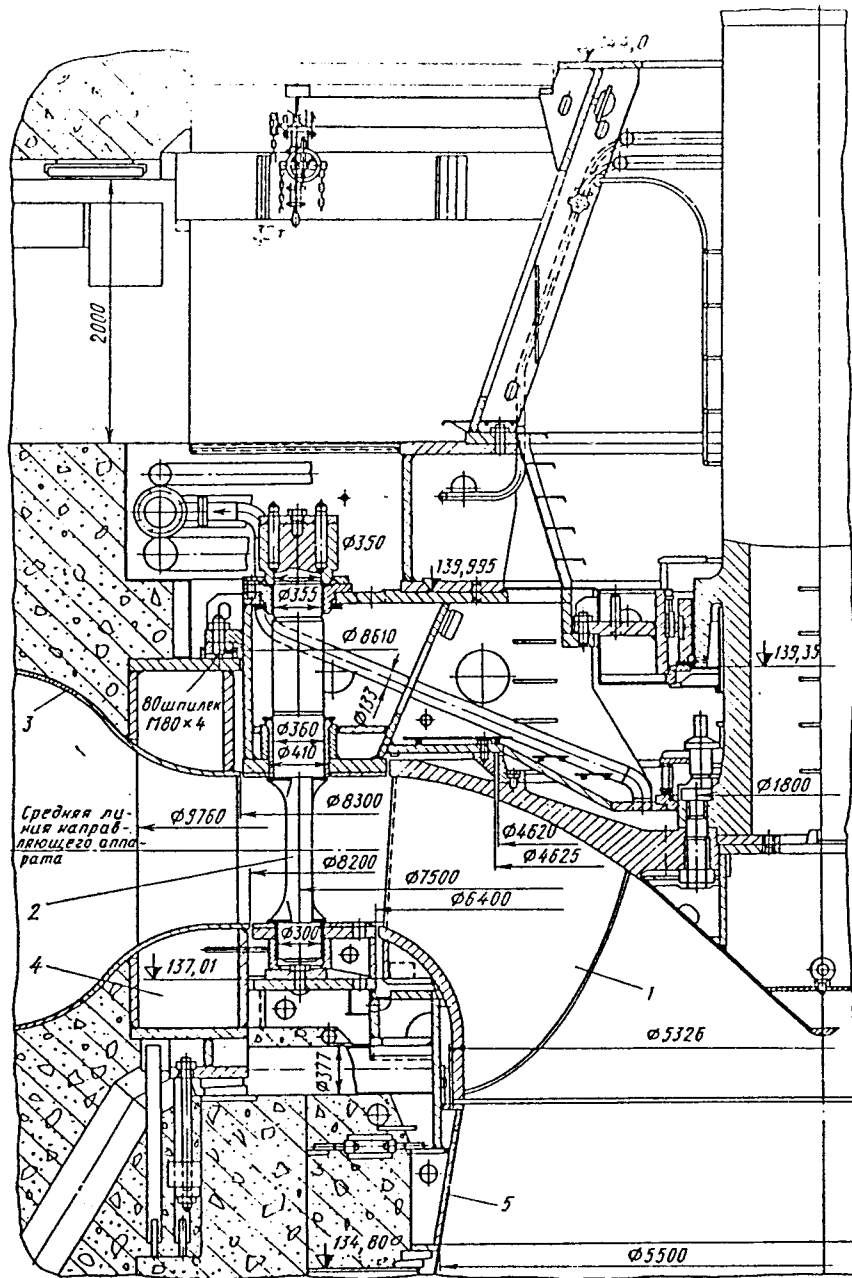


Рис. 23.1. Разрез насос-турбины

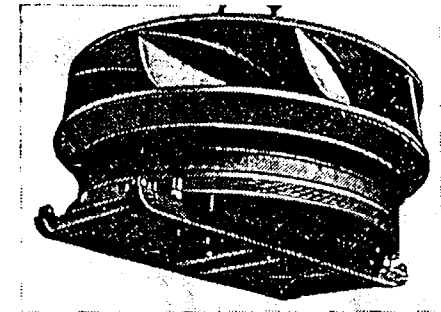


Рис. 23.2. Рабочее колесо насос-турбины

цессе эксплуатации первой отечественной радиально-осевой насос-турбины Киевской ГАЭС, результаты модельных исследований, зарубежный опыт эксплуатации подобных машин. В результате созданы насос-турбины на напор 100 м с диаметром рабочего колеса 6,3 м и мощностью 205 МВт, которые по своим параметрам соответствуют современному уровню.

На Загорской ГАЭС установлены шесть вертикальных радиально-осевых насос-турбин типа РОНТ115/812-В-630. Насос-турбина непосредственно соединена с двигателем-генератором трехфазного тока типа ВГДС1005/245-40/У4 номинальной мощностью 220 МВт. Насос-турбина рассчитана для эксплуатации в насосном режиме при напорах от 96 до 115 м, в турбинном режиме при напорах от 91 до 111 м.

Для повышения эффективности ГАЭС предусматривается работа гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора, который может обеспечиваться переводом гидроагрегата как из турбинного, так и из насосного режима.

Время работы гидроагрегатов в турбинном режиме составляет 3—4 ч в сутки, в насосном режиме — 5 ч, в режиме синхронного компенсатора — 15—16 ч.

Насос-турбина состоит из собственно насос-турбины, регулятора, МНУ и системы автоматизации.

На рис. 23.1 представлен разрез насос-турбины. Основным рабочим органом является рабочее колесо 1. Направляющий аппарат 2 регулирует расход воды через насос-турбину при изменении мощности гидроагрегата в турбинном режиме и является запорным органом (в насосном режиме он служит только запорным органом). Равномерный подвод воды от напорного водовода к направляющему аппарату в турбинном режиме работы и отвод воды в насосном режиме работы осуществляются спиральной камерой 3. Статор насос-турбины 4 является несущим остовом гидроагрегата и воспринимает усилия от спиральной камеры, вращающихся частей и вышерасположенного бетона. Отвод воды от насос-турбины в турбинном режиме осуществляется отсасывающей трубой 5. В насосном режиме по этой трубе вода подводится к рабочему колесу.

Все узлы насос-турбины подразделяются на три основные группы: рабочие механизмы, закладные части и вспомогательные устройства. К рабочим механизмам насос-турбины относятся рабочее колесо, вал турбины, направляющий аппарат, сервомоторы направляющего аппарата, направляющий подшипник и уплотнение вала.

### 23.2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Для насос-турбины Загорской ГАЭС принято рабочее колесо РОНТ115/812 (рис. 23.2), имеющее номинальный диаметр

6,3 м, в турбинном режиме обеспечивает мощность насос-турбины 205 МВт при расчетном напоре 100 м. Характерной особенностью рабочего колеса является наличие восьми лопастей с удлиненными межлопастными каналами. Рабочее колесо выполнено сварным. Все элементы рабочего колеса изготовлены из хромоникелевой стали 06Х12НЗД. Лопасты изготовлены из толстолистового проката методом двойной штамповки, что повышает точность формы и плавность поверхности лопасти. Для уменьшения объемных потерь между крышкой и рабочим колесом и между фундаментным кольцом и рабочим колесом установлены лабиринтные уплотнения. Нижнее лабиринтное уплотнение расположено у нижнего торца рабочего колеса, что снижает осевое гидравлическое усилие за счет уменьшения диаметра расположения уплотнения и уменьшает уровень нестационарных нагрузок, действующих на обод.

При работе гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора к лабиринтным уплотнениям подводится охлаждающая вода по специальным коллекторам.

### 23.3. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Цилиндрический направляющий аппарат (рис. 23.3) имеет двадцать плосковыпуклых положительной кривизны поворотных лопаток с нулевым эксцентриситетом, с одинаковыми формами входной и выходной кромок. Крышка 1 и нижнее кольцо 2 являются основными несущими элементами направляющего аппарата. Они фиксируют положение направляющих лопаток, воспринимают радиальные и вертикальные усилия, передающиеся как от направляющих лопаток, так и непосредственно от потока. Конструкция крышки выполнена сварной и обеспечивает необходимую жесткость крышки при всех режимах эксплуатации, технологичность при изготовлении и удобство при обслуживании размещенных в ней узлов насос-турбины. Наружным фланцем 3

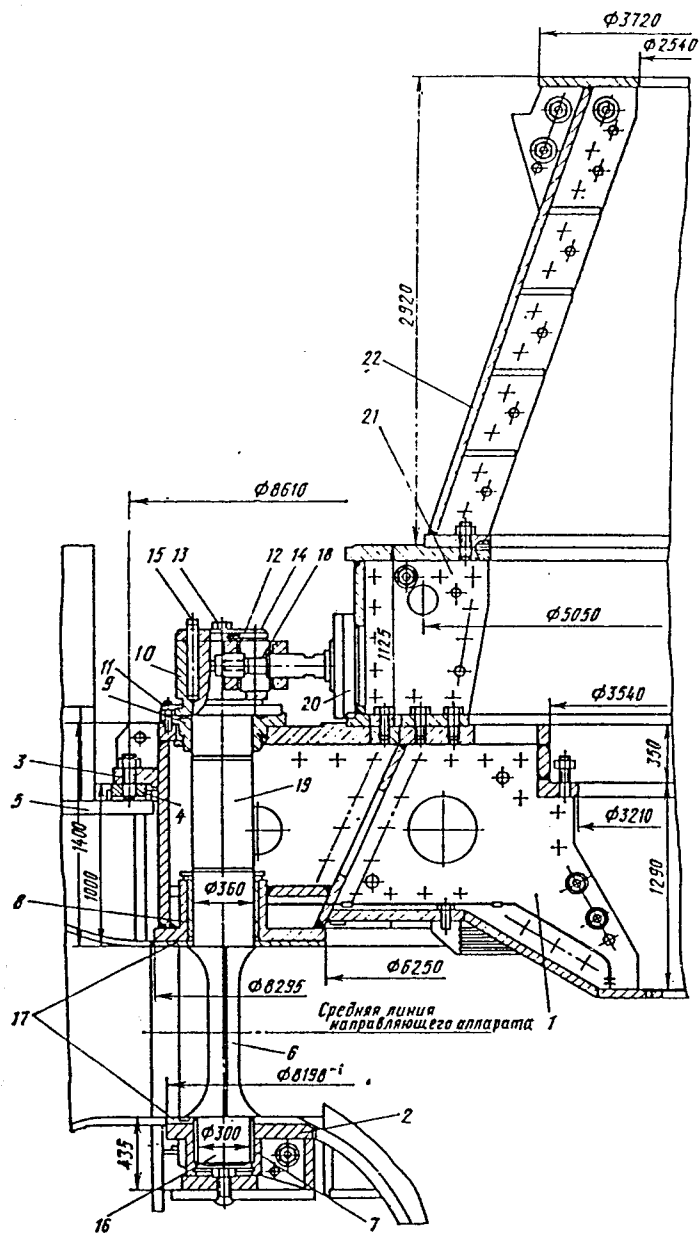


Рис. 23.3. Направляющий аппарат насос-турбины

крышка устанавливается на опорный фланец 4, приваренный к статору 5 при монтаже гидроагрегата.

Высотное положение опорного фланца определяется с учетом фактических размеров нижнего кольца крышки, направляющих лопаток 6 и положения фундаментного кольца, залитого бетоном. Это позволяет достичь минимальных зазоров между торцами профильной части лопаток, крышкой и нижним кольцом.

Для уменьшения осевого усилия, действующего на лопатку направляющего аппарата, предусмотрена разгрузка давления воды из-под нижних цапф 16. Лопатки направляющего аппарата выполнены цельнолитыми из нержавеющей стали и имеют по три опоры. Опорные втулки цапф лопаток 7, 8, 9 выполнены с нанесением антифрикционного слоя из эпоксидной композиции, не требующей смазки при эксплуатации гидроагрегата.

В осевом направлении перемещение лопатки ограничено зазором между нижним буртиком рычага 10, выполненным из нержавеющей стали, и упорным кольцом 11, состоящим из двух частей, закрепленных на верхней втулке цапфы. Сам рычаг зафиксирован на цапфе 19 лопатки с помощью крышки 12, крепящейся к рычагу болтами 14 и регулировочным болтом 13. На упорное кольцо и верхнюю поверхность втулки нанесена эпоксидная композиция. Регулировка расчетного зазора между торцами лопаток и крышкой насос-турбины осуществляется болтом 13 до установки шпонки 15. Уплотнение лопаток между собой по вертикали достигается точной пригонкой их кромок соприкосновения.

Для уменьшения протечек воды через закрытый направляющий аппарат установлены специальные уплотнения. Для этого на поверхностях крышки и нижнего кольца, образующих проточный тракт, выполнены профильные пазы, замкнутые по кольцу. Диаметр расположения пазов равен диаметру, на котором происходит касание лопаток при закрытом положении направляющего аппарата. В пазы закладываются профильные резиновые шланги 17, прижимающиеся металлическими планками. При закрытом направляющем аппарате в резиновые шланги подается давление 1,3 МПа.

Поворот лопаток направляющего аппарата осуществляется индивидуальными прямоосными сервомоторами 20. Тяги сервомоторов соединены с рычагами пальцами 18. Сервомоторы установлены в специальной опоре 21, закрепленной на крышке турбины и представляющей собой сварную конструкцию в виде двадцатигранника с двадцатью окнами под сервомоторы.

На опору сервомоторов устанавливается опора подпятника 22, соединяемая болтами и штифтами. Конструкция опоры сервомоторов обеспечивает радиальное положение

осей сервомоторов, что исключает передачу усилий.

В насос-турбинах Кайшядорской ГАЭС привод лопаток направляющего аппарата осуществляется регулирующим кольцом и двумя двоясными сервомоторами диаметром 500 мм при номинальном давлении масла 6,3 МПа.

#### 23.4. СЕРВОМОТОР НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Сервомотор направляющего аппарата (рис. 23.4) рассчитан на работу при давлении 6,3 МПа. Усилие, развиваемое сервомотором при номинальном давлении масла на открытие направляющего аппарата, равно 791 кН, на закрытие — 591 кН.

Сервомотор состоит из стального сварного цилиндра 1, который имеет с одной стороны глухое дно. В верхней части цилиндра имеется коробка с отверстиями для подачи и отвода масла в полости сервомотора. Внутри цилиндра расположен стальной поршень 2 с двумя напрессованными бронзовыми втулками 3. Поршень шарнирно соединен с тягой 4 пальцем 5, входящим во втулку 6 из эпоксидной композиции. Тяга закреплена на пальце болтом 7. К поршню крепится стакан 8 из нержавеющей стали. Между крышкой сервомотора и стаканом установлены манжетные уплотнения 9. Поршень снабжен тремя рядами поршневых колец 10.

#### 23.5. НАПРАВЛЯЮЩИЙ ПОДШИПНИК

Направляющий подшипник (рис. 23.5), фиксирующий положение вала гидроагрегата, воспринимает нагрузки от механического, гидравлического и электрического дебалансов ротора. Диаметр направляющего пояса вала в месте подшипника 1,8 м. Подшипник работает на жидкой масляной смазке и состоит из 12 самоустанавливающихся сегментов 1. В связи с тем, что направление вращения ротора гидроагрегата меняется в зависимости от режима работы, сегменты имеют нулевой эксцентриситет. Зазор между валом и сегментами регулируется перемещением клиньев 2, прижатых к валу сегментов болтами 3. После установки зазора 0,15—0,2 мм, положение клиньев фиксируется гайками 6, сегменты освобождаются. Корпус подшипника 7 выполнен сварным в виде цельного кольца, к крышке насос-турбины крепится болтами. Внутри корпуса подшипника расположены 12 маслоохладителей 8.

При вращении вала происходит замкнутая циркуляция масла за счет напора, создаваемого радиальными отверстиями в нижней части направляющего пояса вала. Масло из полости выгородки 9 перекачивается в зону расположения сегментов, далее через отверстия во внутренней обечайке корпуса попадает в маслоохладители.

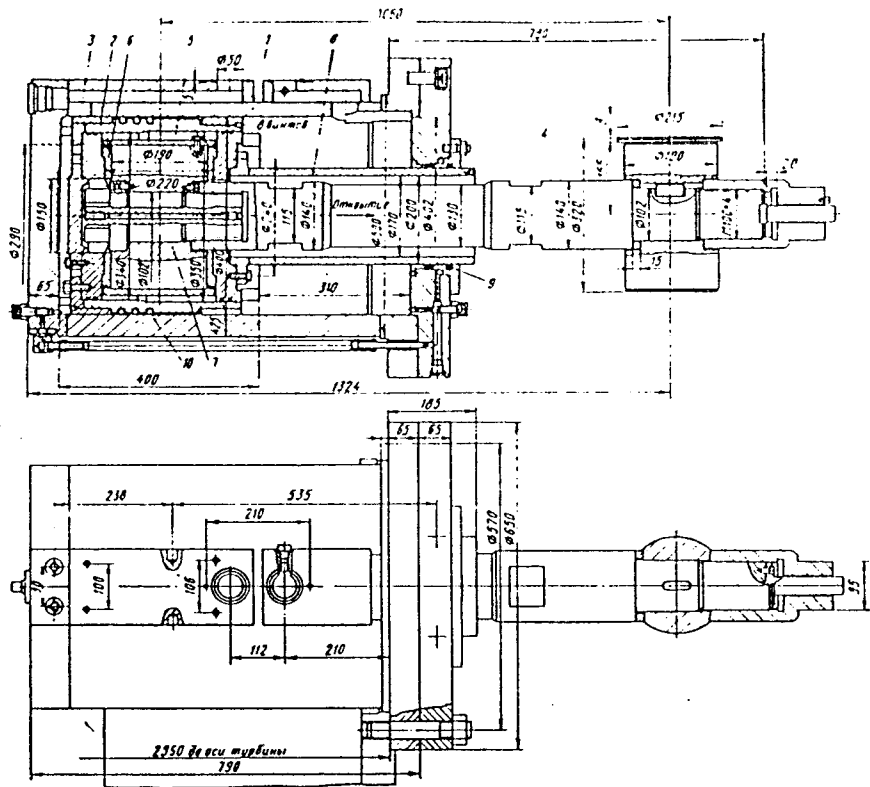


Рис. 23.4. Сервомотор направляющего аппарата насос-турбины

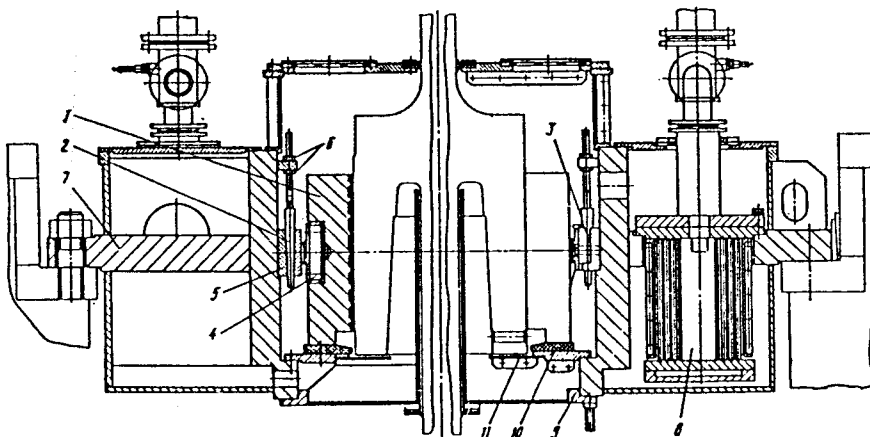


Рис. 23.5. Направляющий подшипник

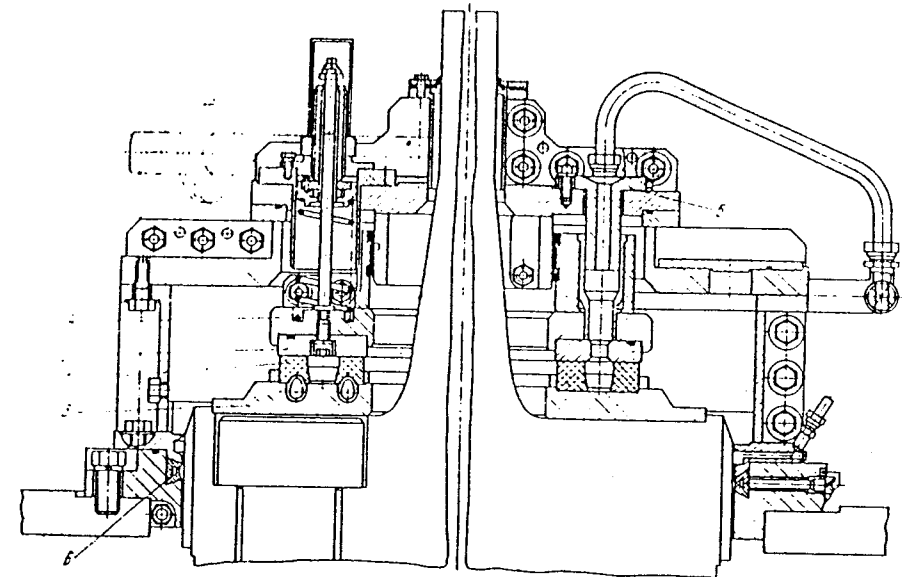


Рис. 23.6. Уплотнение вала

Герметизация внизу ванны сегментов обеспечивается уплотняющими деталями 10 и 11.

### 23.6. УПЛОТНЕНИЕ ВАЛА

Уплотнение вала (рис. 23.6) выполнено углеродистым, торцевого типа. Рабочей парой уплотнения являются два углеродистых кольца 1 и контактирующее с ними неподвижное бронзовое кольцо 2. Каждое из углеродистых колец закреплено в кольцевой паз оболочки 3, установленной на нижний фланец вала. Нажимная втулка 4 удерживается от вращения при действии момента трения шестью штуцерами 5, которые служат одновременно для подвода чистой воды к зоне контакта рабочей пары.

В конструкции уплотнения вала предусмотрено возможность регулировки контактного усилия между бронзовой нажимной втулкой и углеродистыми кольцами. Для ревизии углеродистого уплотнения предусмотрено ремонтное уплотнение, выполненное в виде профильного резинового шланга 6, к которому подводится воздух под давлением 0,8 МПа при остановленном гидроагрегате.

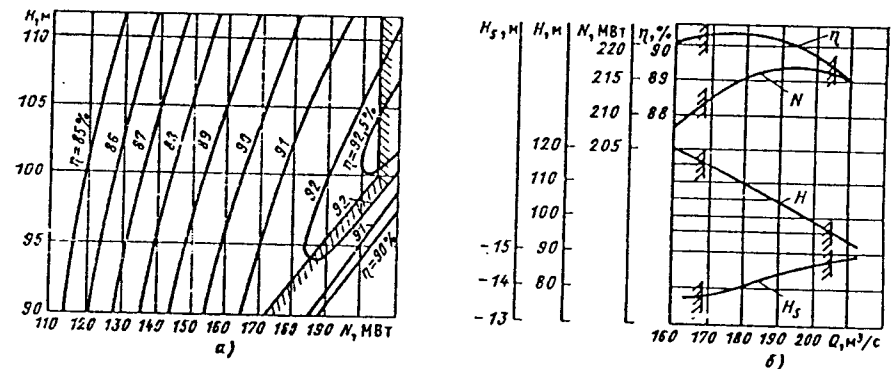


Рис. 23.7. Энергетическая характеристика гидроагрегата Загорской ГАЭС: а — в турбинном режиме; б — в насосном режиме

Разработанная насос-турбина характеризуется хорошими эксплуатационными показателями и в обоих режимах эксплуатации.

На рис. 23.7 приведены энергетические характеристики гидроагрегата Загорской ГАЭС в турбинном и насосном режимах.

Глава 24

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОС-ТУРБИН

24.1. КЛАССИФИКАЦИЯ, ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КПД НАСОС-ТУРБИН

Системы насос-турбин. Для насос-турбин используется та же классификация, что и для реактивных гидротурбин (см. § 1.1). Возможно применение следующих основных систем насос-турбин: осевые, диагональные, радиально-осевые (одноступенчатые и многоступенчатые). Осевые насос-турбины могут быть поворотнo-лопастными и пропеллерными.

Принципиальные конструктивные особенности систем насос-турбин являются такими же, что и для соответствующих систем гидротурбин, за исключением многоступенчатых радиально-осевых насос-турбин, конструктивная схема которых близка к схеме многоступенчатых центробежных насосов (см. § 22.3).

Наибольшее распространение в нашей стране получили одноступенчатые радиально-осевые насос-турбины, что объясняется природными условиями европейской части СССР, где могут быть созданы ГАЭС в основном с напорами не выше 115 м, а также сравнительно низкой стоимостью этих машин.

Основными параметрами насос-турбин являются обычно употребляемые параметры турбин и в дополнение к ним параметры насосного режима. Они могут быть разделены на параметры конструктивные и гидравлические. Конструктивные параметры являются одинаковыми для турбинного и насосного режимов, гидравлические параметры различны. Конструктивные параметры включают в себя номинальный диаметр рабочего колеса  $D_1$  и относительные размеры проточной части, приведенные к номинальному диаметру рабочего колеса.

Гидравлические параметры включают в себя параметры натурной машины в турбинном и насосном режимах (частоту вращения  $n_t, n_n$ ; рабочий напор  $H_t, H_n$ ; расход  $Q_t, Q_n$ ; мощность на валу  $N_t, N_n$ ; коэффициент полезного действия  $\eta_t, \eta_n$ ; коэффициент кавитации  $\sigma_t, \sigma_n$ ; коэффициент быстроходности  $n_{st}, n_{sn}$ ) и приведенные параметры (расход  $Q'_{1т}, Q'_{1н}$  и частота вращения  $n'_{1т}, n'_{1н}$ ) в характерных режимных точках (обычно при максимальных КПД насосного и турбинного режимов).

Частота вращения, как правило, одинакова для турбинного и насосного режимов:  $n_t = n_n = n$ .

Рабочий напор в турбинном и насосном режимах определяют аналогично рабочему напору реактивной гидротурбины (см. § 1.2) как разность удельных энергий потока воды во входном сечении спиральной камеры и в выходном сечении отсасывающей (всасывающей) трубы. Обычно для насос-турбины задаются диапазоны изменения рабочего напора в обоих режимах, а также значения расчетного напора в турбинном режиме и средневзвешенного напора в насосном режиме:  $H_{т. макс.}, H_{т. ср.}$  в турбинном режиме,  $H_{н. макс.}, H_{н. ср.}$  в насосном.

За номинальный диаметр рабочего колеса  $D_1$ , характеризующий геометрические размеры насос-турбины, для радиально-осевых насос-турбин принимается наибольший диаметр расположения напорных кромок (входных для турбинного режима) рабочего колеса (рис. 24.1, а). Для поворотнo-лопастных диагональных насос-турбин за номинальный принимается диаметр окружности, полученной пересечением конической поверхности, образующими которой являются оси поворота лопастей рабочего колеса, со сферической поверхностью камеры рабочего колеса (рис. 24.1, б).

Стандарт предприятия на типы и основные параметры радиально-осевых насос-турбин, разработанный ПО ЛМЗ, основан на обобщении большого отечественного опыта по радиально-осевым гидротурбинам и зарубежного опыта по насос-турбинам. Стандарт устанавливает относительные размеры проточной части, приведенные к номинальному диаметру рабочего колеса, и основные гидравлические параметры насос-турбин. Конструктивные и гидравлические параметры определяются коэффициентом быстроходности для насосного режима при максимальном КПД:

$$n_{sn} = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_n}}{H_n^{3/4}} = 3,65 n'_{1н. опт} \sqrt{Q'_{1н. опт}} \quad (24.1)$$

где  $n'_{1н. опт}$  — приведенная частота вращения при максимальном КПД;  $Q'_{1н. опт}$  — приведенный расход при максимальном КПД. В качестве основных конструктивных параметров РОНТ, определяющих серию, используются следующие относительные величины (рис. 24.1, а):

относительный диаметр рабочего колеса по всасывающим кромкам лопастей

$$\bar{D}_0 = D_0/D_1;$$

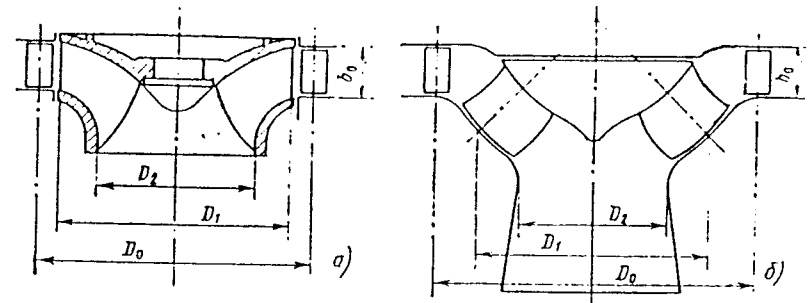


Рис. 24.1. Номинальные диаметры рабочего колеса радиально-осевой (а) и диагональной (б) насос-турбины

относительная высота направляющего аппарата

$$\bar{b}_0 = b_0/D_1;$$

относительный диаметр окружности расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата

$$\bar{D}_0 = D_0/D_1.$$

Для всего ряда насос-турбин, применяемых при напоре от 80 до 500 м, значение  $\bar{D}_0$  принято постоянным:  $\bar{D}_0 = 1,2$ , с возможностью изменения в технически обоснованных случаях в пределах от 1,15 до 1,25.

За основные гидравлические параметры насос-турбин приняты приведенная частота вращения  $n'_{1н. опт}$  и приведенный расход

Таблица 24.1. Основные параметры радиально-осевых насос-турбин

Параметр	Тип рабочего колеса						
	РОНТ115	РОНТ140	РОНТ170	РОНТ230	РОНТ310	РОНТ400	РОНТ500
Зоны применения рабочих колес по напору $H, м$	80—115	100—140	130—170	160—230	220—310	290—400	380—500
Коэффициент быстроходности в насосном режиме при максимальном КПД $n_{sn}$	220—185	205—170	175—155	160—140	140—120	125—110	115—100
Относительный диаметр рабочего колеса $\bar{D}_0$	0,82—0,72	0,8—0,7	0,73—0,65	0,68—0,6	0,62—0,55	0,60—0,52	0,55—0,5
Относительная высота направляющего аппарата $\bar{b}_0$	0,16	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07
Приведенная частота вращения в насосном режиме при максимальном КПД $n'_{1н. опт}$ , об/мин	95—90	94—89	93—88	92—87	91—85	90—84	89—82
Приведенный расход в насосном режиме при максимальном КПД $Q'_{1н. опт}$ , м³/с	0,44—0,32	0,38—0,28	0,28—0,24	0,25—0,19	0,20—0,16	0,16—0,13	0,13—0,11
Максимальный коэффициент кавитации в насосном режиме $\sigma_n$	0,27—0,23	0,26—0,21	0,21—0,19	0,19—0,16	0,17—0,14	0,14—0,12	0,13—0,11

$Q'_{1н. опт}$  через насос-турбину в насосном режиме при максимальном КПД, максимальный коэффициент кавитации в насосном режиме  $\sigma_n$ , а также отношения приведенных частот вращения  $n'_{1т. опт}/n'_{1н. опт}$  и приведенных расходов в турбинном и насосном режимах при максимальных КПД  $Q'_{1т. опт}/Q'_{1н. опт}$

Область применения радиально-осевых насос-турбин по максимальному напору от 115 до 500 м разбита на семь диапазонов. Типы и основные параметры РОНТ для этих диапазонов приведены в табл. 24.1.

Для насос-турбин применяется тот же принцип маркировки, что и для гидротурбин. Отличие заключается в том, что к буквенному обозначению типа рабочего колеса, принятому для турбин, добавляются

буквы ПТ. Например, обозначение радиально-осевой насос-турбины с рабочим колесом, применяемым при наибольшем напоре  $H = 115$  м, вертикального исполнения, с номинальным диаметром рабочего колеса  $D_1 = 650$  см следующее: насос-турбина РОНТ115-В-650.

Коэффициент полезного действия и потери мощности в насос-турбине. Мощность потока, кВт, определяется одинаково для турбинного и насосного режимов:

$$N_0 = \rho g Q H = 9,81 Q H.$$

Для турбинного режима принимается расход воды, подведенный к гидромашине, а в насосном режиме — расход, выходящий из машины (подача).

Турбинный режим. Потери мощности и КПД насос-турбин в турбинном режиме определяются так же, как и для обычных гидротурбин. Полезная мощность, развиваемая на валу насос-турбины в турбинном режиме.

$$N_T = \eta_T N_0. \quad (24.2)$$

где  $\eta_T$  — полный КПД насос-турбины в турбинном режиме. Потери мощности, равные  $\Delta N_T = (1 - \eta_T) N_0$ , разделяются на три основных вида — объемные, гидравлические и механические. Соответственно этому полный КПД может быть представлен как произведение объемного, гидравлического и механического КПД:

$$\eta_T = \eta_{Tg} \eta_{Tm} \eta_{T\mu}.$$

Насосный режим. Мощность, подводимая к валу насос-турбины в насосном режиме, равна:

$$N_N = \frac{1}{\eta_N} N_0. \quad (24.3)$$

где  $\eta_N$  — полный КПД насос-турбины в насосном режиме.

Потери мощности в насосном режиме, равные  $\Delta N = (1 - \eta_N) N_N$ , также разделяются на три вида — механические, гидравлические и объемные.

Полный КПД гидромашин в насосном режиме может быть представлен про-

изведением механического, гидравлического и объемного КПД:

$$\eta_N = \eta_{N\mu} \eta_{Ng} \eta_{Nv}.$$

При модельных испытаниях определяют полный КПД. Для устранения влияния потерь на трение в подшипниках и подпятнике модельной гидромашинной мощности, расходуемая на них, автоматически включается в полезную мощность, и механический КПД модели учитывает только гидравлическое трение в зазоре между наружными поверхностями рабочего колеса и неподвижными частями.

Долю различного вида потерь в общих потерях мощности в модельной насос-турбине можно экспериментально определить отдельно для турбинного и насосного режимов. На рис. 24.2 приведен пример разделения потерь мощности для модельной насос-турбины с быстроходностью  $n_{\text{нн}} = 200$ . Объемные потери в данном случае невелики и составляют 0,6—0,8 % мощности вблизи оптимумов турбинного и насосного режимов. Механические потери, включающие только потери на гидравлическое трение в зазорах между колесом и неподвижными частями насос-турбины, достигают 1,5—2 %. Гидравлические потери составляют 7—10 % для оптимальных режимов.

Доля различных видов потерь зависит от быстроходности насос-турбины. Зависимость полного КПД от быстроходности согласно [52, 53] имеет максимум при значении  $n_{\text{нн}} = 150 \div 180$  (рис. 24.3). В этом диапазоне быстроходности суммарные потери мощности минимальны. Уменьшение быстроходности сопровождается возрастанием доли объемных и механических потерь, что приводит к резкому падению полного КПД при  $n_{\text{нн}} < 120$ . Повышение коэффициента быстроходности свыше  $n_{\text{нн}} = 180$  сопровождается небольшим увеличением гидравлических потерь и плавным снижением полного КПД насос-турбины.

При верхнем на настоящее время пределе быстроходности  $n_{\text{нн}} = 300$  снижение КПД по сравнению с вариантами оптимальной быстроходности составляет менее 1 %

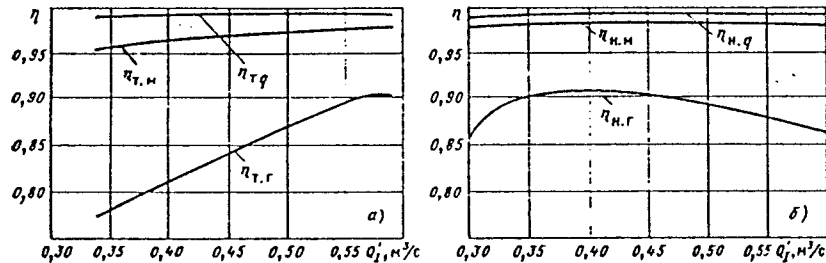


Рис. 24.2. Гидравлический, механический и объемный КПД модельной насос-турбины: а — в турбинном режиме при  $n_1 = 97,2$  об/мин; б — в насосном режиме при  $n = 600$  об/мин;  $\sigma_0 = 28$  мм

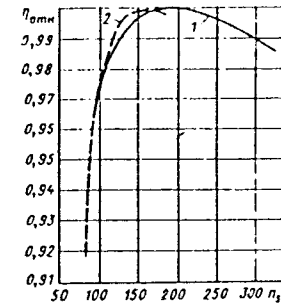


Рис. 24.3. Зависимость относительного КПД от коэффициента быстроходности насос-турбины:

1 — по данным [52]; 2 — по данным [53]

и не является большим препятствием для повышения быстроходности насос-турбин для напора ниже 100—120 м.

Резкое снижение КПД при уменьшении быстроходности ниже  $n_{\text{нн}} = 130 \div 140$  ставит задачу максимально возможного повышения быстроходности высоконапорных насос-турбин. Минимально допустимым коэффициентом быстроходности одноступенчатой насос-турбины можно считать  $n_{\text{нн}} = 90 \div 110$ , при которой снижение КПД достигает 3 %. Однако для повышения эффективности высоконапорных насос-турбин стремятся ограничить нижний предел быстроходности значением  $n_{\text{нн}} = 120$  [53], при котором возможно получить КПД, уменьшенный не более чем на 1,5 % по сравнению с вариантами оптимальной быстроходности. При создании насос-турбин с быстроходностью  $n_{\text{нн}} = 120$  на напор свыше 500 м возникают сложные проблемы обеспечения хороших кавитационных качеств, прочности и надежности конструкции.

Коэффициент полезного действия насос-турбин в оптимальных точках турбинного и насосного режимов примерно одинаков и на 2—3 % ниже, чем для обычных реактивных гидротурбин такой же быстроходности. Это вызвано, прежде всего, более высокой относительной скоростью в проточной части насос-турбин по сравнению с турбинами. Приведенная частота вращения  $n_1$  насос-турбин выше, а приведенный расход  $Q_1'$  значительно ниже, чем в турбинах. Вследствие этого гидравлические, механические и объемные потери в насос-турбинах больше, чем в реактивных турбинах такой же быстроходности.

## 24.2. ГЛАВНЫЕ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При выборе типа, размера, частоты вращения и высоты отсасывания насос-турбины ГАЭС на заданные условия и для

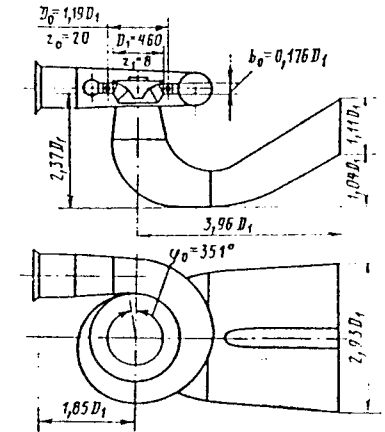


Рис. 24.4. Проточная часть модели насос-турбины РОНТ115/812, соответствующая полученной универсальной характеристике

оценки работы в турбинном и насосных режимах используются главные турбинная и насосная универсальные характеристики.

В целях удобства пользования главной насосной универсальной характеристикой изображается аналогично турбинной в виде зависимостей  $\eta$ ,  $n_1'$  и  $\sigma$  от  $Q_1'$  для ряда постоянных значений открытия  $a_0$ . Кроме

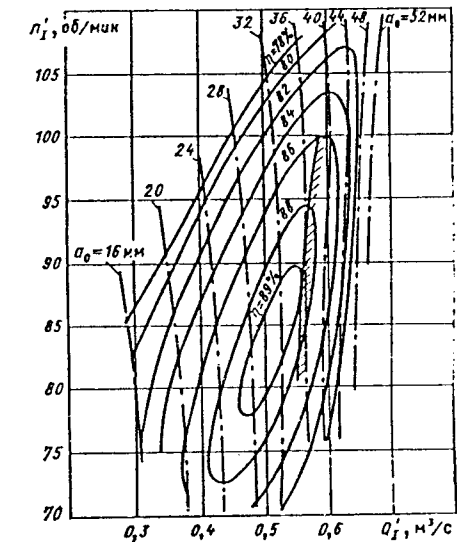


Рис. 24.5. Главная универсальная характеристика насос-турбины с рабочим колесом РОНТ115/812 в турбинном режиме

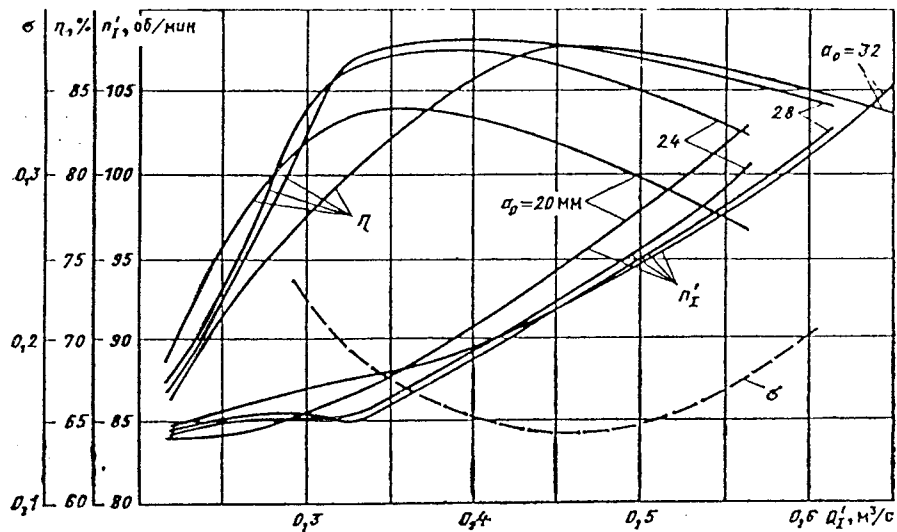


Рис. 24.6. Главная универсальная характеристика насос-турбины с рабочим колесом РОНТ115/812 в насосном режиме

того, зависимость  $\sigma(Q_1')$  зачастую приводится не для всех значений открытия  $\alpha_0$ , а только для точек на линии, огибающей кривые  $\eta(Q_1')$ , поскольку кавитационные качества насос-турбины в насосном режиме практически не зависят от открытия направляющего аппарата, а определяются условиями входа потока в рабочее колесо.

К главной универсальной характеристике каждой насос-турбины прилагаются эскизы проточной части с указанием основных параметров испытанной модели (числа лопастей рабочего колеса, числа лопаток направляющего аппарата, высоты и диаметра направляющего аппарата, типа и размеров спиральной камеры и отсасывающей трубы), приводятся номера теоретических чертежей лопасти рабочего колеса, лопатки направляющего аппарата, а также указываются условия испытаний, в частности напор, высота отсасывания и температура воды. Они даются для пояснения условий испытаний и служат неотъемлемой частью главной универсальной характеристики. Отклонения размеров проточной части от размеров в прилагаемом к характеристике эскизе могут не только повлиять на КПД насос-турбины, но и привести к возможности неустойчивой работы в насосном режиме с динамическими нагрузками, во много раз превышающими их уровень при нормальной устойчивой работе.

При отсутствии в настоящее время достаточного опыта по учету влияния отклонений в проточной части на работу насос-

турбины в насосном режиме использование главной универсальной характеристики для выбора оборудования должно предполагать соблюдение полного подобия натурной и модельной насос-турбины.

Для примера на рис. 24.4—24.6 приведены главные универсальные характеристики насос-турбины РОНТ115/812, включая эскиз проточной части испытанной модели.

### 24.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИННОГО И НАСОСНОГО РЕЖИМОВ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

Для сопоставления КПД и мощности насос-турбин с различными рабочими колесами при одном значении напора используются рабочие турбинные характеристики, которые могут быть получены на основании главных турбинных универсальных характеристик. Они представляют собой кривые  $\eta = f(N')$  применительно к модели или  $\eta = f(N)$  для натурной машины. Обычно приводятся рабочие турбинные характеристики для трех напоров — максимального, расчетного и минимального. Пример рабочей турбинной характеристики в относительных единицах дан на рис. 24.7. Здесь же для сравнения дана рабочая характеристика РО турбины. Рабочие характеристики насос-турбин имеют узкую зону высоких КПД. По крутизне они близки характеристикам пропеллерных гидротурбин. Мощность быстроходных насос-турбин в турбинном режиме на линии 5%-ного за-

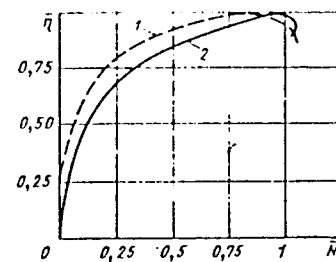


Рис. 24.7. Рабочие турбинные характеристики при постоянном напоре: 1 — РО турбина; 2 — РОНТ

паса, т. е. равная 95 % предельной мощности, часто совпадает с мощностью, соответствующей максимальному КПД при данном напоре, и даже бывает ниже ее. Поэтому целесообразно рассматривать возможность уменьшения запаса мощности менее 5 %, чтобы рабочий диапазон режимов включал зону максимального КПД. Для уменьшения запаса мощности необходимо накопление достаточного опыта в производстве и эксплуатации насос-турбин.

Сравнение насос-турбин по расходу, потребляемой мощности и допустимой высоте всасывания  $H_v$  в насосном режиме проводится на основании рабочих насосных характеристик, которые представляют собой зависимости  $H, N, \eta, H_v$  от расхода  $Q$  при постоянной частоте вращения  $n$  (рис. 24.8). Рабочие характеристики могут быть даны для нескольких значений открытия направляющего аппарата, но обычно они приводятся для открытия  $\alpha_0$ , изменяющегося с изменением расхода  $Q$  таким образом, чтобы обеспечивались максимальные значения КПД, соответствующие линии, огибающей кривые  $\eta(Q)$ , для фиксированных значений  $\alpha_0$ .

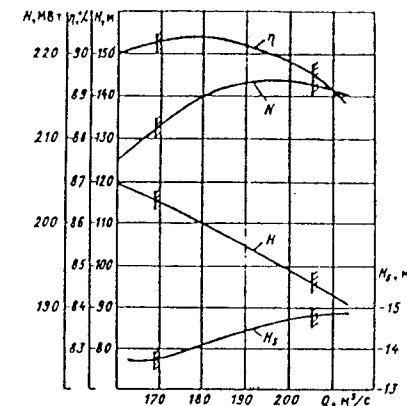


Рис. 24.8. Рабочая насосная характеристика насос-турбины РОНТ812-ВМ-630 при  $n = 150$  об/мин

В диапазоне рабочих насосных режимов при изменении напора от  $H_{н. \text{мин}}$  до  $H_{н. \text{макс}}$  производная  $\frac{dH}{dQ}$  функции  $H(Q)$ , как правило, отрицательна, т. е. функция является монотонно убывающей. За счет этого обеспечивается устойчивая работа насос-турбины в насосном режиме. Для рабочих характеристик быстроходных насос-турбин характерно наличие на кривой  $H(Q)$  участка, где производная  $\frac{dH}{dQ}$  близка к нулю или даже положительна. Работа в этой зоне сопровождается низким уровнем КПД и помпажными явлениями, выражающимися в сильных пульсациях потока и больших динамических нагрузках на конструкцию насос-турбины. На форму рабочей насосной характеристики вблизи упомянутой зоны оказывают существенное влияние локальные кавитационные явления в проточной части насос-турбины, поэтому

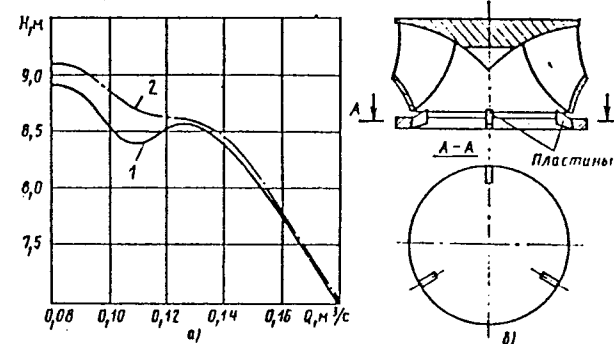


Рис. 24.9. Улучшение рабочей характеристики насос-турбины применением стабилизирующих устройств: а — рабочая характеристика; б — рабочее колесо со стабилизирующим устройством; 1 — без устройства; 2 — с устройством

окончательная рабочая характеристика должна быть получена при минимальном кавитационном коэффициенте установки  $\sigma_{н.уст.}$ , который возможен при эксплуатации насос-турбины в насосном режиме.

Так же как в турбинном режиме обеспечивается 5 %-ный запас до сбоя мощности, в насосном режиме необходимо обеспечить определенный запас по напору (3—5 %), исключающий возможность работы в зоне рабочей характеристики, где  $\frac{dH}{dQ} \geq 0$ .

В тех случаях, когда имеется явно выраженный провал по напору на рабочей насосной характеристике (рис. 24.9), для его устранения могут применяться стабилизирующие устройства во всасывающей трубе вблизи рабочего колеса. Они представляют собой крестовину или отдельные пластины, установленные на стенке конуса всасывающей трубы параллельно ее оси. Для предотвращения отрицательного влияния стабилизирующего устройства на КПД насос-турбины размеры пластин могут быть ограничены в радиальном направлении значением  $(0,05—0,1)D_1$ . Указанные устройства препятствуют образованию периферийного кольцевого вихря у всасывающих кромок рабочего колеса и улучшают форму рабочей насосной характеристики.

Достигаемое применением стабилизирующего устройства устранение провала по напору на насосной рабочей характеристике позволяет увеличить максимально достижимый напор при устойчивой работе в насосной режиме или уменьшить диаметр рабочего колеса, необходимый для получения заданного максимального напора.

#### 24.4. ЧЕТЫРЕХКВАДРАНТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОС-ТУРБИН

Главные универсальные характеристики с достаточной для практических целей подробностью представляют гидравлические параметры гидромашин в турбинном и насосном режимах. Как правило, они охватывают только те диапазоны  $Q'_1$  и  $n'_1$ , которые необходимы для построения эксплуатационных и рабочих характеристик при возможных для данного типа насос-турбины изменениях рабочего напора. Применительно к радиально-осевым гидротурбинам главные универсальные характеристики охватывают обычно диапазон изменения приведенного расхода в пределах  $(0,5—1,5) \times Q'_{1\text{онт}}$  и приведенной частоты вращения в пределах  $(0,8—1,5) n'_{1\text{онт}}$ , где  $Q'_{1\text{онт}}$  и  $n'_{1\text{онт}}$  соответствуют максимальному КПД.

Для анализа переходных процессов в гидроагрегатах ГЭС требуется полная турбинная универсальная характеристика с пределами изменения частоты вращения от нулевой до разгонной. Для гидроагрегатов

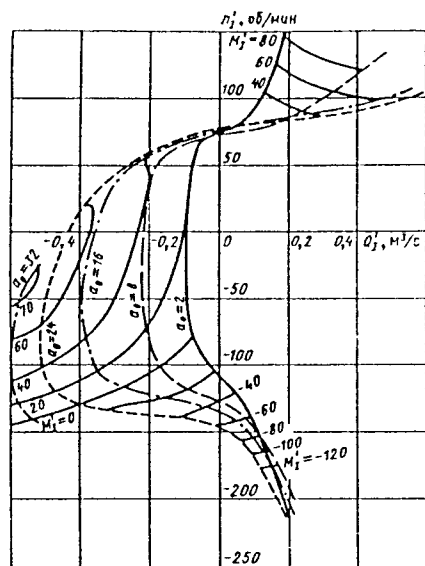


Рис. 24.10. Четырехквadrантная характеристика насос-турбины РОНТ115-35,7 в координатах  $Q'_1 - n'_1$

ГАЭС, оборудованных насос-турбинами, необходимы не только турбинная и насосная характеристики, но и характеристика, отражающая гидравлические параметры во всех других возможных режимах, встречающихся при переходных процессах (см. § 28.3). Такая характеристика, используемая в насосах, получила название четырехквadrантной. Для насос-турбин она дается в координатах  $Q'_1 - n'_1$  и  $M'_1 - n'_1$ . Пример четырехквadrантной характеристики РОНТ115 дан на рис. 24.10 и 24.11. За положительные направления потока и вращения вала гидромашин принимают направления насосного режима. В турбинном режиме значения приведенного расхода  $Q'_1$  и частоты вращения  $n'_1$  являются в этом случае отрицательными.

Насосный режим охватывает первый квадрант ( $n'_1 > 0, Q'_1 > 0$ ). Во втором квадранте представлен режим противотока ( $n'_1 > 0, Q'_1 < 0$ ). Этот режим, характеризуемый насосным направлением вращения и турбинным направлением потока, возможен при потере привода насос-турбины в насосном режиме. Турбинный режим представлен в третьем квадранте ( $n'_1 < 0, Q'_1 < 0$ ) и охватывает диапазон приведенной частоты вращения от нулевой до разгонной. В третьем же квадранте при зна-

чениях частоты вращения выше разгонной находится тормозной режим (режим расцеивания энергии), характеризуемый отрицательными значениями крутящего момента на валу насос-турбины. Этот режим встречается при остановке гидроагрегата после сброса нагрузки, когда направляющий аппарат закрывается до малого значения открытия  $a_0$ , а частота вращения насос-турбины сохраняется вследствие инерции гидроагрегата более высокой, чем разгонная частота вращения при данном открытии  $a_0$ .

В четвертом квадранте ( $n'_1 < 0, Q'_1 > 0$ ) представлен насосный режим обратного вращения. Этот режим возможен в том же случае, что и тормозной режим.

На четырехквadrантной характеристике в координатах  $Q'_1 - n'_1$  приводятся линии постоянных значений открытия направляющего аппарата  $a_0$  и приведенного крутящего момента  $M'_1$  на валу насос-турбины. Четырехквadrантная характеристика представляется также в координатах  $M'_1 - n'_1$  с нанесением линий  $a_0 = \text{const}$  и  $Q'_1 = \text{const}$ . Нередко характеристика в координатах  $M'_1 - n'_1$  служит дополнением к характеристике в координатах  $Q'_1 - n'_1$ , поскольку с ее помощью можно более точно отразить изменение момента  $M'_1$ , особенно в зоне перехода от насосного режима к режиму противотока. В этом случае на ней могут не приводиться линии постоянных значений  $Q'_1 = \text{const}$  (рис. 24.11).

В радиально-осевых и диагональных насос-турбинах напор сохраняет свой знак при переходных процессах, и рассмотренная четырехквadrантная характеристика охватывает все возможные режимы работы гидромашин этого типа. В осевых насос-турбинах, где возможно изменение знака напора, необходимо иметь четырехквadrантные характеристики как для положительного, так и для отрицательного напора.

Четырехквadrантные характеристики обычно получают при модельных испытаниях на установке с большим кавитационным коэффициентом  $\sigma_{уст.}$ , включающим возможность образования кавитации в проточной части на всех режимах.

Для натурной насос-турбины кавитационный коэффициент установки принимается таким, чтобы предотвратить снижение гидравлических параметров (КПД, расхода или напора) в диапазоне нормальных рабочих режимов. При этом в режимах, не являющихся рабочими, но встречающихся при переходных процессах, возможно заметное изменение параметров, обусловленное кавитационными явлениями в проточной части. К таким режимам относятся насосный режим с низкими значениями при-

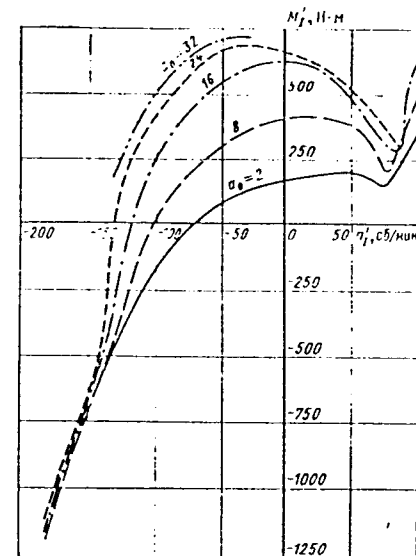


Рис. 24.11. Четырехквadrантная характеристика насос-турбины РОНТ115-35,7 в координатах  $n'_1 - M'_1$

веденной частоты вращения (малыми расходами), режим противотока, турбинный режим вблизи разгонной частоты вращения.

Это обстоятельство необходимо учитывать при сравнении экспериментальных результатов с расчетными данными по переходным процессам, полученными с использованием четырехквadrантной характеристики. Для учета влияния кавитации на переходные процессы можно определить четырехквadrантную характеристику при тех значениях кавитационного коэффициента  $\sigma_{уст.}$ , которые обеспечиваются на рассматриваемой установке, и использовать эту характеристику при расчетах.

#### 24.5. СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБРАТИМОГО ГИДРОАГРЕГАТА

К числу наиболее важных силовых характеристик относятся:

характеристики ротора гидроагрегата (крутящий момент, осевая и радиальная гидравлические силы, действующие на рабочее колесо);

характеристики рабочего колеса (гидравлические силы и моменты, действующие на лопасти рабочего колеса);

характеристики направляющего аппарата (силы и моменты на лопатках направляющего аппарата).

Характеристики ротора гидроагрегата. Приведенный крутящий мо-

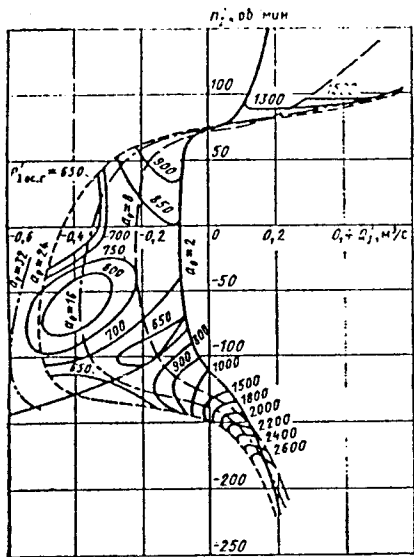


Рис. 24.12. Приведенная гидравлическая осевая сила  $P'_{oc.g}$ , действующая на лопасти и внутреннюю поверхность обода рабочего колеса насос-турбины РОНТ115-35,7

мент на валу насос-турбины всегда определяется при модельных испытаниях и выдается в виде четырехквadrантной характеристики в координатах  $M'_1 - n'_1$  (рис. 24.11). Момент на валу натурной насос-турбины вычисляется для любой режымной точки по формуле

$$M = M'_1 D_1^3 H.$$

Осевая гидравлическая сила, действующая на рабочее колесо радиально-осевой насос-турбины, складывается из силы, действующей на внутреннюю поверхность колеса, включая лопасти, и силы, действующие на наружную поверхность обода. Сила, действующая на внутреннюю поверхность, может быть определена при модельных испытаниях, приведена к единичному диаметру и напору и представлена изолиниями на четырехквadrантной характеристике (рис. 24.12). Для натурной насос-турбины она пересчитывается по формуле

$$P_{oc.g} = P'_{oc.g} D_1^2 H.$$

Сила, действующая на наружную поверхность обода, обычно определяется расчетом, так как конструктивное исполнение уплотнений модельной и натурной насос-турбин различное, и распределение давления по поверхности обода не моделируется. При расчете используются эксперименталь-

ные данные по замерам давления на модели в различных точках вблизи рабочего колеса.

Суммарное осевое усилие, действующее на подпятник гидроагрегата, складывается из гидравлической осевой силы и веса связанных с валом вращающихся частей насос-турбины и двигатель-генератора, которые целиком определяются конструкцией гидроагрегата.

Радиальная гидравлическая сила, которую необходимо знать для расчета направляющего подшипника, определяется по экспериментальным данным, получаемым на модели.

Результаты модельных испытаний представляются зависимостями приведенной радиальной силы  $P'_{1r}$  от приведенной частоты вращения  $n'_1$  для различных открытий направляющего аппарата  $a_0$  (рис. 24.13).

Характеристики рабочего колеса. Гидравлические силы, действующие на лопасти радиально-осевых рабочих колес, необходимы для расчета на прочность. Они определяются теоретически при решении прямой задачи обтекания рабочего колеса, когда находится распределение давления по поверхности лопастей. Экспериментальное определение силовых характеристик радиально-осевого рабочего колеса представляет большие сложности и не практикуется.

В поворотно-лопастных диагональных и осевых рабочих колесах момент относительно оси вращения необходимо знать при определении размеров сервомотора привода лопастей и потребного давления масла в сервомоторе. При модельных испытаниях измеряется суммарный момент центробежных и гидравлических сил. Момент центробежных сил определяется как

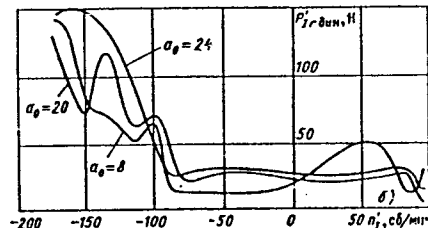
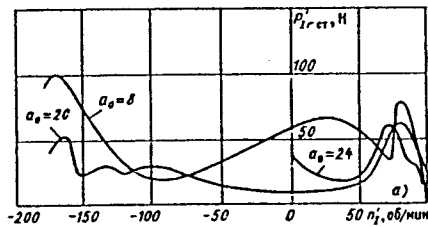


Рис. 24.13. Приведенная статическая (а) и динамическая (б) составляющие радиальной силы на валу насос-турбины РОНТ115-35,7

расчетом, так и экспериментально при вращении рабочего колеса в вакуумной камере или при малой частоте вращения в воздухе. Момент гидравлических сил определяется разностью суммарного момента и момента центробежных сил:

$$M_r = M - M_{ц}.$$

Результаты измерений даются зависимостями приведенного гидравлического момента  $M'_{1r}$  от приведенной частоты вращения  $n'_1$  при постоянных значениях открытия направляющего аппарата  $a_0$  аналогично четырехквadrантной характеристике. Такие семейства кривых строятся для каждого фиксированного угла поворота лопасти  $\phi$ .

Характеристики направляющего аппарата. Для конструирования привода и расчета на прочность деталей направляющего аппарата необходимы подробные сведения о статических и динамических нагрузках, действующих на его лопасти на всех возможных режимах работы. Если в приводе направляющего аппарата используются ин-

дивидуальные сервомоторы с гидравлической системой синхронизма, то становится необходимым определение нагрузок на лопасти при нарушении синхронизма их положения.

Необходимые данные о нагрузках, действующих на лопасти направляющего аппарата, определяются при модельных испытаниях с использованием измерительных устройств, которыми оснащаются несколько лопаток.

Сведения о динамических нагрузках, полученные на модели, требуют уточнения при пересчете их на натурные насос-турбины.

Результаты измерений графически представляются в виде зависимостей приведенных значений статической и динамической составляющих силы  $P'_{1 ст}$ ,  $P'_{1 дин}$  и момента  $M'_{1 ст}$ ,  $M'_{1 дин}$  от приведенной частоты вращения при ряде постоянных значений открытия направляющего аппарата  $a_0$  модели. На рис. 24.14 приведены осредненные по трем лопаткам результаты измерений составляющих сил и моментов, полученные ин-

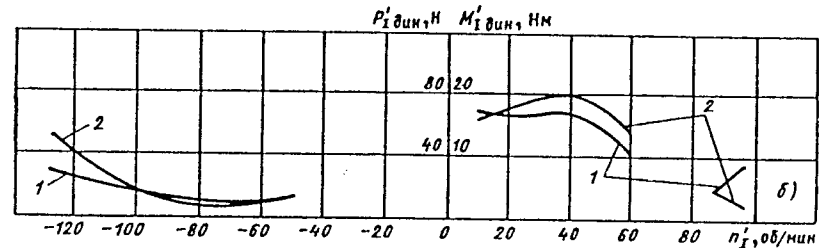
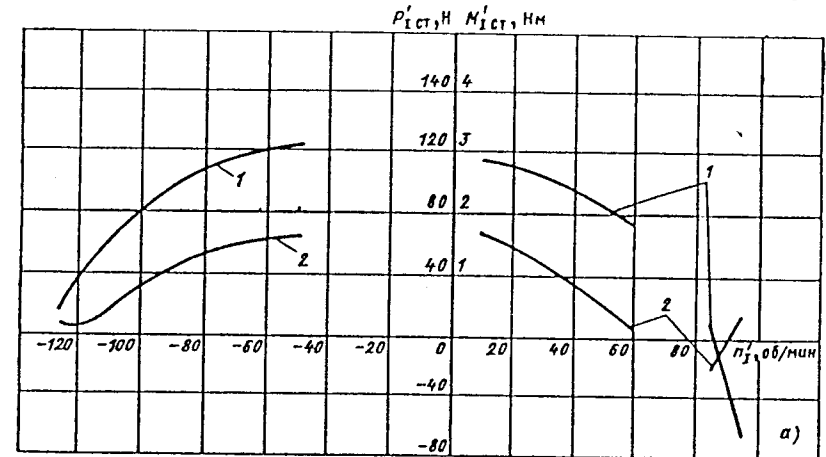


Рис. 24.14. Статическая (а) и динамическая (б) составляющие приведенных сил и моментов на лопатках направляющего аппарата насос-турбины РОНТ115-35,7 при  $a_0 = 8$  мм:

1 — составляющие сил; 2 — составляющие моменты



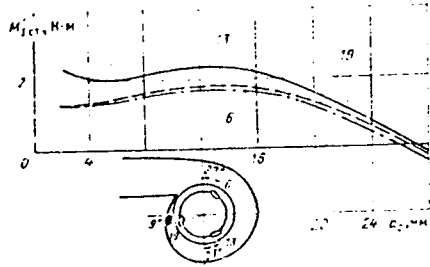


Рис. 24.15. Статическая составляющая момента на лопатках направляющего аппарата в турбинном режиме при  $H_p$  для лопаток № 6, 13, 19

для открытия  $a_0 = 8$  мм на модели с диаметром рабочего колеса  $D_1 = 357$  мм.

Для рабочих режимов (турбинного и насосного) в диапазоне от минимального до максимального напора не только приводятся осредненные по лопаткам величины сил и моментов, но и оценивается различие нагрузок по отдельным лопаткам, а также изменение нагрузок при нарушении идентичности положения (расогласования) лопаток.

Для удобства сравнения характеристик модельной и натурной насос-турбины модельные результаты для рабочих режимов даются в виде зависимостей момента  $M'_{ст}$  на разных лопатках (обычно трех) от открытия  $a_0$  при постоянном значении  $n_1$ , соответствующем определенному напору (рис. 24.15, 24.16). Следует отметить, что значения статической составляющей крутящего момента даже при идентичном положении лопаток неодинаковы. Разброс зна-

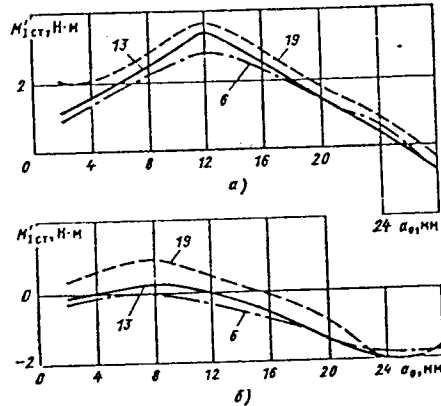


Рис. 24.16. Статическая составляющая момента на лопатках направляющего аппарата в насосном режиме:

а — при  $H_{мин}$ ; б — при  $H_{макс}$

чений достигает 25% максимального момента, что связано с местоположением лопатки в спиральной камере, а также с отклонениями формы и эксцентриситета лопаток при изготовлении.

Результаты, полученные на модели, показывают, что рассогласование лопаток направляющего аппарата сопровождается существенным увеличением моментов рассогласованной лопатки и лопаток, соседних с ней. Особенно резкое увеличение момента рассогласованной лопатки наблюдается в насосном режиме в положении большого открытия, в то время как остальные лопатки находятся в положении, близком к закрытому. При этом значение момента более чем в 3 раза превышает максимальный момент согласованных лопаток. Такой случай рассогласования лопаток в насосном режиме явился причиной серьезных повреждений насос-турбины на ГАЭС Виаден [51].

Увеличение нагрузок на лопатки при их рассогласовании необходимо учитывать при расчете на прочность лопаток и деталей привода направляющего аппарата с индивидуальными сервомоторами, а также при определении работоспособности индивидуальных сервомоторов.

#### 24.6. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОС-ТУРБИНЫ

Для определения параметров насос-турбины при различных условиях работы, определяемых напором и мощностью, служит эксплуатационная универсальная характеристика. Обычно она строится отдельно для турбинного и насосного режимов. Эксплуатационная характеристика турбинного режима по форме не отличается от характеристики обычной гидротурбины и рассчитывается аналогичным образом (см. гл. 7).

В качестве эксплуатационной характеристики насос-турбины в насосном режиме принято использовать рабочую насосную характеристику натурной насос-турбины (см. рис. 24.8). Для ее построения используются рабочие насосные характеристики модельной насос-турбины  $H_m = f_1(Q_m)$ ,  $N_m = f_2(Q_m)$ ,  $\eta_m = f_3(Q_m)$ ,  $\sigma = f_4(Q_m)$  при постоянной частоте вращения  $n_m$ . Пересчет напора, расхода и мощности осуществляется по формулам подобия с учетом поправки на КПД для напора:

$$H_n = H_m (n_n/n_m)^2 (D_{1n}/D_{1m})^2 (\eta_n/\eta_m);$$

$$Q_n = Q_m (n_n/n_m) (D_{1n}/D_{1m})^2;$$

$$N_n = N_m (n_n/n_m)^3 (D_{1n}/D_{1m})^5.$$

В насосном режиме КПД насос-турбины  $\eta_n$  может быть вычислен по известному КПД модели  $\eta_m$  с введенным поправкой  $\Delta\eta$  на масштабный эффект.

Поправку  $\Delta\eta$  при пересчете гидравлического КПД модели  $\eta_m$  международным

кодом модельных испытаний насосов ГАЭС (публикация 497, 1976 г.) рекомендуется определять по формуле

$$\Delta\eta = K \{ (1 - \eta_{г.м}) [1 - (D_{1m}/D_{1n})^{1/5} \times (H_m/H_n)^{1/10}] \}.$$

Значение  $K$  следует выбирать в пределах 0,4—0,6, а объемные, дисковые и механические потери для модели и натурной насос-турбины рекомендуется вычислять отдельно. Поправка  $\Delta\eta$  определяется для режима максимального КПД принимается постоянной для всех режимов.

Таким образом, КПД натурной насос-турбины может быть вычислен по формуле

$$\eta_n = \left( \frac{\eta_m}{\eta_{м.м}\eta_{qm}} + \Delta\eta \right) \eta_{м.м}\eta_{qm} \quad (24.4)$$

где  $\eta_{м.м}$ ,  $\eta_{qm}$  — механический и объемный КПД модели;  $\eta_{м.н}$ ,  $\eta_{qn}$  — то же для натурной насос-турбины.

Диапазон работы в насосном режиме ограничивается линиями, соответствующими минимальному и максимальному значениям напора.

#### 24.7. ОСОБЕННОСТИ КАВИТАЦИИ В ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИНАХ

В гл. 4 изложены вопросы, связанные с кавитацией и кавитационной эрозией в гидротурбинах, которые в большей степени соответствуют и обратимым гидромашинам, поэтому кратко остановимся лишь на особенностях, характерных для обратимых гидромашин.

Оценку кавитационных качеств обратимых гидромашин принято производить по кавитационному коэффициенту  $\sigma$  (см. гл. 4) или по критериям, которые используются в насосостроении (см. табл. 22.3). В практике турбинных заводов в настоящее время большее применение при оценке кавитационных качеств обратимых гидромашин и расчете  $H_c$  находит кавитационный коэффициент  $\sigma_c$ .

Для обратной гидромашинны важным фактором является соотношение кавитационных характеристик при работе в турбинном и насосном режимах. Испытания, проведенные в ПО ЛМЗ и других организациях, при обработке проточных частей на условия ГАЭС с напором  $H \approx 100$  м показывают, что это соотношение лежит в пределах  $\sigma_n/\sigma_t = 1,3 \div 2,3$ . Поэтому по условиям кавитации в обратимых гидромашинах насосный режим является наиболее опасным, в связи с чем заглубление рабочего колеса рассчитывается исходя из значений кавитационного коэффициента для насосного режима.

Значения  $\sigma_n$  наносятся на рабочую насосную характеристику модели гидромашинны. Зависимость  $\sigma_n = f(Q)$ , как правило,

имеет минимум, соответствующий оптимальному по КПД режиму работы.

Для оценки кавитационных качеств обратной гидромашинны, работающей в насосном режиме, в ряде случаев целесообразно использовать кавитационный коэффициент быстроходности  $C$ , предложенный профессором С. С. Рудневым (см. гл. 22). Тогда

$$\sigma_n = \left( \frac{1}{0,65} \frac{n_{сн}}{C} \right)^{4/3} \quad (24.5)$$

Из опыта насосостроения для насосов разной быстроходности могут быть приняты следующие значения  $C$ :

$n_{сн}$	50—70	70—80	80—150	150—250
$C$	600—750	800	800—1000	1000—1200

По данным [49] для одноступенчатых обратимых гидромашин радиально-осевого типа можно принять критические значения  $C = 1300 \div 1400$ .

В насосостроении находит применение следующая формула для определения кавитационного коэффициента:

$$\sigma_n = \frac{n_{сн}^{4/3}}{A} \quad (24.6)$$

где  $A$  — коэффициент, зависящий от конструкции гидромашинны и  $n_{сн}$  (по данным [50]  $A = 4000 + 6300$ ). Японские специалисты рекомендуют  $A = 5260$ .

Для осевых обратимых гидромашин можно рекомендовать [50]

$$\sigma_n = 2,77 \cdot 10^{-6} n_{сн}^{1,96} \quad (24.7)$$

Определять кавитационный коэффициент по предлагаемому формулам можно только на предварительном этапе проектирования гидромашинны. Для получения достоверных и надежных данных необходимо проведение модельных испытаний.

Правила отсчета высоты всасывания для обратимых гидромашинны (в отличие от высоты отсасывания для гидротурбины) показаны на рис. 4.3. Высоту всасывания рекомендуется определять по формулам, аналогичным приведенным в § 7.3.

Особенностью кавитационной эрозии обратимых гидромашинны является возникновение эрозии на участках, характерных как для турбинного, так и для насосного режимов. Поскольку  $\sigma_n$  примерно в 2 раза больше  $\sigma_t$ , то определяющим кавитационным режимом будет насосный.

Для радиально-осевых обратимых гидромашинны характерной зоной образования кавитационных каверн в насосном режиме является всасывающая кромка лопасти. Модельные испытания насос-турбины Загорской ГАЭС показали, что при повышенном напоре кавитационная каверна образуется на стороне низкого давления (выпуклая сторона лопасти) по всей длине всасывающей кромки.

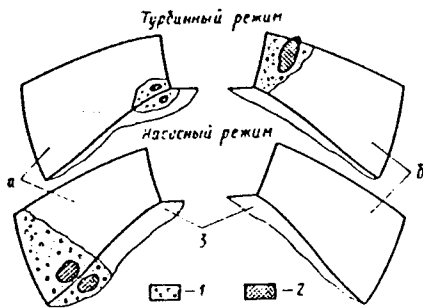


Рис. 24.17. Зоны кавитационной эрозии модельного рабочего колеса РОНТ для условий Загорской и Ташлыкской ГАЭС: а — тыльная поверхность лопасти (сторона разрежения) при  $H_{\text{макс}}$ ; б — лицевая поверхность лопасти (сторона давления) при  $H_{\text{мин}}$ ; 1 — кавитационная зона; 2 — зона разрушения лакового покрытия; 3 — внутренняя поверхность обода рабочего колеса

Зона эрозии расположена непосредственно за входной кромкой лопасти

вблизи обода и зеркально на обode (рис. 24.17).

Кроме эрозии лопастей на некоторых РОНТ в насосном режиме кавитационные разрушения могут возникнуть на входных участках лопаток направляющего аппарата и колони статора. В турбинном режиме при  $H_{\text{т. макс}}$  эрозия возникает лишь на входном участке лопасти около обода. В районе выходной кромки эрозия отсутствует.

При минимальном напоре в турбинном режиме возникает зона эрозии за входной кромкой на лицевой стороне лопасти.

Меры защиты обратимых гидромашин от кавитационной эрозии аналогичны мерам защиты обычных гидротурбин (см. гл. 4). Основным способом защиты следует считать применение кавитационно-стойких материалов. Например, рабочее колесо Загорской ГАЭС изготовлено полностью из нержавеющей стали 06Х12НЗД. Может также использоваться метод защиты мест, подверженных кавитационной эрозии, нержавеющей сталью. Для снижения интенсивности кавитационной эрозии также может быть рассмотрена возможность подвода воздуха в зону кавитации.

## Глава 25

### ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ НАСОС-ТУРБИН

#### 25.1. РАСХОД, НАПОР И МОЩНОСТЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МАШИНЫ В ТУРБИННОМ И НАСОСНОМ РЕЖИМАХ

Работа насос-турбины характеризуется напором, расходом, мощностью и диапазоном их изменений в период эксплуатации. Эти параметры являются исходными для выбора и конструирования насос-турбины и определяются в проекте ГАЭС на основании гидрологических, энергетических и экономических расчетов.

Для турбинного режима задаются, как правило, минимальный, расчетный и максимальный напоры брутто, определяемые как разность энергий верхнего и нижнего бьефов, и соответствующие им напоры нетто, определяемые как разность удельных энергий на входе в спиральную камеру и на выходе из отсасывающей трубы. Расчетный напор — это наименьший напор, при котором должна обеспечиваться заданная расчетная мощность. Для проектирования гидротурбинного оборудования важно знать средневзвешенный напор (см. § 19.3), так как именно при этом напоре должны обеспечиваться лучшие энергетические показатели, и этот напор является определяющим при расчете надежности и долговечности конструкции.

Радиально-осевые насос-турбины, пожалуй, в СССР наибольшее распро-

странение, надежно работают только в определенном диапазоне напоров. Этот диапазон для насосного режима с ограничениями по длительности работы может быть ориентировочно принят равным  $H_{\text{н. мин}}/H_{\text{н. макс}} = 0,7 \div 0,95$ , для диагональных поворотного-лопастных насос-турбин он может быть увеличен до 0,5—0,7.

Мощность в турбинном режиме определяется по формуле (24.2) и является функцией открытия направляющего аппарата. Как и для обычной гидротурбины, надежная долговременная работа в турбинном режиме для радиально-осевых насос-турбин обеспечивается ориентировочно в диапазоне нагрузок  $(1 - 0,6)N_{\text{макс}}$ , для поворотного-лопастных — в пределах комбинаторной зависимости.

Для насосного режима диапазон работы определяется максимальным и минимальным напорами, зона оптимального КПД насосной характеристики соответствует среднему напору. Напор нетто в насосном режиме, равный разности удельных энергий в граничных сечениях спиральной камеры и всасывающе-отсасывающей трубы, больше, чем напор турбинного режима на значение суммарных потерь в водопроводящих устройствах при турбинном и насосном режимах. Это обстоятельство является одной из причин расположения зоны работы в турбинном режиме выше оптимума универсальной характеристики. Напор нетто в насосном режиме в отличие от

напора в турбинном режиме больше напора брутто.

Мощность в насосном режиме рассчитывается по формуле (24.3). В насосном режиме при постоянном напоре мощность не уменьшается монотонно до нуля при уменьшении открытия направляющего аппарата, как в турбинном режиме. Это связано с тем, что направляющий аппарат, находясь за рабочим колесом, осуществляет регулирование подачи только за счет изменения напора на рабочем колесе, т. е. за счет изменения потерь энергии в области направляющего аппарата, статора и спиральной камеры. При постоянном оптимальном открытии направляющего аппарата, при котором, как правило, осуществляется нормальная эксплуатация в насосном режиме, мощность изменяется в соответствии с изменяющимся напором и подачей и имеет максимум. Отношение расчетной мощности в турбинном режиме к насосной обычно находится в пределах 0,9—1,1, однако может достигать и большего диапазона изменения в зависимости от конструкции насос-турбины и требований энергосистемы (см. § 28.1).

Подача в насосном режиме является наряду с напором основным параметром ГАЭС, так как она определяет время заполнения водохранилища и непосредственно связана с временем насосной работы в периоды снижения нагрузки энергосистемы. Как отмечалось выше, подачу в насосном режиме неэффективно регулировать направляющим аппаратом, поэтому на стадии проектирования ГАЭС особенно тщательно должно быть проведено технико-экономическое обоснование выбора соотношений напоров, расходов и времени суточной работы ГАЭС в различных режимах.

#### 25.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ НАСОС-ТУРБИНЫ

Проектирование насос-турбин начинается с выбора исходных данных, обеспечивающих заданные параметры: напор  $H_n$  и подачу  $Q_n$  для насосного режима, мощность для турбинного режима  $N_t$  и заглубление. Такими данными являются приведенная частота вращения  $n'_t$ , приведенный расход  $Q'_t$ , коэффициент кавитации  $\sigma$ , относительная высота направляющего аппарата  $b_n$ , относительный диаметр рабочего колеса со стороны всасывающих кромок  $D_2$  (см. рис. 24.1). Базовым параметром для систематизации этих параметров является коэффициент быстроходности для насосного режима  $n_{\text{н}}$ , определяемый по формуле (24.1). Для насосного режима значения перечисленных параметров обычно находятся в зоне оптимума насосной характеристики.

Предварительно при отсутствии экспериментальных характеристик для турбинного и насосного режимов диаметр и частота вращения насос-турбины определяются по статистическим или расчетно-эмпирическим данным в зависимости от коэффициента быстроходности.

В случае использования статистических данных диаметр рабочего колеса определяется следующим образом. По табл. 24.1 выбирается коэффициент быстроходности, соответствующий заданному напору. По заданной подаче  $Q_n$  и напору  $H_n$  по формуле (24.1) находится частота вращения и округляется до ближайшего значения синхронной номинальной частоты вращения  $n_n$ . Зная  $H_n$ ,  $n_n$  и используя значение  $n'_{\text{н. опт}}$  (см. табл. 24.1), определяют диаметр рабочего колеса  $D_1$  по формуле

$$D = \frac{n'_{\text{н. опт}} \sqrt{H_n}}{n_n} \quad (25.1)$$

Далее уточняют значения мощности в насосном режиме по формуле (24.3), принимая КПД насоса  $\eta_n = 0,9$ .

Расчетная мощность в турбинном режиме определяется по формуле (24.2) для расчетного напора и расхода, определяемого из уравнения

$$Q_t = Q'_t D_1^2 \sqrt{H_t},$$

где для оптимальных насосного и турбинного режимов принимается соотношение  $Q'_{\text{т. опт}}/Q'_{\text{н. опт}} = 0,9 \div 1,2$ . Для определения расчетного приведенного расхода турбинного режима и КПД можно использовать выражения

$$Q'_{\text{т. р}} = (1,15 + 1,25) Q'_{\text{т. опт}}; \quad \eta_t = 0,91.$$

При выборе основных параметров насос-турбины по расчетно-эмпирическим зависимостям используют соотношения

$$\sigma = K n_n^{4/3}; \quad H = \frac{10 - H_s}{\Phi_k K n_n^{4/3}}, \quad (25.2)$$

где  $K = (1,1 \div 1,4) \cdot 10^{-4}$ , что соответствует достигнутому в настоящее время значению кавитационного коэффициента быстроходности в насос-турбинах  $S = 1400 \div 1200$  (см. § 24.7);  $\Phi_k$  — коэффициент запаса, принимаемый по [52, 53, 56, 57];  $\Phi_k \geq 1,25$  по условиям отсутствия кавитационного срыва,  $\Phi_k = 1,5 \div 2$  по условиям минимальной кавитационной эрозии и допустимого уровня нестационарности ( $\Phi_k = 1,5$  принимается для напоров до 100 м, коэффициент  $\Phi_k = 2$  для напоров выше 500 м);  $H_s$  — заглубление.

Для выбора основных параметров насос-турбины при заданных заглублении  $H_s$  и напоре  $H_n$  по формуле (25.2) опреде-

ляется коэффициент быстроходности  $n_n$ , по формуле (24.1) при известной подаче  $Q_m$  — частота вращения  $n$ . Диаметр на всасывающей стороне насос-турбины определяется по формуле

$$D_2 \Rightarrow k \sqrt[3]{Q_m/n}, \quad (25.3)$$

где  $k$  находится в пределах 4,5—5,5.

Если задается быстроходность насос-турбины, последовательность расчета изменяется. В этом случае определению подлежат заглубление по (25.2), частота вращения по (24.1) и диаметр насос-турбины на всасывающей стороне по (25.3). Диаметр на напорной стороне может быть найден из табл. 24.1 или по формуле

$$D_1 = D_2/K_1 n_s^{K_2}, \quad (25.4)$$

где  $K_1 = 0,043 \div 0,047$ ;  $K_2 = 0,53$  [49], или из условия обеспечения максимального КПД при заданной быстроходности  $K_1 = 0,09 \div 0,1$ ;  $K_2 = 0,38$  [54].

Формулы (24.1), (25.2)—(25.4) в виде зависимостей от коэффициента быстроходности объединяют параметры ГАЭС (напор, расход, заглубление) с размерами насос-турбины и могут являться основой для ориентировочного технико-экономического обоснования.

Для оценочных расчетов могут также использоваться графики зависимостей напора от коэффициента быстроходности  $H_n = f(n_n)$  для различных заглублений  $H_z$  (рис. 25.1), а также зависимости коэффициента кавитации  $\sigma$  от коэффициента быстроходности (рис. 25.2) для различных диапазонов изменения напоров в насосном режиме:

$$\Delta H = \frac{H_{н. макс} - H_{н. мин}}{H_p}$$

При уточненных расчетах, когда имеются экспериментальные модельные насосная и турбинная характеристики или четырехквadrантная универсальная характеристика, выбор основных размеров и параметров натурной насос-турбины осуществляется по характеристикам и формулам подобия. Должны быть детально изучены все зоны рабо-

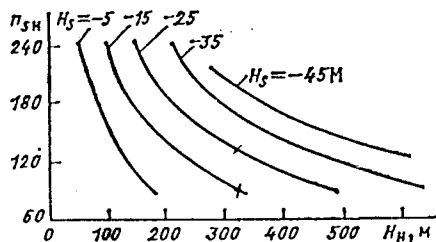


Рис. 25.1. Зависимость максимального напора в насосном режиме от коэффициента быстроходности при различных заглублениях

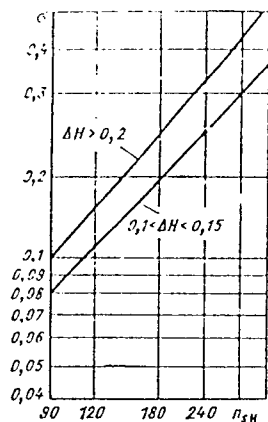


Рис. 25.2. Зависимость коэффициента кавитации насос-турбины от быстроходности

ты на четырехквadrантной характеристике, возможные при стационарных и переходных режимах. Насосная характеристика, как правило, имеет на частичных расходах ( $Q < Q_{онт}$ ) зону с положительным ( $\partial H/\partial Q > 0$ ) наклоном кривой  $H = f(Q)$  (зона неустойчивой работы). Это явление происходит в основном из-за изменения меридианного течения в колесе при некотором критическом значении расхода  $Q_{кр}$  и вызывает неустойчивую работу с повышенным уровнем нестационарности. Поэтому рабочая зона насос-турбины должна располагаться правее этой зоны ( $Q > Q_{кр}$ ).

С учетом вышесказанного, выбор диаметра по напорным кромкам  $D_1$  производится по модельной насосной характеристике  $H_m = f(Q_m)$ , расположенной в зоне  $Q > Q_{кр}$ . При этом

$$D_1 = D_{1м} \sqrt[4]{Q_m/Q_{м.р}} \sqrt[4]{H_{м.р}/H_{н. макс}}$$

где  $D_{1м}$  — диаметр модели;  $H_{н. макс}$  — максимальный напор насос-турбины;  $H_{м.р}$  — напор модели в расчетной точке;  $Q_m$  — соответствующая напору подача модели;  $Q_{м.р}$  — подача насос-турбины.

Далее определяется номинальная частота вращения насос-турбины:

$$n = n_m \sqrt{H_{н. макс}/H_{м.р}} (D_{1м}/D_1),$$

где  $n_m$  — номинальная частота вращения модели.

Округлив номинальную частоту вращения до ближайшего значения синхронной частоты, определяют напор модели  $H_{м.р}$ , соответствующий минимальному напору насос-турбины  $H_{н. мин}$ :

$$H_{м.р} = H_{н. мин} (n/n_m)^2 (D_{1м}/D_1)^2.$$

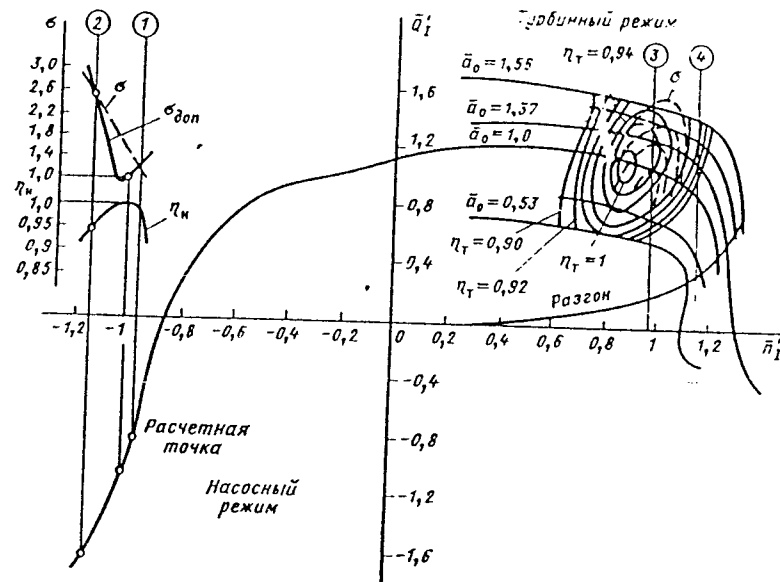


Рис. 25.3. Выбор зоны рабочих режимов насос-турбины

Если зона между  $H_{м.р}$  и  $H'_{м.р}$  располагается на характеристике  $H_m = f(Q_m)$  так, что соответствует зоне максимального КПД, лежит в зоне  $Q > Q_{кр}$  и удовлетворяет заданным условиям по заглублению, приступают к определению мощности и зоны работы в турбинном режиме. При этом используют универсальную характеристику турбинного режима в координатах  $n'_1, Q'_1$ . При известных номинальных значениях диаметра рабочего колеса  $D_1$  и частоты вращения  $n$  зона работы по  $n'_1$ , соответствующая изменению напора от максимального  $H_{т. макс}$  до минимального  $H_{т. мин}$ , определяется по формуле  $n'_1 = n D_1 / \sqrt{H}$ , приведенный расход  $Q'_1$ , соответствующий расчетной мощности  $N_{т.р}$ , при расчетном напоре  $H_{т.р}$ , определяется по формуле

$$Q'_1 = \frac{N_{т.р}}{9,81 \eta D_1^2 H_{т.р} \sqrt{H_{т.р}}}$$

Максимальная мощность при минимальном напоре обычно определяется, исходя из значения приведенного расхода  $Q'_1$  при открытии направляющего аппарата, соответствующем получению расчетной мощности. Приведенный расход при максимальном напоре вычисляется из условия получения расчетной мощности.

Минимальный приведенный расход по условиям обеспечения спокойной работы

обычно соответствует получению 0,6 максимальной мощности при соответствующем напоре. Однако это значение должно быть уточнено с учетом исследования нестационарных явлений. Зона работы в турбинном режиме считается удовлетворительной, если она максимально приближена к зоне максимального КПД, максимальные приведенные расходы не превышают расходов, соответствующих линии 5 %-ного запаса мощности. Чтобы удовлетворить всем условиям работы в насосном и турбинном режимах, приходится делать несколько приближений, изменяя номинальную частоту вращения и диаметр рабочего колеса.

На рис. 25.3 приведена четырехквadrантная характеристика в координатах  $n'_1, Q'_1$  с нанесенными зонами работы насос-турбины. Значения координат отнесены к значениям оптимального насосного режима. Как видно из рисунка, оптимум для насосного режима соответствует  $n'_1 = -1$ , для турбинного —  $n'_1 = 0,9$ . Вследствие этого, как упоминалось ранее, насос-турбина может работать в оптимальных насосном и турбинном режимах только при различных частотах вращения. Несмотря на явное преимущество такого решения, оно не нашло широкого применения (см. § 28.1) из-за стоимости и высокой стоимости электрического оборудования и двигателя-генератора. Решение этой задачи следует искать на пути создания статической системы

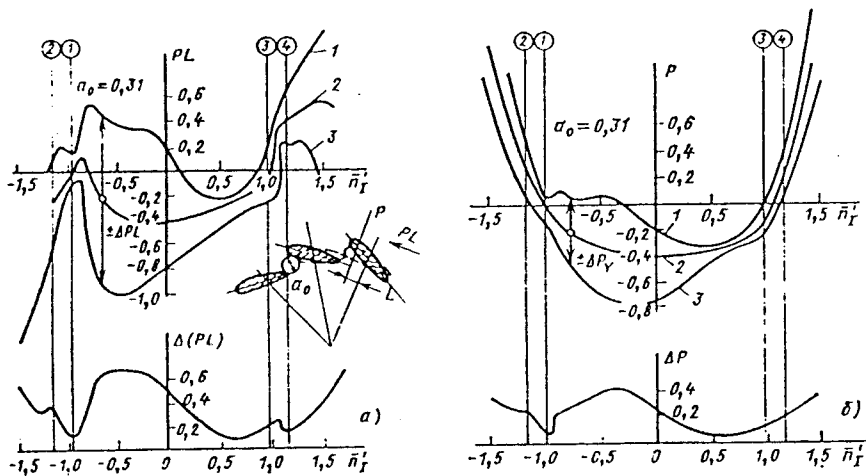


Рис. 25.4. Изменение гидравлического момента (а) и гидравлической силы (б) при различных режимах работы насос-турбины: 1, 2, 3 — максимальное, среднее, минимальное значения. Цифрами в кружках обозначены зоны работы: 1, 2 — насосный; 3, 4 — турбинный

преобразования электрической частоты большой мощности и применения постоянного тока.

Как отмечалось, заглубление насос-турбины определяется насосным режимом. Вертикальная прямая 1 (рис. 25.3), соответствующая наибольшему напору, и прямая 2, соответствующая наименьшему напору, определяют зону работы в насосном режиме. Ширина зоны в большой мере определяется изменением допустимого коэффициента кавитации  $\sigma_{доп}$ . При больших напорах с малой приведенной частотой вращения кавитация развивается на выпуклой стороне лопасти (на стороне разрежения), при низких напорах с большой приведенной частотой вращения — на вогнутой стороне лопасти (на стороне давления).

При выборе диапазона работы по напору необходимо проанализировать все случаи возможного изменения уровней верхнего и нижнего бьефов ГАЭС и убедиться в выполнении условий  $\sigma \geq \sigma_{доп}$  (рис. 25.3). По условиям кавитации допускают, что минимальный напор в насосном режиме равен примерно 85% максимального напора.

Зона работы в насосном режиме (между линиями 1 и 2) соответствует зоне работы в турбинном режиме (между линиями 3 и 4) (рис. 25.3). Из-за потерь в подводящих устройствах (воздушник, трубопровод) напор в турбинном режиме меньше, чем в насосном режиме, поэтому при равной частоте вращения положение линий 3 и 4 соответствует большим значениям  $n_T$ , чем в насосном режиме. При этом

чем больше потери, тем дальше зона работы удаляется от оптимума характеристик.

На определение ширины зоны напора могут оказывать влияние и другие факторы: устойчивость береговых откосов водоемов ГАЭС, тепловой режим, экологические условия и др.

Как уже отмечалось, работа насос-турбины характеризуется разнообразием режимов, особенности которых необходимо учитывать при выборе основных параметров, диапазона работы по напору и мощности, а также при разработке конструкции. Для насос-турбины наиболее нагруженным элементом конструкции является направляющий аппарат. На рис. 25.4 показано изменение гидравлического момента и гидравлической силы, воздействующей на лопатки направляющего аппарата, при различных значениях  $n_T$ . Наиболее опасными режимами по уровню вибраций направляющего аппарата являются разгон в турбинном режиме и противоток в насосном режиме. Опасные вибрации лопаток направляющего аппарата могут иметь место, когда гидравлическая сила или момент равны нулю. В этом случае имеющаяся пульсация усилий в отсутствие значительных сил трения вызовет вибрацию лопаток направляющего аппарата в зазорах подшипников. Поэтому следует избегать работы в таких режимах или принимать необходимые конструктивные меры: устанавливать лопатки направляющего аппарата на упор, вводить дополнительное трение и др.

### 25.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ И ВСАСЫВАЮЩЕЙ-ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

Напорный участок насос-турбины обычно состоит из спиральной камеры, статора и направляющего аппарата. По спиральной камере осуществляется подвод воды к рабочему колесу в турбинном режиме и создается необходимая циркуляция воды для оптимальной работы рабочего колеса. В насосном режиме по спиральной камере вода отводится от насос-турбины в напорный трубопровод, при этом часть кинетической энергии потока преобразуется в потенциальную энергию давления. Между рабочим колесом и спиральной камерой находятся статор и направляющий аппарат, поэтому при проектировании спиральной камеры должны учитываться и эти элементы. Статор насос-турбины, являющийся конструктивной частью спиральной камеры, обеспечивает ее механическую прочность и воспринимает усилия, действующие на конструкцию. Лопатки направляющего аппарата также воспринимают значительные статические и динамические нагрузки. В гидравлическом отношении спиральной камерой в насосном направлении потока представляет собой диффузор, обеспечивающий минимальные потери. В турбинном направлении потока это конфузор, причем лопатки направляющего аппарата для обеспечения расчетной мощности имеют большее открытие, чем в насосном. Это приводит к тому, что в случае проектирования спиральной камеры на насосный режим потери в направляющем аппарате будут большими в турбинном режиме, а в случае проектирования на турбинный режим — в насосном режиме. Поэтому для обеспечения минимальных потерь в обоих режимах спиральную камеру необходимо проектировать с учетом этого обстоятельства.

Таким образом, спиральная камера как элемент, непосредственно направляющий поток на колонны статора и направляющий аппарат в турбинном режиме и воспринимающий поток из направляющего аппарата и статора в насосном режиме, должна обеспечивать наименьшие потери энергии. Кроме того, следует иметь в виду, что от угла спиральной камеры  $\alpha_{сп}$  (рис. 25.5) зависят ее размеры и, следовательно, размеры блока:

$$\alpha_{сп} = \arctg (v_m/v_u)_{сп}$$

где  $v_m$ ,  $v_u$  — меридиональная и окружная составляющие вектора скорости.

При проектировании напорных элементов в предварительных расчетах принимается, что поток в расчетном режиме движется с сохранением момента скорости  $v_{\omega r} = \text{const}$ . На дальнейших стадиях проектирования могут быть введены углы ата-

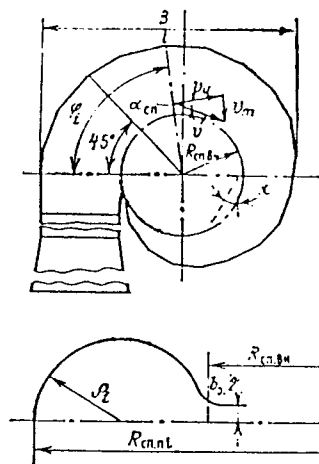


Рис. 25.5. Спиральная камера насос-турбины и разрез в сечении i

ки» или задан закон изменения момента скорости вдоль лопатки направляющего аппарата или колонны статора.

Из анализа основного уравнения гидромашин при отсутствии закрутки потока на стороне всасывания насос-турбины (режим, близкий к оптимальному) следует, что угол между абсолютной скоростью и окружным направлением в зазоре между рабочим колесом и направляющим аппаратом (рис. 25.5) выражается формулой

$$\text{ctg } \alpha = K \frac{b_0}{D_2 n_s^{4/3}}, \quad (25.5)$$

где  $K = (1,3 \div 1,4) \cdot 10^4$ .

Этот угол обеспечит безударное натекание потока на лопасти рабочего колеса в турбинном режиме и может быть принят для расчета безударного обтекания лопаток направляющего аппарата в насосном режиме. Однако в случае проектирования на этот угол направляющего аппарата, статора и спиральной камеры появляются дополнительные потери энергии в этих элементах, особенно тихоходных насос-турбин с малым углом  $\alpha$ . Поэтому можно рекомендовать при проектировании некоторое увеличение угла по мере перехода от кромки направляющего аппарата, обращенной к рабочему колесу, к спиральной камере. Если принять, что угол  $\alpha$  при изменении коэффициента быстроходности  $n_s$  от 100 до 300 изменится в пределах 15–25°, то угол спиральной камеры  $\alpha_{сп}$  рекомендуется изменять в пределах 20–30°.

Важной характеристикой, непосредственно определяющей габаритные размеры спиральной камеры в зависимости от напора и быстроходности, является скорость в

начальном сечении, сопрягаемом с напорным трубопроводом. Из анализа геометрических характеристик проточной части обычно применяемых насос-турбин, имеющих статор и направляющий аппарат, с использованием (25.5) получена формула скорости воды в спиральной камере для  $n_s = 100 \div 300$ :

$$v_{сп} = K \frac{D_2}{n_s^{2/3}} \sqrt{2gH}, \quad (25.6)$$

где  $K = 8 \div 10$ , меньшее значение  $K$  соответствует  $n_s = 100$ .

При проектировании статора следует иметь в виду, что если высота  $b$  колонны является переменной, то при условии сохранения момента скорости формулу скелетной линии определяют, используя формулу

$$\text{ctg } \alpha_i = \text{ctg } \alpha_1 \frac{b_i}{b_1}$$

где индекс 1 обозначает начальную точку, индекс  $i$  — текущую точку.

Габаритные размеры спиральной камеры насос-турбины, определяемые диаметром (2р) начального сечения и шириной в плане  $B$  (рис. 25.5), рассчитываются, исходя из заданного расхода  $Q$  и принятого по (25.6) значения  $v_{сп}$ :

$$2p = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_{сп}}}. \quad (25.7)$$

При заданном на основании предварительных конструктивных проработок внутреннем диаметре расположения статорных колонн  $R_{сп.вн}$  сечения спиральной камеры могут быть рассчитаны по одной из трех гипотез движения воды в ней:  $v_n R = \text{const}$ ;  $v_n = \text{const}$ ;  $v_n = f(\varphi)$ .

В последнее время спиральные камеры, как правило, применяются круглого сечения, сопрягаемые со статором кольцом. Угол охвата принимается в пределах  $\varphi_1 = 345 \div 350^\circ$ . Методика расчета спиральных камер в такой постановке хорошо разработана, имеются программы для ЭВМ. Расчет состоит в совместном решении уравнений при заданной функции окружной скорости  $v_n = f(r)$ :

$$Q_i = \int_{R_{сп.вн}}^{R_{сп.п.т}} v_n b(r) dr; \quad Q_i = \frac{Q}{360^\circ} \varphi_i$$

где  $R_{сп.п.т}$  — радиус периферийной части спиральной камеры;  $R_{сп.вн}$  — внутренний радиус спиральной камеры;  $b$  — высота спиральной камеры.

Относительные габаритные размеры спиральной камеры приближенно могут быть получены из формул (25.3), (25.6), (25.7) и из статистически полученных сле-

дующих зависимостей:

$$2p/D_1 = K \bar{D}_2^{1/2} n_s^{2/3};$$

$$\bar{B} = B/D_1 = 2,2 + 0,85K \bar{D}_2^{1/2} n_s^{2/3}, \quad (25.8)$$

где  $K = 0,022 \div 0,025$  для  $n_s = 100 \div 300$  (меньшее значение  $K$  соответствует  $n_s = 300$ ).

Как известно, габаритные размеры спиральной камеры могут быть уменьшены без значительного ухудшения энергетических характеристик, если наружный радиус сечения, прилегающего к трубопроводу,  $R_{сп.п}$  принять равным радиусу сечения, расположенного от него на  $45^\circ$  (рис. 25.5).

Всасывающий участок насос-турбины для крупных агрегатов обычно выполняется в виде изогнутого канала переменного сечения (всасывающе-отсасывающая труба) и предназначен для отвода жидкости, использования кинетической энергии потока в турбинном режиме и для подвода ее в насосном режиме.

С этой целью всасывающе-отсасывающая труба проектируется как изогнутый диффузор, восстанавливающий кинетическую энергию в турбинном режиме.

В насосном режиме поток во всасывающе-отсасывающей трубе движется ускоренно и на всасывающих кромках рабочего колеса должна быть обеспечена необходимая равномерность и симметрия потока.

Геометрические размеры всасывающе-отсасывающей трубы должны обеспечить минимальные потери энергии в обоих режимах, что повышает КПД насос-турбины. Кроме того, уменьшение потерь на всасывании в насосном режиме улучшает кавитационные характеристики насос-турбины.

При проектировании всасывающе-отсасывающей трубы следует учитывать нестационарные характеристики потока, особенно в турбинном режиме, так как даже в случае нормальной эксплуатации на частичных нагрузках и при минимальных напорах возникают значительные пульсации давления (до 15–20 % напора), вызываемые вихревым жгутом, возникающим за рабочим колесом. Частота пульсации жгута составляет 0,2–0,4 частоты вращения рабочего колеса. Кроме того, при пониженных напорах имеют место значительные пульсации с более высокой частотой, связанные с кавитационными явлениями и отрывом потока на напорных кромках рабочего колеса. Так как диффузорный характер течения во всасывающе-отсасывающей трубе в турбинном режиме приводит к большим потерям энергии и повышенному уровню нестационарности, ее следует проектировать в соответствии с рекомендациями для гидротурбин (см. гл. 3).

Как правило, всасывающе-отсасывающая труба состоит из трех элементов: круглого диффузора 1, колена 2 и прямоуголь-

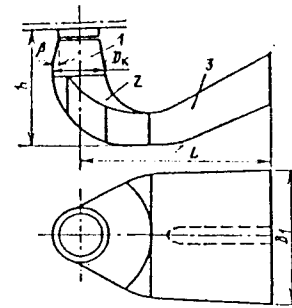


Рис. 25.6. Всасывающе-отсасывающая труба насос-турбины

ного диффузора 3 (рис. 25.6). Она характеризуется следующими размерами: высота  $H$ ; длина  $L$ ; угол конусности  $\beta = 6 \div 9^\circ$ ;  $H/D_1 \geq 2,3$ ;  $L/D_1 \geq 4$ . Ширина трубы  $B$  определяется в зависимости от диаметра входного сечения колена  $B_1 = (2,3 \div 2,5) D_k$ .

#### 25.4. ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ НАСОС-ТУРБИН ВЫСОКОНАПОРНЫХ ГАЭС

Для уменьшения размеров гидроагрегатов, площади водоемов и затрат на строительные работы напор проектируемых ГАЭС увеличивается. Перспективным является использование одноступенчатых насос-турбин для напора 500–700 м и двухступенчатых для напора 700–1200 м. Применение одноступенчатых насос-турбин на все более высокие напоры (700–900 м) позволяет по сравнению с двухступенчатыми снизить массу насос-турбины примерно в 1,6 раза, всего гидроагрегата — в 1,3 раза. Однако одноступенчатые гидроагрегаты требуют большего заглубления — в 1,6–1,7 раза [53]. Кроме того, эксплуатационные характеристики многоступенчатых насос-турбин хуже из-за отсутствия регулируемого направляющего аппарата. В настоящее время имеются конструкции двухступенчатых насос-турбин с регулируемым направляющим аппаратом, однако их характеристики в турбинном режиме уступают одноступенчатым (рис. 25.7).

При выборе коэффициента быстроходности для высоконапорных одноступенчатых насос-турбин следует иметь в виду, что КПД резко снижается при  $n_s < 90$ , что связано с увеличением дисковых потерь. Кроме того, номинальная мощность двигателя-генератора в этом случае может значительно превышать максимальную мощность в генераторном режиме [53]. Поэтому применение насос-турбин с  $n_s < 90 \div 100$  не рекомендуется.

Во-первых, верхняя граница  $n_s$ , определяется условиями возможного заглубле-

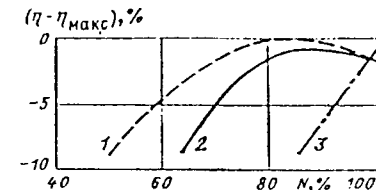


Рис. 25.7. Сравнение характеристик одноступенчатых и двухступенчатых насос-турбин:

1 — одноступенчатая насос-турбина; 2 — двухступенчатая насос-турбина с регулируемым направляющим аппаратом; 3 — двухступенчатая насос-турбина без регулирования

ния в соответствии с формулой (25.2). Для большей надежности коэффициент запаса должен быть увеличен, так как в условиях больших напоров интенсивность кавитационной эрозии резко возрастает. Можно рекомендовать [53] дополнительный коэффициент запаса выбирать в зависимости от напора  $\varphi_n = 1 + H_n/1200$ , тогда коэффициент быстроходности определяется формулой

$$n_s = \left( \frac{10 - H_s}{\varphi_n \varphi_k K H_n} \right)^{3/4}. \quad (25.9)$$

Во-вторых, верхняя граница быстроходности определяется повышенной скоростью вращения агрегата и связанными с ней проблемами: напряжения в рабочем колесе, вибрация вала, окружная скорость вала в подшипнике, конструкция уплотнений, жесткость различных узлов конструкции и др.

Верхнюю границу быстроходности насос-турбины можно определить, используя коэффициент

$$K = \frac{n_s H_n^{3/4}}{3,65}. \quad (25.10)$$

При заданной высоте отсасывания  $H_s$ , не зависящей от напора, значение коэффициента  $K$  практически постоянно. С увеличением напора коэффициент возрастает, что связано с возможностью увеличения заглубления, улучшением кавитационных характеристик насос-турбины, решением проблем надежности агрегата (улучшение конструкций и применяемых материалов, уменьшение динамических воздействий, снижение коэффициентов запаса).

Рост коэффициента  $K$  за счет увеличения заглубления (увеличение  $n_s$ ) ограничивается необходимостью сохранения допустимых запасов прочности. В настоящее время уровень достигнутых значений  $K$  для напора  $H = 80 \div 100$  м составляет 1500–2000, для напора  $H = 500 \div 600$  м — 2500–3500. При проектировании агрегатов на напор 800–900 м  $K$  достигает 3500–4000. Коэффициент быстроходности соот-

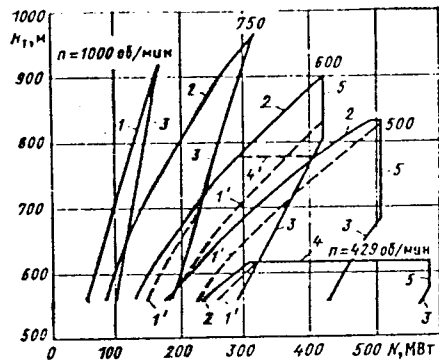


Рис. 25.8. Диапазон применения одноступенчатых высоконапорных насос-турбин:  
 1—высота рабочего колеса на входе  $b > 160$  мм; 1'—высота рабочего колеса на входе  $b > 280$  мм; 2—коэффициент быстроходности  $n_s \geq 90$ ; 3— $K < 4000$ ; 4—диаметр рабочего колеса  $D_1 \leq 5$  м; 4'—диаметр рабочего колеса  $D_1 \leq 4$  м; 5—граница использования воздушного охлаждения двигателя-генератора

ветствующий  $K = 4000$  на напор порядка 900 м, предположительно рассматривается в настоящее время как верхний предел для одноступенчатых агрегатов и ограничивается прочностью рабочих колес [52].

На рис. 25.8 показаны зоны применения одноступенчатых высоконапорных насос-турбин с разной синхронной частотой вращения. Для заданной частоты вращения зоны применения определяются следующими гидравлическими и конструктивными ограничениями: высота рабочего колеса на входе не должна быть по условиям возможности изготовления менее 160—280 мм (линии 1, 1'); коэффициент быстроходности  $n_s$  насос-турбины не должен быть менее 90 (линия 2), коэффициент  $K$  не должен быть по условиям кавитации и надежности более 4000 (линия 3), максимально возможные размеры рабочего колеса по условиям транспортировки и изготовления в неразъемном виде не должны быть более 4—5 м (линии 4, 4'), максимальная мощность для генераторов с воздушным охлаждением не должна быть более мощности, ограниченной линией 5.

Таким образом, для высоконапорных насос-турбин номинальная частота вращения, мощность, заглубление являются взаимозависимыми величинами, и выбор их ограничен.

Применение многоступенчатых агрегатов целесообразно в том случае, когда напор и мощность выходят за пределы диапазона применения одноступенчатых агрегатов и необходимо уменьшить затраты на повышенное заглубление одноступенчатых насос-турбин. В настоящее время на напор порядка 1000 м разработаны наиболее эффективные насос-турбины с регулируемым

направляющим аппаратом [52]. Выбор параметров многоступенчатой насос-турбины должен производиться на основании технико-экономического сравнения вариантов с различным числом ступеней, а выбор ступеней — в соответствии с рекомендациями, изложенными выше. Примеры многоступенчатых насос-турбин на напор 1200 м и мощностью 200 и 600 МВт даны в [55].

### 25.5. АГРЕГАТЫ ГАЭС С ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫМИ НАСОС-ТУРБИНАМИ

Радиально-осевые гидромашинные получили в настоящее время наибольшее распространение из-за своей простоты и экономичности, особенно при высоких напорах. При малых и средних напорах и их больших колебаниях эффективны поворотнo-лопастные насос-турбины двойного регулирования. Для напоров до 25 м могут быть применены осевые поворотнo-лопастные насос-турбины с горизонтальным исполнением агрегатов, для напоров до 70 м — осевые насос-турбины с вертикальным исполнением агрегатов [49], для напоров 50—150 м и выше — диагональные насос-турбины. Указанные пределы применения ПЛ насос-турбин являются в известной степени условными, так как часто использование типа агрегата определяется местными природными условиями, режимом работы и др.

Для горизонтальных агрегатов наиболее характерны следующие компоновки: с выносным двигателем-генератором над всасывающе-отсасывающей трубой, шахтная (с размещением двигателя-генератора в бетонной шахте, омываемой водой), прямоточная («Страфло», см. гл. 29), капсульная. Для капсульной и шахтной агрегатов для повышения частоты вращения иногда целесообразно применять мультипликатор.

Вертикальные осевые и диагональные насос-турбины могут быть выполнены с коленами на всасывающей и напорной сторонах или с коленами на всасывающей стороне и спиральной камерой на напорной стороне.

Ориентировочно диаметр рабочего колеса осевой гидромашинной может быть найден по формуле

$$D_1 = (4 \div 4,6) \sqrt{1/(1 - d_{ст}^2)} \sqrt{Q/n}, \quad (25.11)$$

где относительный диаметр корпуса  $d_{ст}$  изменяется от 0,6 до 0,4 в пределах изменения коэффициента быстроходности  $450 \leq n_s \leq 1200$ . Коэффициент быстроходности определяют по заданной высоте отсасывания  $H_s$  при значении кавитационного коэффициента быстроходности  $C = 1000$  и  $K = 1,85 \cdot 10^4$  по формуле (25.2). Частоту вращения определяют по формуле (24.1).

Диагональные насос-турбины обычно используют с углом наклона оси поворота

Таблица 25.1. К выбору основных параметров диагональных насос-турбин

$n_s$	$\sigma_{кр}$ при $\theta$ , град		$K_u$ при $\theta$ , град		$H_s$ , м, при $H_s = -25$ м
	30	45	30	45	
100	0,15	0,175	0,905	0,95	—
150	0,187	0,202	0,955	1,005	210
200	0,231	0,245	1,0	1,07	140
250	0,281	0,3	1,065	1,14	110
300	0,34	0,36	1,125	1,212	—

лопастей к оси вращения турбины  $\theta_a = 30^\circ$  и  $\theta_a = 45^\circ$ .

Меньший угол  $\theta_a$  соответствует насос-турбине с лучшими кавитационными свойствами, и ее применяют при более высоких

турбинами и многоступенчатыми насосами, а также двухмашинной схемой с одноступенчатыми (РОНТ) и многоступенчатыми (МНТ) насос-турбинами. При средних напорах устанавливают в основном РОНТ, в редких случаях — трехмашинные гидроагрегаты с РО турбинами.

В диапазоне напоров от 700 до 1300 м имеется тенденция вытеснения трехмашинных гидроагрегатов с ковшовыми турбинами новыми компактными гидроагрегатами с МНТ, которые уже установлены на ряде ГАЭС Франции и Италии (табл. 25.3). В таблицу включены ГАЭС, построенные за рубежом в последние 15 лет и оборудованные вертикальными агрегатами различных типов, по которым имеются данные о диаметре рабочего колеса  $D_1$ .

Для напоров более 1300 м возможно применение ковшовых турбин с многосту-

Таблица 25.2. Основные параметры диагональных насос-турбин в турбинном режиме

ГАЭС (страна)	Год ввода в эксплуатацию	Мощность, МВт	Напор, м	Расход, м³/с	Частота вращения, об/мин	Угловая частота вращения, об/мин	Диаметр рабочего колеса, м
Масегава (Япония)	1979	160	110	170	180	238	4,5
Синкав (Япония)	1979	103	100	115	231	270	4,15
Таканэ (Япония)	1969	88	136	75	277	205	3,45
Вальдеканас (Испания)	1964	75	75	117	150	217	4,65
Липтовска-Мара (ЧССР)	1977	50	46,6	142	135	289	5,0

напорах. На подземных ГАЭС с диагональными насос-турбинами сохраняется прогрессивная тенденция увеличения быстроходности и считается приемлемой высота отсасывания от 20 до 50 м. При больших заглублениях под уровень нижнего бьефа диагональные насос-турбины могут применяться при напоре до 200 м.

Основные параметры диагональной насос-турбины могут быть выбраны по табл. 25.1 [49], где  $K_u = \pi n D / 60 \sqrt{2gH}$ .

Выполненные конструкции диагональных насос-турбин имеют угол  $\theta_a = 45^\circ$ , их параметры приведены в табл. 25.2.

### 25.6. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ АГРЕГАТОВ ГАЭС ПО ОБОБЩЕННЫМ ЗАВИСИМОСТЯМ, ОСНОВАННЫМ НА АНАЛОГАХ

Высоконапорными считаются ГАЭС с напорам от 600 м до 1800 м, средненапорными — с напорами от 200 до 600 м. При высоких напорах возможно применение следующих схем гидроагрегатов (см. § 21.1): раздельной (четыремашинной) и трехмашинной с ковшовыми и радиально-осевыми

печатными насосами при трехмашинной и раздельной схемах гидроагрегатов, в перспективе возможно применение и многоступенчатых насос-турбин.

Применение этих схем при любых напорах позволяет производить выбор параметров устанавливаемых на них турбин по соответствующим универсальным характеристикам. Заглубления гидромашин под уровень нижних водоемов или водотоков определяют по условиям работы в насосном режиме и на подземных ГАЭС достигают десятков метров, например на ГАЭС Хорнберг (ФРГ)  $H_s = -70$  м на ГАЭС Чапра (НРБ)  $H_s = -62$  м.

Выбор параметров РОНТ и МНТ при высоких напорах затруднен в связи с отсутствием универсальных характеристик зарубежных обратных гидромашин с параметрами как в турбинном, так и в насосном режимах.

Для предварительного выбора параметров насос-турбин предложены различные методики, основанные на эмпирических зависимостях [1, 4]. Более приемлемой представляется методика, основанная на использовании параметров гидроагрегатов зарубежных ГАЭС, т.е. аналогов, путем обработки и обобщения данных об их

Таблица 25.3. Основные параметры вертикальных гидроагрегатов высоконапорных ГАЭС в турбинном режиме

ГАЭС	Год ввода в эксплуатацию	H, м	Q, м³/с	N, МВт	D₁, м	n, об/мин	Q'₁, л/с	Тип *
Эдоло (Италия)	1982	1256	11,9	130	2,215	600	68	МНТ (5)
Супер Биссорт (Франция)	1988	1194	14,1	150	2,14	600	90	МНТ (5)
Чиота Пиастра (Италия)	1981	1047	16,3	150	2,33	600	93	МНТ (4)
Роттау (Австрия)	1978	1030	20	182**	2,55	300	96	ЗМК
Ла Кош (Франция)	1975	931	9,6	79,5	1,9	600	87	МНТ (4)
Лаго Делно (Италия)	1971	746	20,1	130	2,85	500	91	ЗМК
Бельмекен (НРБ)	1975	728	12,5	80,5	2,05	500	110	ЗМК
Чапра (НРБ)	1988	677	36,3	212***	3,6	600	107	РОНТ
Россхаг (Австрия)	1971	658	10,0	57,5	1,85	600	139	ЗМК
Байна Баста (СФРЮ)	1979	600	62	315	4,88	428	109	РОНТ

\* МНТ(5) и МНТ(4) — соответственно пяти- и четырехступенчатые насос турбины; ЗМК — трехмашинные гидроагрегаты с ковшовыми турбинами (параметры ряда трехмашинных гидроагрегатов в насосном режиме приведены в табл. 22.1).

\*\* 220 МВт при H = 1130 м.  
\*\*\* 216 МВт при H = 689 м.

параметрах, в частности о приведенных расходах Q'₁, что позволяет по формуле подобия определить D₁ при заданном расходе или мощности и известном напоре для турбинного режима. Были скомплектованы восемь групп из трех—семи ГАЭС, близких по напорам, и вычислены средние значения.

Средние значения H и Q'₁ по группам, приведенные в табл. 25.4, использованы

Таблица 25.4. Средние значения напора и приведенного расхода по группам ГАЭС

Параметр	Число ГАЭС							
	5	6	7	7	5	5	5	3
H, м	170	228	276	317	371	446	529	645
Q'₁, л/с	319	280	245	232	183	169	141	118

для построения нижней части кривой, показанной на рис. 25.9. Верхняя часть графика (H > 700 м) построена по данным отдельных ГАЭС.

Приведенная на рисунке кривая описывается уравнением гиперболы, л/с,

$$Q'_1 = 56\,000/H + 33. \quad (25.12)$$

Для удобства интерполяции предлагаются следующие округленные значения Q'₁ в турбинном режиме (отклонение от кривой не более чем на 5 %):

H, м	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Q'₁, л/с	125	115	105	95	90	85	80	75

При H > 1300 м намечается тенденция к более существенному уменьшению Q'₁ в турбинном режиме. Так, например, на ГЭС-ГАЭС Сан-Фиорано (Италия) в 1973 г. установлены два трехмашинных вертикальных гидроагрегата с ковшовыми турбинами мощностью по 140 МВт при H = 1400 м, D₁ = 2,5 м, Q = 11,35 м³/с, этому соответствует Q'₁ = 49 л/с, а на ГАЭС Эдгаль (Австрия) в 1975 г. установлены четыре горизонтальные многоступенчатые насос-

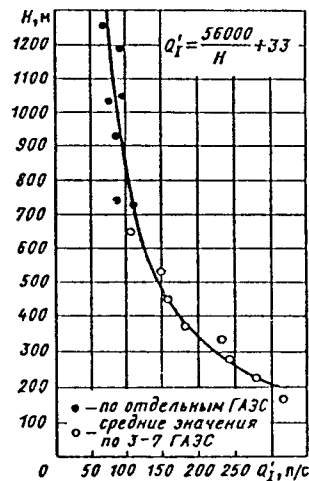


Рис. 25.9. Зависимость приведенного расхода гидроагрегатов высоконапорных ГАЭС от напора

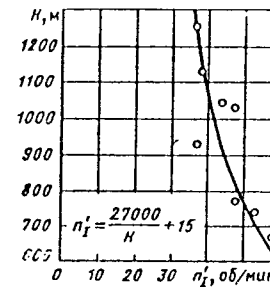


Рис. 25.10. Зависимость приведенной частоты вращения гидроагрегатов высоконапорных ГАЭС от напора при D₁ = 2 ÷ 3 м

турбины мощностью по 136 МВт при H = 1655 м, D₁ = 2,1 м, Q = 9,3 м³/с, этому соответствует Q'₁ = 52 л/с.

Обработка данных о приведенной частоте вращения по шести группам ГАЭС (всего 36 ГАЭС) показала, что в интервале средних напоров от 200 до 550 м при D₁ = 2,5 ÷ 6,5 м значения n'₁ колеблются в очень узком интервале, примерно от 80 до 85 об/мин.

Для высоких напоров в интервале H = 600 ÷ 1300 м с использованием данных о n'₁ для отдельных ГАЭС (табл. 25.3) построена кривая (рис. 25.10), описываемая уравнением гиперболы, об/мин:

$$n'_1 = \frac{27\,000}{H} + 15. \quad (25.13)$$

На основании этого уравнения ориентировочные значения n'₁ в зависимости от H

следующие:

H, м ...	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
n'₁, об/мин ...	60	54	49	45	42	39	37	36

Поскольку число пар полюсов синхронных электрических машин для обеспечения больших частот вращения практически ограничивается выбором между четырьмя, пятью и шестью парами, то соответственно и частота вращения может быть лишь равной 750, 600 или 500 об/мин. Из данных табл. 25.3 видно, что при высоких напорах (более 600 м), за исключением ГАЭС Байна Баста, для интервала D₁ = 1,9 ÷ 3,6 м частота вращения n = 500 ÷ 600 об/мин. При еще более высоких напорах (H > 1300 м) и тех же D₁, как правило, частота вращения будет определяться тем же интервалом (иногда 1000—1500 об/мин).

Получить аналитическую зависимость для коэффициента быстроходности путем обработки данных аналогов во всем диапазоне рассматриваемых напоров не представляется возможным из-за большого различия значений коэффициента при высоких напорах.

При известной мощности гидроагрегата, заданном напоре и найденным ориентировочным значениям n'₁, n и Q'₁ коэффициент быстроходности может быть вычислен как для турбинного, так и для насосного режимов.

Приведенные рекомендации по определению предварительных основных параметров гидроагрегатов ГАЭС при напорах от 600 до 1300 м следует считать приближенным, основанным на зарубежных аналогах. По мере завершения разработки конструкций гидромашин и исследований их моделей будут появляться универсальные характеристики, которые позволят определять параметры гидроагрегатов ГАЭС с достаточной точностью.

## Раздел 6

# ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ГАЭС

## Глава 26

### ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СИНХРОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

#### 26.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ, ПАРАМЕТРЫ И ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ

Синхронные электрические двигатели выпускаются двух серий: ВДС2 325 мощностью 4000—8000 кВт на напряжение 6 и 10 кВ, с частотой вращения 375, 333, 300 и 250 об/мин с наружным диаметром сердечника статора 3250 мм (табл. 26.1),

ВДС 375 (табл. 26.2) и ВДС 425 мощностью 8000—25 000 кВт, напряжением 10 кВ, с частотой вращения 300, 250, 214 и 187 об/мин с наружным диаметром сердечника статора 3250, 3750 и 4250 мм (табл. 26.2).

Электродвигатели выполняются в подвесном исполнении, с подпятником, расположенным в ванне верхней крестовины, с

Таблица 26.1. Основные параметры двигателей серии ВДС2-325

Тип двигателя	Мощность, кВт	Напряжение, кВ	Частота вращения, об/мин	cos φ	КПД, %	I <sub>п</sub> /I <sub>н</sub>	M <sub>п</sub> /M <sub>н</sub>	M <sub>с=0,05</sub> /M <sub>н</sub>	M <sub>макс</sub> /M <sub>н</sub>	Параметры системы возбуждения		Тип возбуждения	Масса, т		Нагрузка на подшипник, кН	
										Ток I <sub>в</sub> , А	Напряжение U <sub>в</sub> , В		роторы	статоры		общая
ВДС2325/44-16	5000	6	375	0,9	95,3	5,5	0,5	1,4	1,8	320	130	ТВ630-Р	13,5	16,7	46,7	650
ВДС2325/49-16	5000	10	375	0,9	95,2	4,5	0,35	1,3	1,9	360	125	ТВ630-Р	13,6	17,6	47,2	700
ВДС2325/69-18	8000	10	375	0,9	95,9	4,8	0,32	1,2	1,8	400	120	ТВ630-Р	17,5	22,7	58,3	1250
ВДС2325/44-18	5000	6	333	0,9	95,2	4,5	0,35	1,5	1,7	350	125	ТВ630-Р	13,0	18,5	47,8	650
ВДС2325/49-18	5000	10	333	0,9	95,0	4,8	0,5	1,4	1,9	450	130	ТВ630-Р	15,3	22,0	52,7	700
ВДС2325/44-20	4000	6	300	0,9	95,5	5,6	0,4	1,5	2,0	380	100	ТВ400-Р	13,6	18,0	48,5	660
ВДС2325/64-20	6300	10	300	0,9	95,7	5,5	0,35	1,4	1,9	525	110	ТВ630-Р	18,5	25,0	58,0	565/793*
ВДС2325/59-24	5000	6	250	0,9	95,5	5,5	0,7	1,2	2,1	360	140	ТВ630-Р	15,0	20,5	51,4	650

\* Кратковременно.  
 Обозначения: I<sub>п</sub> — пусковой ток; M<sub>п</sub> — номинальный вращающий момент; M<sub>с=0,05</sub> — вращающий момент при пуске; M<sub>с=0,05</sub> — вращающий момент при скольжении s=0,05; M<sub>макс</sub> — максимальный вращающий момент.

Таблица 26.2. Основные параметры двигателей серии ВДС375

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	КПД, %	I <sub>п</sub> /I <sub>н</sub>	M <sub>п</sub> /M <sub>н</sub>	M <sub>с=0,05</sub> /M <sub>н</sub>	M <sub>макс</sub> /M <sub>н</sub>	Параметры возбуждения		Масса, т		Нагрузка на подшипник, кН
								Ток I <sub>в</sub> , А	Напряжение U <sub>в</sub> , В	роторы	статоры	
ВДС375/89-24	10 000	250	96,3	5,5	0,4	1,3	2,2	590	135	42	28	800/1 450
ВДС375/105-24	12 500	250	96,7	5,5	0,4	1,4	2,0	600	160	49,5	31	1 750/2 300
ВДС375/125-24	16 000	250	96,7	5,2	0,6	1,4	2,2	590	200	54	35	1 750/2 300
ВДС375/89-28	8 000	214	96,1	4,7	0,35	1,37	2,0	510	150	40	28	800/1 450
ВДС375/105-28	10 000	214	96,2	5,1	0,35	1,4	2,1	490	190	48	31	800/1 450
ВДС375/125-28	12 500	214	96,7	5,1	0,45	1,2	2,0	560	190	53	35	1 200/2 300
ВДС375/89-32	8 000	187	95,6	5,5	0,4	1,2	2,4	600	190	39	28	1 450/1 850
ВДС375/105-32	10 000	187	95,8	5,5	0,4	1,4	3,0	600	250	45	31	1 450/1 850

\* В знаменателе дана кратковременная нагрузка.  
 Примечания: 1. Обозначения те же, что и в табл. 26.1.  
 2. Напряжение дано для всех типов двигателя 10 кВ; cos φ=0,9; тип возбуждения ТВ630-Р.

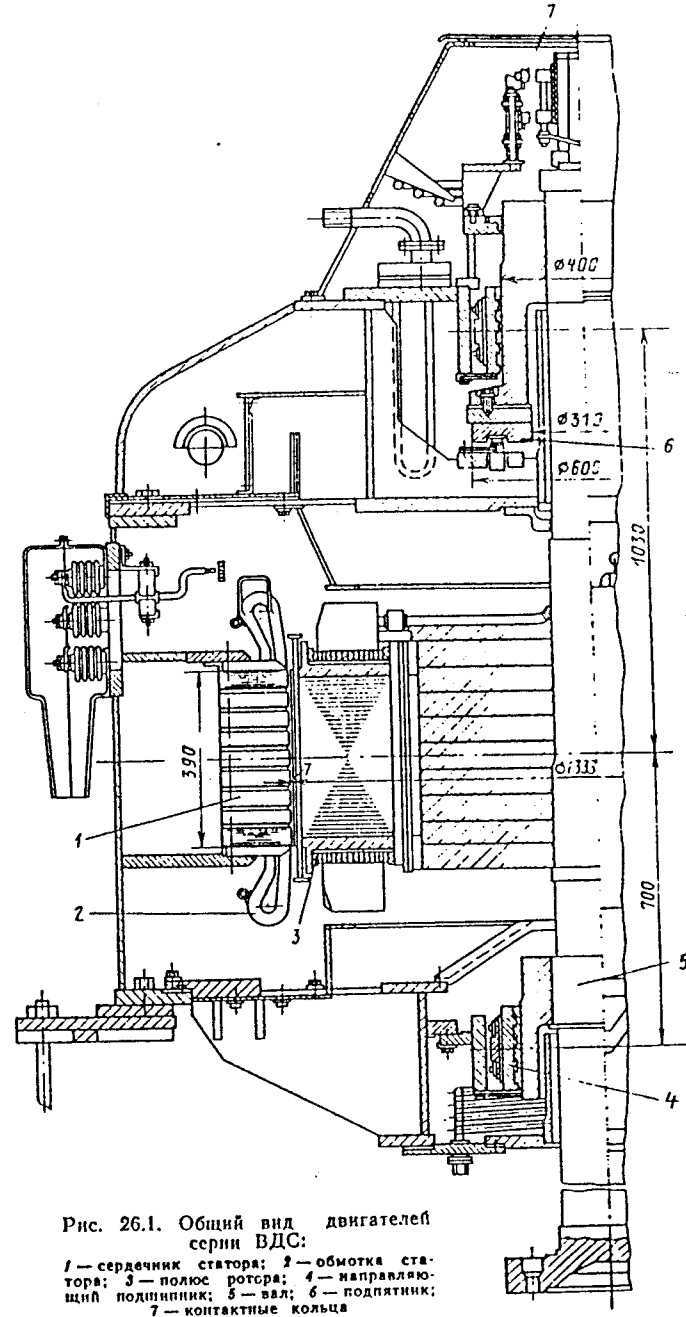


Рис. 26.1. Общий вид двигателей серии ВДС:

1 — сердечник статора; 2 — обмотка статора; 3 — полюс ротора; 4 — направляющий подшипник; 5 — вал; 6 — подпятник; 7 — контактные кольца



двумя направляющими подшипниками и фланцем на конце вала для жесткого соединения с фланцем вала насоса (рис. 26.1).

Система вентиляции машины замкнута с циркуляцией воздуха, создаваемой центробежными вентиляторами, прикрепленными к торцам остова ротора по радиальным каналам внутри остова. Циркулирующий воздух охлаждается четырьмя или шестью воздухоохладителями, которые крепятся к обшивке статора. Для обеспечения замкнутой системы вентиляции двигатели устанавливаются в закрытую камеру, выполненную в фундаменте ниже пола машинного зала. В верхней части камера закрывается перекрытием из рифленой листовой стали, а в нижней — нижним перекрытием (выше уровня фланца вала). К корпусу статора с обеих сторон прикреплены воздухоотделительные шиты, направляющие поток охлаждающего воздуха внутрь двигателя.

Корпус статора имеет круглую форму и при внешнем диаметре сердечника 3750 мм и менее выполняется неразъемным. На верхнюю часть корпуса устанавливаются грузонесущая крестовина. Обмотка статора двигателей мощностью 8000—12 500 кВт выполнена из катушек с термоактивной изоляцией. В зоне головок между витками во избежание склейки витков устанавливают фторопластовые прокладки толщиной 1—2 мм. Обмотка возбуждения из меди профиля «топорик».

Полюсы ротора выполняют шихтованными и крепят к ободу Т-образными хвостовиками. В полюсных башмаках размещены стержни демпферной обмотки. Короткозамкнутые сегменты обмотки имеют кольцевые проточки, которые крепят к выступающим опорам щек полюсов. Концы сегментов между собой соединяют медными контактными планками с серебряным покрытием.

Вал двигателя выполнен со сквозным центральным отверстием для размещения при необходимости маслопроводов привода разворота лопастей насоса. В двигателях мощностью 10 000 кВт и более отверстие используется также для сборки колена насоса.

Верхняя грузонесущая крестовина лучевого типа с четырьмя или шестью опорными лапами в зависимости от осевой нагрузки на подпятник. Центральная часть крестовины является масляной ванной, в ней расположены опорный подпятник, верхний направляющий подшипник и маслоохладители.

Для всех двигателей мощностью до 8000 кВт при частоте вращения 375—250 об/мин применяются два подпятника на осевые нагрузки 900 и 1500 кН, а для двигателей мощностью 10 000—16 000 кВт — два подпятника на нагрузки 2000 и 3000 кН. В первом случае подпятник содержит 8, а

во втором 12 сегментов. Удельное давление на сегменты в пределах 3—3,5 МПа.

В ванну крестовины устанавливают также направляющий подшипник, состоящий из шести сегментов. На верхнем фланце крестовины имеется колпак, который закрывает контактные кольца и одновременно предназначается для крепления гидропривода разворота лопастей осевых насосов.

Нижняя крестовина двигателей состоит из центральной масляной ванны и приваренных к ней четырех или шести радиальных лап, которыми она крепится к фундаментным плитам. В ванне крестовины размещены направляющий подшипник, уплотненный подшипником верхней крестовины, и маслоохладитель. На верхней части лап крестовины имеются площадки, на которые устанавливают гидравлические домкраты для подъема ротора во время монтажа или ремонта.

## 26.2. ПУСКОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ

Пусковой момент двигателя составляет  $(0,35—0,4)M_n$ , момент при скольжении  $s = 0,05$  — не менее  $1,3 M_n$ . При этом пусковой ток в двигателях мощностью до 12 500 кВт не превышает  $5,5 I_n$ . Все двигатели допускают прямой асинхронный пуск от полного напряжения сети. Для обеспечения синхронизации при пуске на подсинхронной частоте вращения используется форсирование тока и напряжения. Двигатели по условиям нагрева демпферной обмотки допускают два пуска подряд из холодного состояния и последующий (третий) пуск, если двигатель не вошел в синхронизм, примерно через 1 ч. Допускается повторное включение двигателей до остановки насосного агрегата, т. е. в процессе выбега ротора, когда направление вращения остается таким же, как и при нормальной работе.

Одновременно с пуском двигателей включается подача воды в воздухоохладители и маслоохладители крестовин для нормального режима работы. В зимнее время обеспечивается подогрев масла до 15—20 °С, подача воды осуществляется после предварительного прогрева двигателя в течение 30—40 мин.

Во время пуска контролируется последовательность операций цикла: включение возбуждения после снижения пускового тока, включение форсирования возбуждения и контроль отсутствия длительных пульсаций тока статора после подачи возбуждения на обмотку ротора.

В гидроагрегатах с осевыми насосами лопасти устанавливаются таким образом, чтобы нагрузка насоса была минимальной. После пуска двигателя контролируется температурный режим машины, уровень вибраций статора, верхней крестовины, а также ванны нижней крестовины (двойная ампли-

туда вибраций должна быть не более 0,1 мм).

При отключениях от сети роторы двигателей рассчитаны на прашение в обратную сторону с угловой частотой вращения, составляющей 1,5—1,8 номинальной частоты вращения.

Подпятники двигателей, соединенных с центробежными насосами, рассчитаны на кратковременную перегрузку при пуске на 30—60 %.

## 26.3. СИНХРОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ДЛЯ ПРИВОДА НАСОСОВ

Ниже описывается вертикальный синхронный двигатель типа ДСВ, предназначенный для привода насосов большой мощности.

Основные данные двигателя:

Номинальная мощность, кВт·А/кВт	36 400/32 000
Номинальное напряжение, кВ	13,8
Частота вращения, об/мин:	
номинальная	214,3
угловая	230
Номинальный ток возбуждения, А	750
Номинальное напряжение возбуждения, В	200
Индуктивное сопротивление, %:	
синхронное	96
переходное	34,4
сверхпереходное	21
Постоянная времени, с:	
переходная по продольной оси при замкнутой нагрузке обмотки статора	1,9
переходная по продольной оси при разомкнутой обмотке статора	5,4
Маховой момент ротора, т·м <sup>2</sup>	1 500
КПД, %	98,1
Нагрузка на подпятник, МН	2,8
Общая масса, т	265

Двигатель подвесной с двумя направляющими подшипниками (рис. 26.2). Такая компоновка обеспечивает наибольшую жесткость вала гидроагрегата и высокую критическую частоту вращения. Статор двигателя опирается на фундамент через фундаментные плиты. На верхний фланец статора установлена грузонесущая верхняя крестовина, в центральной части которой размещены подпятник и верхний направляющий подшипник. Ротор сочленен с валом с помощью натяга втулки остова ротора. На вал также насажены втулки подпятника и нижнего направляющего подшипника, контактные кольца. К фланцу вала двигателя присоединен фланец вала рабочего колеса насоса.

Нижняя крестовина размещается под ротором и опирается на фундамент. В ее центральной части размещен нижний направляющий подшипник, а на лапах установлены гидравлические домкраты для подъема ротора.

Статор двигателя состоит из корпуса, сердечника и обмотки. По условиям транспортировки корпус статора выполнен из двух частей. Наружная поверхность статора имеет форму правильного двенадцатиугольника. Обе части корпуса соединены между собой посредством стыковых плит и стяжных шпилек. Стыки уплотнены формирующимися прокладками. С наружной стороны на корпусе установлены воздухоохладители.

Сердечник статора собран из штампованных и покрытых электроизоляционным лаком сегментов толщиной 0,5 мм. По высоте сердечник статора разделен на пакеты, между которыми с помощью дистанционных распорок образуются вентиляционные каналы. Обмотка статора двухслойная волновая стержневая с одной параллельной ветвью. Корпусная изоляция обмотки статора терморезистивная, изготовлена на основе стеклослюдинитовых лент и эпоксидных связующих.

Ротор состоит из сварного остова, шихтованного обода, полюсов и вала. Остов ротора представляет собой цельносвязанную барабанную конструкцию, состоящую из ковальной втулки, дисков, полок и ребер. Обод собран из сегментов, штампованных из листовой конструкционной стали толщиной 4 мм и стянутых шпильками. По высоте обод разделен на пакеты. На основе обода расширяется встречными клиньями, расклиновка производится в нагретом состоянии. Полюс состоит из сердечника и обмотки возбуждения. Сердечник собран из тонколистовой стали и стянут с помощью массивных щек и стяжных шпилек. Обмотка возбуждения выполнена из специальной меди специального профиля. На полюсах размещена продольно-поперечная демпферная обмотка. Короткозамыкающие переключатели демпферной обмотки крепят к демпферным сегментам с помощью призонных бронзовых шпилек. Полюсы крепят в теле обода с помощью Т-образных хвостов, которые расклинивают в пазах обода с двух пар встречных клиньев.

Подпятник выполнен однорядным, имеет 12 самоустанавливающихся сегментов, передающих нагрузку через упругие опоры на сферические торцы опорных винтов. Поверхность трения облицована баббитом, нанесенным на медный подслои. При пуске и остановке двигателя предусмотрена подача масла высокого давления в сегменты.

Направляющий подшипник имеет шесть самоустанавливающихся сегментов, опирающихся на винтовые регулируемые опоры. Радиальные усилия от

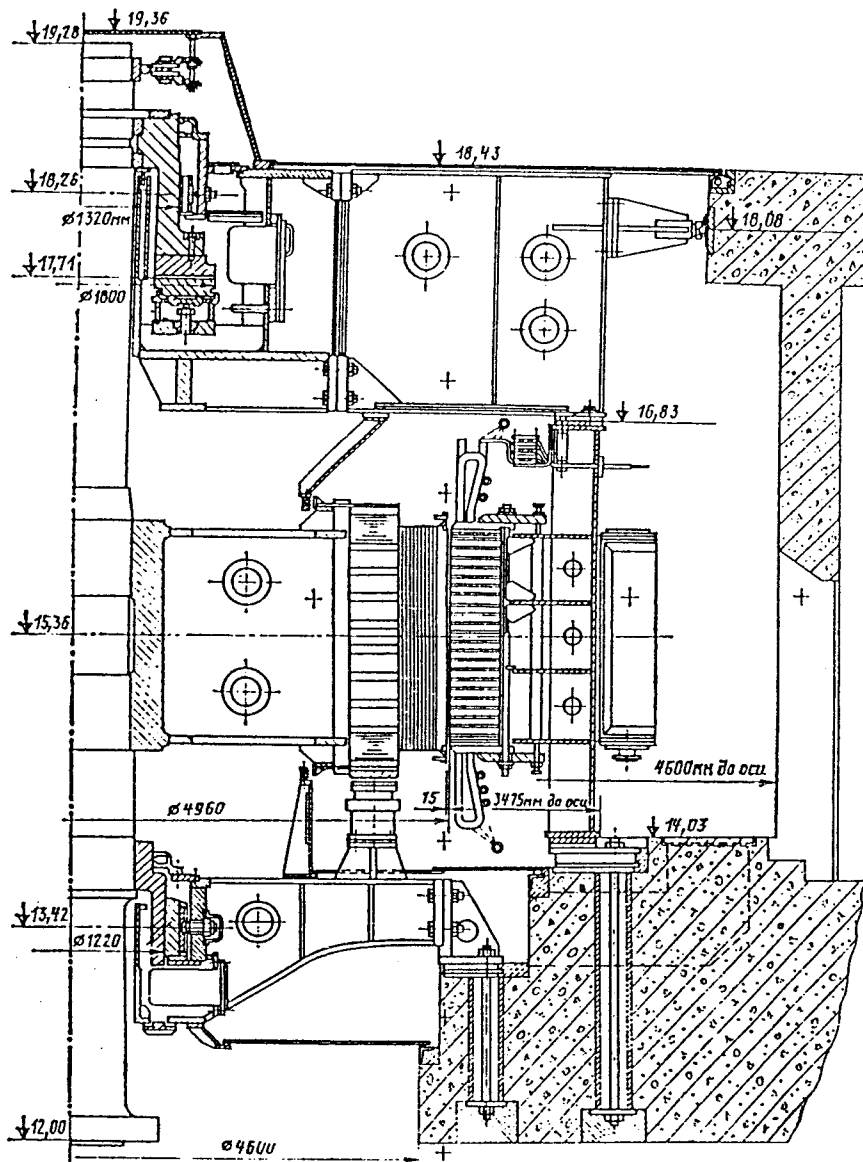


Рис. 26.2. Общий вид вертикального синхронного двигателя типа ДСВ мощностью 32 МВт и частотой вращения 214,3 об/мин

подшипника передаются на фундамент через распорные домкраты.

Направляющие подшипники и подпятники установлены в масляных ваннах с постоянным объемом масла без внешней циркуляции. Контроль уровня масла осуществляется с помощью реле уровня.

Вентиляция двигателя осуществляется по замкнутому циклу. Циркуляция воздуха создается вентиляционными лопатками, укрепленными на ободу ротора сверху и снизу, а также вентилярующим действием ротора. Воздух охлаждает катушки обмотки возбуждения, обмотку и сердечник статора и подается в воздухоохладители.

Двигатель включается в сеть методом прямого асинхронного пуска от полного напряжения сети. При пуске рабочее колесо насоса подтоплено. Допускается до трех пусков в сутки и до 1000 пусков в год.

Кратность пускового тока составляет при реактивности внешней сети, равной нулю.  $I_n = 4,9 I_n$ ,  $M_n = 0,45 M_n$ , время пуска при этом примерно равно 13,6 с. При синхронизации двигателя производится двукратное форсирование тока возбуждения.

Двигатель рассчитан на работу в режиме синхронного компенсатора при перекрестном возбуждении при номинальном напряжении и мощности 21 000 кВ·А.

В соответствии со спецификацией число допускаемых переходных режимов (пуски, остановки, переводы в режим работы синхронным компенсатором и обратно, сбросы нагрузки) в течение года не более 1800.

В качестве системы возбуждения двигателя используется комплектное тиристорное устройство типа КТУ-230/1000 с трансформатором типа ТСЗП-1000/15.

Расход технической воды в воздухоохладителях составляет 180 м<sup>3</sup>/ч, в маслоохладителях подпятника — 60,1 м<sup>3</sup>/ч, в маслоохладителях нижнего подшипника —

20,2 м<sup>3</sup>/ч. Падение напора охлаждающей воды в воздухоохладителях и маслоохладителях равно примерно 0,3—0,35 МПа. Максимальная температура охлаждающей воды принимается равной 30 °С.

Объем масла в масляных ваннах подпятника и верхнего подшипника составляет около 3,5 м<sup>3</sup>, в масляных ваннах нижнего подшипника — около 1 м<sup>3</sup>.

Предусмотрено пожаротушение двигателя водой, распыляемой с помощью насосов, располагаемых в кольцевых трубах, которые размещаются в районе лобовых частей обмотки статора. Давление воды в магистрали пожаротушения 0,3 МПа, расход воды около 72 м<sup>3</sup>/ч.

Двигатель оснащен системой теплового контроля, который осуществляется с помощью термопреобразователей. Для измерения температуры каждой фазы обмотки и активной стали статора в пазах между стержнями и на дне паза установлены 24 преобразователя. Контроль температуры сегментов подпятника и подшипников производится двумя термомпарами и термопреобразователями сопротивления, установленными в каждом сегменте. Для контроля температуры масла в масляной ванне используются три термопреобразователя сопротивления.

Тепловой контроль охлаждающего воздуха на входе в охладители осуществляется двумя манометрическими термометрами и двумя термопреобразователями сопротивления, на выходе — шестью термопреобразователями сопротивления.

Основные размеры двигателя, мм, следующие:

Диаметр расточки статора . . . . .	4960
Наружный диаметр статора . . . . .	5650
Диаметр с учетом охладителей . . . . .	7950
Диаметр shaft . . . . .	9200
Высота активной стали статора . . . . .	1400

## Глава 27

### ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ-ГЕНЕРАТОРЫ

#### 27.1. НОМИНАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Номинальная мощность изготовленных двигателей-генераторов в настоящее время находится в пределах 200—500 МВ·А при номинальной частоте вращения 150—500 об/мин (табл. 27.1). В разных странах ведутся разработки более мощных двигателей-генераторов с большей частотой вращения (см. ниже).

Угонная частота вращения двигателей-генераторов, как правило, находится в пределах 1,45—1,7 номинальной частоты вращения.

Уровень технологической сложности изготовления двигателей-

генераторов принято характеризовать мощностью на один полюс  $P_d/2p$  и произведением мощности на частоту вращения  $P_d \omega$ . Для выполненных двигателей-генераторов значение  $P_d/2p$  достигло 20 МВ·А (двигатель-генератор ГАЭС Рэккун-Маунтин, США) однако среднее значение  $P_d/2p$  составляет 13—16 МВ·А. Максимальное значение  $P_d \omega$  достигнуто в двигателях-генераторах ГАЭС Рэккун-Маунтин и Тамахара (Япония) и составляет порядка  $14 \times 10^4$  МВ·А (об/мин). Среднее значение  $P_d \omega$  составляет около  $10 \cdot 10^4$  МВ·А (об/мин).

Коэффициент мощности созд в генераторном режиме для большинства мощных двигателей-генераторов составляет 0,8—0,9. В двигательном режиме

Таблица 27.1. Основные параметры двигателей-генераторов (в режиме генератора)

Параметр	ГАЭС					
	Загорская (СССР)	Шинто-оэ (Япония)	Тамахара (Япония)	Бас Кауэти (США)	Хэлмс (США)	Рэккун-Маунтин (США)
Мощность, МВ·А	236	250	335	389	390	425
Коэффициент мощности	0,85	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9
Частота вращения, об/мин:						
номинальная	150	257	429	257,14	360	300
угольная	240	—	622	—	540	500
Напряжение, кВ	15,75	16,5	13,2	20,5	18	23
КПД, %	98,4	—	—	—	98,87	—
Инерционная постоянная, с	8,3	10,4	10,0	—	9,5	—
Переходная реактивность, %	43	30,7	36,0	—	27,0	—
Общая масса, т	1100	—	—	1005	1023	—
Система пуска гидроагрегата в режиме двигателя	Асинхронный пуск	Вспомогательный двигатель	Пусковое устройство	Пусковое устройство	Вспомогательный двигатель	Пусковое устройство

$\cos \varphi$  выбирается из условия потребления реактивной мощности при повышенном значении напряжения в точке присоединения к сети. Для большинства выполненных машин  $\cos \varphi = 0,95 \div 1$ .

Большое внимание уделяется напряжению статора двигателей-генераторов, так как оно существенно влияет на стоимость машины. Во многих машинах напряжение статора было выбрано на уровне 15,75—16,5 кВ, в ряде случаев 18—20 кВ. Повышенное напряжение характерно для двигателей-генераторов, установленных на подземных ГАЭС, в связи со стремлением снизить размеры шинпроводов от генератора до повышающего трансформатора, протяженность которых относительно велика. Так, на подземной ГАЭС Рэккун—Маунтин напряжение статора составляет 23 кВ, при этом ток статора равен 11,95 кА в генераторном режиме.

Напряжение в генераторном и двигательном режимах в настоящее время принимается одинаковым с допуском  $\pm 5 \div \pm 10\%$ . Пределы изменения напряжения в двигателях-генераторах, как правило, допускаются большими, чем генераторах обычного типа, и составляют  $\pm (10-15\%)$ . Для электрических машин фирм Японии пределы изменения напряжения обычно устанавливаются  $\pm 5\%$  номинального и только в особых случаях  $\pm 10\%$ .

Момент инерции двигателей-генераторов, как правило, задается значительно меньшим, чем у гидрогенераторов обычного исполнения. Это связано с меньшей угловой частотой вращения насос-турбин, а также стремлением уменьшить диаметр ротора для снижения пусковой мощ-

ности и времени пуска в насосном режиме. Особо важное значение имеет уменьшение значения махового момента  $mD_g^2$  при асинхронном пуске гидроагрегата в насосном режиме.

Для двигателей-генераторов является характерным снижение индуктивного сопротивления по продольной оси  $x_d$ . Исходя из требований статической перегрузаемости принимается  $x_d \leq 120\%$ .

Требования к значению переходного реактивного сопротивления  $x_d'$  определяются стремлением повысить динамическую устойчивость гидроагрегата и ограничить пусковые токи в случае применения прямого асинхронного пуска в режиме двигателя. Как правило, значение  $x_d'$  не должно превосходить 50—60%.

Для двигателей-генераторов с частотой вращения до 300 об/мин отношение короткого замыкания (ОКЗ) находится в пределах 1,1—1, для мощных высокоскоростных машин ОКЗ выбирается меньше единицы — 0,8—1.

## 27.2. КОМПОНОВКА И ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ

Вертикальные двигатели-генераторы выполняются в зонтичном и подвесном исполнении (рис. 27.1). Из-за пониженной угловой частоты вращения радиально-осевых насосов-турбин пределы использования зонтичного исполнения значительно расширены. Такие компоновки применяются при частотах вращения до 400 об/мин [например, в двигателе-генераторе ГАЭС Охира

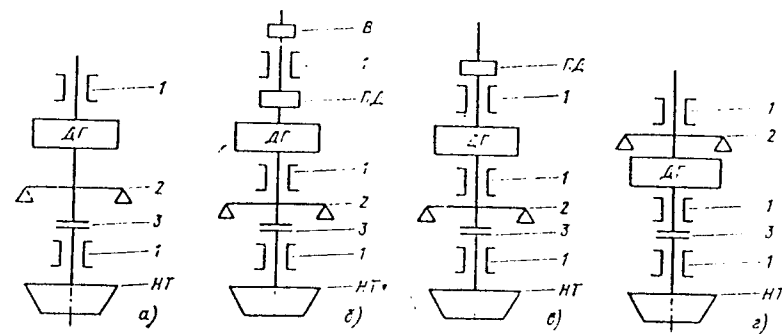


Рис. 27.1. Типы компоновки вертикальных двигателей-генераторов: а — зонтичная без направляющего подшипника на нижней крестовине; б — зонтичная с возбудителем; в — зонтичная без возбудителя; г — подвесная НТ — насос-турбина; 1 — направляющий подшипник; 2 — подпятник; 3 — фланцевое соединение (ДГ — двигатель-генератор; ПД — пусковой двигатель; В — возбудитель)

(Япония) мощностью 265 МВ·А]. Потребность в верхнем направляющем подшипнике определяется наличием свободного конца вала, на котором монтируют (в случае использования) пусковой двигатель и электромашиный возбудитель.

При применении для пуска статического пускового устройства появляется возможность исключения при зонтичной компоновке верхнего направляющего подшипника [например, в двигателе-генераторе ГАЭС Фейрфилд (США) мощностью 71 МВ·А при 150 об/мин].

В зарубежной практике получили также распространение компоновки генераторов с размещением подпятника на крышке турбины, например в двигателе-генераторе ГАЭС Внанден II (Люксембург) мощностью 230 МВ·А при 152 об/мин.

Двигатели-генераторы, соединяемые с диагональными насосами-турбинами, вследствие повышенных вибраций рабочего колеса обычно выполняются подвесного типа, например в двигателе-генераторе ГАЭС Окуюшино (Япония) мощностью 220 МВ·А при 514 об/мин.

В мощных двигателях-генераторах для повышения жесткости и во избежание деформации в стыках шихтовка сердечника статора, как правило, производится на месте установки.

Для сердечника статора применяется электротехническая сталь толщиной 0,5 мм (за рубежом, как правило, толщиной 0,35 мм). Крайние пакеты сердечника статора выполняются монолитными ступенчатыми. В зубцах крайних пакетов выполняются шлицы. В двигателе-генераторе для ГАЭС Веер (ФРГ) мощностью 290 МВ·А при 600 об/мин по ширине зубца выполнены два шлица высотой до 1/2 высоты пазов. Во избежание шумов и вибраций при пуске на сборке сердечника

используется повышенное усилие опрессовки сердечника.

Обмотка статора двигателя-генератора в большинстве случаев выполняется двухслойной волнового типа. Число параллельных ветвей обмотки определяется значением тока в пазу. Стержни обмотки статора набираются из транспонированных медных проводников. На двигателях-генераторах ГАЭС Внанден I мощностью 115 МВ·А при 428 об/мин для уменьшения потерь от вытеснения тока высота проводников верхних стержней у клина уменьшена по сравнению с высотой проводников в нижних стержнях. Изоляция обмотки статора выполняется на термореактивных связующих класса F при нагревах, соответствующих классу изоляции В. Стержни обмотки имеют жесткие допуски по ширине паза. Некоторые зарубежные фирмы для уплотнения стержней в пазу применяют коробочки из полупроводящей бумаги с предварительной промазкой (например, полупроводящим вазелином). Под клин некоторые фирмы (например, «Сименс») устанавливают гофрированные стеклотекстолитовые прокладки. Применяется усиленное крепление обмотки в лобовых частях.

Роторы двигателей-генераторов изготавливаются шихтованными или дисковыми. Шихтованные роторы применяются для машин, имеющих наружный диаметр ротора, как правило, более 4,5 м и линейную скорость около 160 м/с. Верхний предел линейной скорости для дисковых роторов составляет 180—185 м/с.

Полюсы роторов для большинства двигателей-генераторов выполняются шихтованными с продольно-поперечной деиферной обмоткой. Для двигателей-генераторов с асинхронным пуском материал, размеры и расположение стержней выбирают-

ся из условия обеспечения необходимого пускового момента и ограничения пускового тока. Для получения большого пускового момента в качестве материала демпферных стержней применяются сплавы с повышенным удельным сопротивлением, например в двигателе-генераторе ГАЭС Икехара (Япония) мощностью 110 МВ·А при 150 об/мин удельное сопротивление материала стержней около  $20 \cdot 10^4$  Ом/м. Для обеспечения равномерного нагрева демпферной обмотки во время пуска стержни укладываются в полюсном башмаке на разную глубину, часть стержней помещается в закрытые пазы. Некоторые фирмы практикуют установку стержней различных сечений, например в двигателе-генераторе ГАЭС Широама (Япония) мощностью 70 МВ·А при 300 об/мин. Способы соединения стержней с короткозамыкающими сегментами и межполюсных соединений выбираются с учетом теплового расширения.

Сердечники полюсов набираются из листовой стали, к ободу ротора крепятся с помощью двойных Т-образных креплений или типа «ласточкин хвост». Нажимные щеки полюсов, как правило, выполняются из немагнитной стали. В некоторых двигателях-генераторах для уменьшения тангенциальной составляющей центробежной силы, действующей на обмотку возбуждения, боковая поверхность сердечника полюса выполняется наклонной [например, в двигателе-генераторе ГАЭС Нумалара (Япония) мощностью 250 МВ·А при 375 об/мин].

В машинах с прямым пуском от сети применяются массивные полюсы, которые обеспечивают большую суммарную теплоемкость при пуске. Массивные полюсы замыкаются с помощью медных колец, в результате чего образуется полная демпферная обмотка. Такая конструкция, в частности, принята на двигателе-генераторе мощностью 135 МВ·А ГАЭС Далешиче (ЧССР). Для уменьшения потерь на поверхности массивных полюсов выполняются канавки (рифление). На двигателе-генераторе ГАЭС Вианден II для снижения температурных деформаций на массивном полюсе в нескольких местах по длине полюса выполнены прорезы.

Увеличение мощности двигателей-генераторов связано с решением вопросов жесткости и вибрации системы вала. Двигатели-генераторы малой и средней мощности выполняются с единым валом. Валы мощных машин изготавливаются, как правило, составными из трех частей. Для повышения жесткости в опорном узле верхней части вала некоторые фирмы устанавливают специальные противовибрационные металлические пружины. Фирма «Хитачи» (Япония) жесткость нижней части вала увеличивает с помощью кольцевой опоры треугольного сечения.

## 27.3. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Большинство двигателей-генераторов изготавливаются с воздушным охлаждением, например машины ГАЭС Динорвик (Великобритания) мощностью 330 МВ·А при 500 об/мин, ГАЭС Бер Свемп (США) мощностью 333 МВ·А при 257 об/мин, ГАЭС Ладдингтон (США) мощностью 388 МВ·А при 112,5 об/мин.

Для двигателей-генераторов мощностью до 250 МВ·А при частоте вращения 150—200 об/мин может быть применена система самовентиляции с центробежными вентиляторами и радиальными лопатками. При частоте вращения 250—300 об/мин более целесообразным является применение реверсивных осевых вентиляторов. При больших значениях мощности и частоты вращения зарубежные фирмы применяют принудительную систему вентиляции от отдельно установленных вентиляторов с регулируемым расходом воздуха. На двигателе-генераторе ГАЭС Охира (Япония) мощностью 265 МВ·А при 400 об/мин установлено по шесть вентиляторов сверху и снизу статора, на двигателе-генераторе ГАЭС Окутараги (Япония) мощностью 320 МВ·А при 300 об/мин — по восемь вентиляторов. Пуск машины производится только после сигнала готовности вентиляции.

В двигателе-генераторе ГАЭС Чнота Пнастра (Италия) мощностью 170 МВ·А при 600 об/мин холодный воздух подается в аксиальные отверстия в ободу ротора и оттуда в зазор и радиальные каналы в сердечнике статора.

Фирма «Сименс» (ФРГ) для высокоскоростных двигателей-генераторов повышенной мощности применяет непосредственное водяное охлаждение обмоток статора и ротора [ГАЭС Рэкун — Маунтин, Родунд II (Австрия), мощность 340 МВ·А, 375 об/мин].

## 27.4. ПОДПЯТНИКИ

Подпятники реверсивных двигателей-генераторов выполняются на пружинных опорах с нулевым эксцентриситетом. Для создания необходимой толщины масляной пленки применяется подача масла высокого давления при пуске.

В двигателях-генераторах современных типов осевые нагрузки на подпятник достигают 20—22 МН, например в двигателе-генераторе ГАЭС Ладдингтон.

В конструкциях подпятников двигателей-генераторов необходимо обеспечивать эффективный отвод теплоты, минимальные деформации сегментов и малое пенообразование в подпятниках. Например, фирма «Хитачи» более равномерное распределение температуры и уменьшение тепловой деформации сегментов достигается за счет применения теплоизоляции, состоящей из

стального кожуха и маслястойкой резины, покрывающих нижнюю и боковую поверхности сегментов. Уменьшение пенообразования в подпятниках достигается за счет скошенной формы сегментов и применения торцевого кожуха, препятствующего проникновению пузырей из масляной ванны подпятника в межсегментные каналы. Для повышения надежности в системе маслоподдачи устанавливаются три маслонасоса, два из которых предназначены для нормальной работы, один является резервным. Пуск резервного насоса производится автоматически при неисправной работе одного из рабочих насосов. Для улучшения охлаждения сегментов подпятника фирма «Хитачи» устанавливает теплообменники за насосами и обеспечивает подачу холодного масла непосредственно к сегментам.

В СССР в настоящее время применяют подпятники с металлопластмассовыми сегментами с нулевым эксцентриситетом без системы подачи смазки под высоким дав-

лением в зону трения при пусках и остановках гидроагрегата.

## 27.5. ДВИГАТЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР ЗАГОРСКОЙ ГАЭС

Унифицированный двигатель-генератор (рис. 27.2) выполнен в зонтичном исполнении с одним направляющим подшипником в зоне верхней крестовины, с опорой подпятника на крышке насос-турбины. Двигатель-генератор обеспечивает прямой асинхронный пуск. В машине применены массивные полюсы, которые по торцам соединены мощными медными перемычками, приваренными к массиву полюсов. Уменьшение термомеханических напряжений в массивном полюсе достигается с помощью прорезей по длине полюса. Для полюсов применена сталь 20Х2М с повышенной термостатической прочностью. Для ограничения потерь поверхность полюсных башмаков выполнена рифленой.

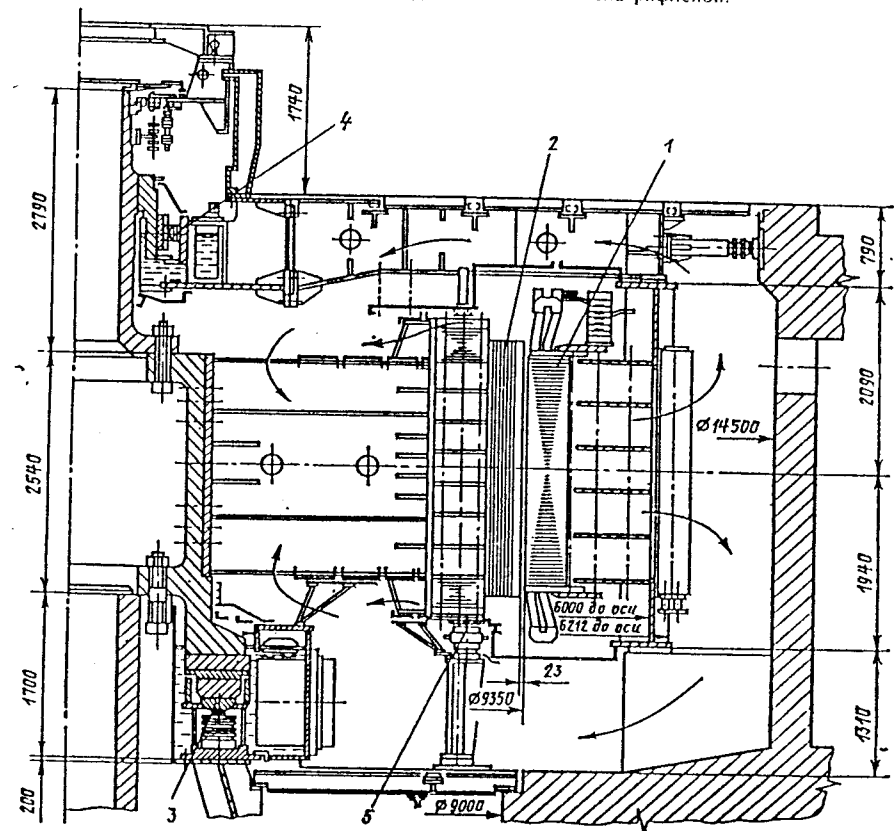


Рис. 27.2. Двигатель-генератор Загорской ГАЭС мощностью 220 МВт при 150 об/мин: 1 — статор; 2 — ротор; 3 — подпятник; 4 — направляющий подшипник; 5 — торцевой

В двигателе-генераторе обеспечиваются следующие расчетные характеристики асинхронного пуска:

Пусковой ток	2,3 I <sub>н</sub>
Пусковой момент	0,36 M <sub>н</sub>
Длительность пуска, с	30
Повышение температуры на поверхности полюсных башмаков за время пуска, К	200

Для обмотки статора применена терморезистивная изоляция типа монолита. На выходе стержней из паза и в головках лобовых частей применены расклинивающие элементы с подпружиниванием. Крепление лобовых частей обмотки к бандажным кольцам осуществлено с применением формообразующих прокладок. В пазовой части обмотка крепится клиньями с упругим подклиновыми прокладками. Между стержнями и на дне паза предусмотрены прокладки из формообразующего материала.

Для повышения пускового тока обмотка статора имеет увеличенное число витков и специально заглубленный паз. Для увеличения пазового рассеяния под клиньями в пазу установлены магнитные вставки, представляющие собой склеенные пакеты пластин электротехнической стали.

В двигателе-генераторе применена бесстыковая конструкция сердечника статора с шихтовкой статора в кольцо на месте установки.

Для двигателя-генератора Загорской ГАЭС принят однорядный сегментный подпятник на гидравлических опорах с автоматическим выравниванием нагрузки между сегментами, с нулевым эксцентриситетом. Поверхность трения сегментов покрыта фторопластом.

Система охлаждения воздушная замкнутая с самовентиляцией. Для обеспечения одинакового расхода воздуха в генераторном и двигательном режимах при вращении ротора в разных направлениях все элементы имеют симметричные радиальные каналы.

Система возбуждения двигателя-генератора тиристорная по схеме самовозбуждения.

Основные параметры двигателя-генератора:

Мощность, МВ·А/МВт:	
в генераторном режиме	236/200
в двигательном режиме	236/220
Частота вращения номинальная, об/мин	150
Коэффициент угона	1,6
Напряжение, кВ	15,75
Маховой момент ротора, т·м <sup>2</sup>	32 000
Номинальный ток возбуждения, А	1 680
Напряжение возбуждения, В	240
Индуктивное сопротивление по продольной оси, %	137

Статическая перегружаемость	2
Диаметр расточки статора, мм	9 350
Активная длина, мм	2 450
Диаметр корпуса, мм	12 000
Общая высота, мм	7 870
Высота под уровнем перекрытия, мм	1 740
Осевая нагрузка на подпятник, МН	14,3

## 27.6. ТЕНДЕНЦИЯ СОЗДАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ-ГЕНЕРАТОРОВ

Создание гидроаккумулирующих электростанций в перспективе связано с использованием подземных водохранилищ. Для такого рода электростанций в первую очередь необходимы высокоскоростные гидроагрегаты, так как объем подземных работ обратно пропорционален напору  $H$  при заданной мощности  $P$  и частоте вращения  $n$  гидроагрегата зависимость

$$P n^2 = k H^3 l^2, \quad (27.1)$$

где  $k$  — коэффициент пропорциональности. Мощность двигателя-генератора через геометрические размеры выражается так:

$$P = C n D_i^2 l, \quad (27.2)$$

где  $C$  — коэффициент использования активного объема;  $D_i$  — диаметр расточки статора;  $l$  — активная длина.

Коэффициент использования активного объема  $C$  определяется магнитными и электрическими нагрузками и увеличивается с увеличением магнитной индукции в зазоре  $B_\delta$ , однако из-за насыщения индукция в зубцах статора обычно не должна превышать 2 Тл. Линейная нагрузка статора  $A_s$  в большой мере определяется плотностью тока в обмотке статора, значение которого зависит от эффективности охлаждения. Линейная нагрузка  $A_s$  в двигателях-генераторах не должна существенно превышать 1000 А/см из-за ухудшения параметров машин. С учетом возможных значений  $A_s$  и  $B_\delta$  коэффициент использования  $C$ , кВ·А/(м<sup>3</sup>·об·мин<sup>-1</sup>), принимают следующим:

Для машин с воздушным охлаждением	9
С водяным охлаждением	15

Увеличение мощности  $P$  за счет увеличения диаметра  $D_i$  связано с ограничением механической прочности ротора. При соответствующем выборе материала элементов ротора, конструкции обода и полюсов ротора предельно допустимая линейная окружность ротора при уgone может быть увеличена до 200 м/с по сравнению с предельно допустимой в настоящее время (180—185 м/с).

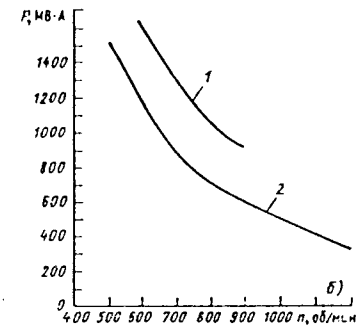
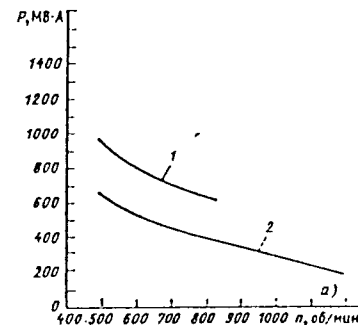


Рис. 27.3. Зависимость предельной мощности двигателя-генератора от частоты вращения при жестком (а) и гибком (б) роторе: 1 —  $C = 15$  кВ·А/(м<sup>3</sup>·об·мин<sup>-1</sup>); 2 —  $C = 10$  кВ·А/(м<sup>3</sup>·об·мин<sup>-1</sup>)

Выбор активной длины  $l$  при воздушном охлаждении ограничивается параметрами системы вентиляции машины, поэтому обычно принимается  $l \leq 350$  см. При водяном охлаждении значение  $l$  определяется вибрационными характеристиками ротора. При увеличении  $l$  увеличивается масса ротора и снижается его жесткость, что приводит к уменьшению критической частоты вращения ротора  $n_{кр}$ . По данным ведущих зарубежных фирм при коэффициенте угона  $K_y \approx 1,6$

$$n_{кр} \leq 1,9n. \quad (27.3)$$

На значение  $n_{кр}$  влияет также податливость конструкции ротора в целом. Требуемое значение податливости ротора,

Н/м, при соблюдении условия (27.3) определяется выражением

$$S_p \approx (20 + 25) v^2 l, \quad (27.4)$$

где  $v$  — окружная скорость ротора, м/мин;  $l$  — в м.

На рис. 27.3, а приведена зависимость предельной мощности двигателя-генератора от частоты вращения при различном коэффициенте использования активного объема  $C$  для случая жесткого ротора при  $n_{кр} = 1,9n$  и на рис. 27.3, б — для гибкого ротора при  $n_{кр} = 0,9n$ . Однако следует отметить, что для двигателей-генераторов, к которым предъявляется требование обеспечения 20 тысяч пусков за срок службы, использование гибкого ротора приведет к значительному усложнению конструкции.

## Раздел 7

# ПАРАМЕТРЫ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ ГАЭС И ПЭС

## Глава 28

### ПАРАМЕТРЫ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГИДРОАГРЕГАТОВ ГАЭС

#### 28.1. МОЩНОСТЬ ГИДРОАГРЕГАТОВ В ТУРБИННОМ И НАСОСНОМ РЕЖИМАХ

Режим работы ГАЭС, обусловленный необходимостью покрытия длительных и кратковременных пиков и заполнения провалов графика нагрузки, имеет резкопеременный характер с большим числом пусков и остановок гидроагрегатов. Так, например, ГАЭС Динорвик в Англии мощностью 1800 МВт предназначена главным образом для регулирования работы энергосистемы. Гидромашины этой ГАЭС рас-

считаны на 40 лет работы, в течение которых предполагается их нагрузка и разгрузка 600 тыс. раз, т. е. 15 тыс. раз в год, или более 40 раз в сутки.

Соотношение между мощностью ГАЭС в турбинном и насосном режимах определяется по условиям ее работы в энергосистеме, т. е. в зависимости от соотношения потребляемой энергии в течение суток в насосном режиме  $\mathcal{E}_н$  ГАЭС и вырабатываемой энергии в турбинном режиме  $\mathcal{E}_т$  ГАЭС:

$$\mathcal{E}_н \text{ ГАЭС} = N_n \text{ ГАЭС} t_n;$$

$$\mathcal{E}_т \text{ ГАЭС} = N_t \text{ ГАЭС} t_t.$$

где  $N_{нГАЭС}$  и  $N_{тГАЭС}$  — мощность ГАЭС в насосном и турбинном режимах;  $t_n$  и  $t_t$  — суточное число часов использования установленной мощности.

На основании технико-экономических расчетов, выполняемых последовательными приближениями, зная мощность ГАЭС, определяют тип гидроагрегатов и их число  $z$ , а значит, и единичную мощность гидроагрегата  $N_n$  и  $N_t$ . Если на ГАЭС используются одинаковые гидроагрегаты, то  $N_{нГАЭС} = zN_n$  и  $N_{тГАЭС} = zN_t$ . Тогда при одноразовой работе насосов в течение 1 сут (ночью в течение  $t_n$  часов) отношение энергий

$$\frac{\mathcal{E}_{нГАЭС}}{\mathcal{E}_{тГАЭС}} = \frac{t_n}{t_t} \left( \frac{Q_n}{Q_t} \frac{H_n}{H_t} \frac{1}{\eta_{акк}} \right)$$

где  $Q$  и  $H$  — расход и напор ГАЭС;  $\eta_{акк}$  — КПД аккумулярования.

Выражение, стоящее в скобках, характеризует отношение единичных мощностей  $N_t/N_n$ .

Таким образом, принимая заданными значения напоров  $H_n$  и  $H_t$  и времени  $t_n$  и  $t_t$ , можно найти в первом приближении расход в насосном и турбинном режимах  $Q_n$  и  $Q_t$ . Приемлемость полученного соотношения расходов  $Q_n/Q_t$  следует проверить по существующим рекомендациям (для обеспечения возможности получения высоких  $\eta_n$  и  $\eta_t$ ). При несоответствии им полученных соотношений следует изменить в нужную сторону начальные параметры и повторить расчет.

Предполагая, что объем воды, израсходованный при включении ГАЭС для поддержания частоты тока в часы резкого подъема нагрузки энергосистемы, будет восполняться при работе ГАЭС в насосном режиме в часы обеденного снижения нагрузки энергосистемы, получаем  $Q_n t_n = Q_t t_t$ . В этом случае отношение энергий

$$\frac{\mathcal{E}_{нГАЭС}}{\mathcal{E}_{тГАЭС}} = \frac{H_n}{H_t} \eta_{акк}$$

и при  $H_n/H_t \approx 1,1$  и  $\eta_{акк} \approx 0,7$  будет равно  $\mathcal{E}_{нГАЭС}/\mathcal{E}_{тГАЭС} \approx 1,5$ .

Так как отношение расходов  $Q_n/Q_t$  для различных ГАЭС может быть больше или меньше единицы, то и отношение единичных мощностей гидроагрегатов  $N_t/N_n$  и мощностей ГАЭС также меняется в широких пределах. Например, для полупиковых ГАЭС при числе часов работы в сутки в турбинном режиме  $t_t \approx 10$  ч потребуются  $N_n \approx 2,6 N_t$ .

Насосную мощность полупиковых ГАЭС можно немного уменьшить, если перейти к недельному регулированию и ГАЭС будет работать в насосном режиме большую часть суток в субботу и воскресенье. Приведенные выше данные характеризуют зависимость мощности ГАЭС в турбинном и насосном режимах от условий ее использования в энергосистеме.

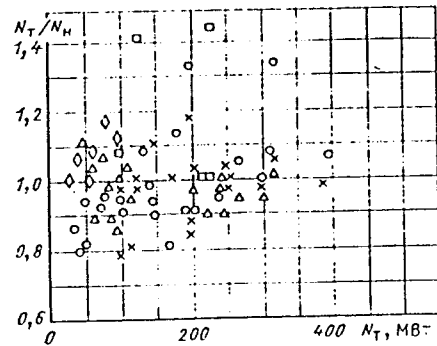


Рис. 28.1. Соотношения единичных мощностей гидроагрегатов в турбинном  $N_t$  и насосном  $N_n$  режимах (трехмашинные:  $\diamond$  — горизонтальные;  $\square$  — вертикальные; двухмашинные:  $\circ$  — ГАЭС стран Европы;  $\triangle$  — ГАЭС Японии;  $\times$  — ГАЭС США)

На рис. 28.1 приведено соотношение единичных мощностей гидроагрегатов зарубежных ГАЭС в турбинном  $N_t$  и насосном  $N_n$  режимах. Наибольшее значение отношения  $N_t/N_n = 1,44$  имеет ГАЭС Тамет III (Австрия)  $H = 164$  м с радиально-осевой турбиной и центробежным насосом. Отношение  $N_t/N_n = 1,41$  имеет ГАЭС Лаго Делио (Италия), на которой при  $H = 732$  м установлены ковшовые турбины и центробежные насосы. На обеих ГАЭС установлены трехмашинные вертикальные гидроагрегаты. Минимальное отношение мощности  $N_t/N_n$  для трехмашинных гидроагрегатов близко к единице. Наименьшее значение  $N_t/N_n \approx 0,8$  относится к двухмашинным гидроагрегатам, хотя на некоторых ГАЭС указанное отношение превышает 1,3.

Установленная мощность ГАЭС и оптимальное число гидроагрегатов определяются в энергэкономической части проекта с учетом размещения на ГАЭС кратковременного оперативного и аварийного резервов мощностей.

Для ГЭС-ГАЭС учитывается приток воды в верхнее водохранилище, что предопределяет увеличение мощности ГАЭС в турбинном режиме. На основании технико-экономического расчета выбирается тип гидроагрегата — трехмашинный или двухмашинный.

В ряде случаев может оказаться целесообразным кроме гидроаккумулирующих гидроагрегатов устанавливать насосные агрегаты (НС-ГАЭС), в других случаях, например на ГЭС-ГАЭС, — турбинные гидроагрегаты. Окончательный выбор соотношения между мощностями и расходами турбин и насосов производится при проектировании турбин, насосов, насос-турбин и двигателей-генераторов и согласо-

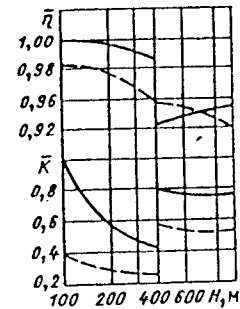


Рис. 28.2. Зависимость относительных значений КПД  $\eta$  и стоимости гидроагрегатов ГАЭС  $K$  от напора:

— трехмашинная схема; - - - - - двухмашинная схема

вывается между проектной организацией и заводами-изготовителями.

Трехмашинная схема позволяет выбрать турбину и насос отдельно и получить наибольший КПД гидроагрегата, при этом частота вращения должна быть синхронной и одинаковой для турбины и насоса. Трехмашинные гидроагрегаты имеют одинаковое направление вращения в турбинном и насосном режимах (потоки в спиральных камерах направлены навстречу друг другу). Указанное обстоятельство определяет высокую маневренность оборудования при пуске гидроагрегата в насосный режим и при переводе его из одного режима работы в другой, обеспечивает более надежную работу подпятника и двигателя-генератора.

Двухмашинная схема. Широкое применение обратимых гидроагрегатов вызвано уменьшением затрат на строительство и оборудование ГАЭС по сравнению с трехмашинной схемой. На рис. 28.2 приведены зависимости относительных значений КПД  $\eta$  и стоимости гидроагрегатов  $K$  для двух названных схем. За единицу при построении графика зависимости приняты па-

раметры гидроагрегата единичной мощностью 300 МВт при напоре 100 м. Обратимые двухмашинные гидроагрегаты дешевле при напоре от 100 до 1200 м.

Возможны два варианта исполнения обратимых гидроагрегатов: односкоростные и двухскоростные. Для каждого из вариантов характерны противоположные направления вращения ротора в турбинном и насосном режимах. Это усложняет конструкцию и затрудняет эксплуатацию подпятника, выполняемого с нулевым эксцентриситетом.

Односкоростные гидроагрегаты. В гл. 25 изложен выбор параметров собственно гидравлических машин — насосов-турбин по известным характеристикам их моделей. Вопросы проектирования элементов проточной части односкоростных насосов-турбин освещены в [49].

Тенденция к повышению частоты вращения  $n$  и быстроточности  $\lambda$ , вновь создаваемых обратимых гидроагрегатов по-разному влияет на экономичность гидравлической и электрической машин. Повышение  $n$  и  $\lambda$  приводит к уменьшению массы и габаритных размеров гидравлической машины и к увеличению массы электрической машины (по данным фирмы «Хитачи») [38] (рис. 28.3, а). Увеличение массы вызывает необходимость выполнения комплекса мероприятий по дополнительному усилению конструкции вращающихся частей, системы охлаждения и др.

На выбор параметров двигателя-генератора, а значит, и на компоновку гидроагрегата в целом существенное влияние оказывает способ пуска его в насосный режим (см. § 28.2 и 28.4).

Целесообразно по возможности использовать унифицированные гидравлические и электрические машины. Подобный подход принят для Загорской, Кайшядорской и ряда других ГАЭС.

Двухскоростные гидроагрегаты позволяют за счет применения различной частоты вращения ( $n_n > n_t$ ) в двух основных режимах по возможности использовать оптимальные зоны характе-

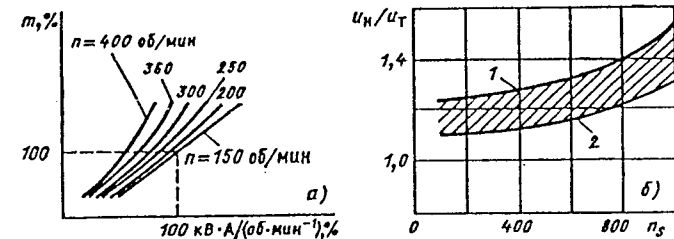


Рис. 28.3. Массовые характеристики двигателей-генераторов (а) и изменение окружной скорости двигателей-генераторов в насосном и турбинном режимах (б):

1 —  $(u_n/u_t)_{макс}$ ; 2 —  $(u_n/u_t)_{мин}$

Таблица 28.1. ГАЭС с двухскоростными обратимыми гидроагрегатами

ГАЭС (страна)	Год ввода в эксплуатацию	Число агрегатов	Тип насос-турбины	Мощность, МВт	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Диаметр рабочего колеса, м
Брем (ФРГ)	Стронтс 1970	2	РОНТ	700/660	233/220	150/125	9,4
Ола Спин (Швейцария)		2	РОНТ	24/26	175/205	500/375	—
Буско Блато (Югославия)		4	Осевая	3,01/3,03	16/16	193/259; 193/262	—
Сан-Луис (США)	1967	8	РОНТ	47/40	101/98 89/60	150/120	5
Широяма (Япония)	1965	4	РОНТ	73/65	186/181 133/124	300/273	3,9
Куроматагава-2 (Япония)	1964	1	ДНТ	20/20	80/78	330/300	—
Флетайрон (США)	1954	1	РОНТ	9,5/7,9	90/73	300/257	—
Бальденей (ФРГ)	1934	1	Осевая	1,3/1,1	9,9/9	326/225	1,75

\* Для ГАЭС Сан-Луис и Широяма указаны диапазоны напоров отдельно для насосного и турбинного режимов.

Примечание. В числителе указаны параметры насосного режима, в знаменателе — турбинного; ДНТ — диагональная насос-турбина, РОНТ — радиально-осевая.

ристик. Таким образом, данный вариант по уровню КПД в обоих режимах приближается к трехмашинной схеме. Кроме того, повышенная частота вращения в насосном режиме позволяет уменьшить диаметр рабочего колеса, а следовательно, уменьшить габариты и массу всего блока. На рис. 28.3, б приведены рекомендуемые фирмой «Эшер Висс» (Швейцария) соотношения окружных скоростей (или частот вращения) в насосном и турбинном режимах (в зависимости от коэффициента быстроходности  $n_s$ ).

Однако данному исполнению присущи и существенные недостатки, сдерживающие его широкое распространение. Применяемые в настоящее время двухскоростные двигатели-генераторы имеют КПД на 1—1,5% ниже, чем обычные, сложны по конструкции и тяжелее обычных на 50—80% (по данным японских фирм — на 10—30%). Как следствие, двухскоростные двигатели-генераторы сложнее в эксплуатации и дороже обычных на 30—70%.

В мире работают ГАЭС с двухскоростными двигателями-генераторами и насос-турбинами всех типов: осевыми, диагональными и радиально-осевыми. В табл. 28.1 приведены основные параметры ряда таких ГАЭС.

## 28.2. ПУСК ГИДРОАГРЕГАТА В НАСОСНЫЙ, ТУРБИННЫЙ РЕЖИМЫ И РЕЖИМ СИНХРОННОГО КОМПЕНСАТОРА

Многообразие функций ГАЭС в энергосистеме (работа в турбинном и насосном режимах, в качестве аварийного резерва,

регулятора-потребителя, возможность регулирования напряжения и частоты и пр.) требует высокой степени автоматизации и быстрейшего реагирования работы оборудования, разнообразия как стационарных, так и переходных режимов работы гидроагрегатов, особенно обратимых.

Как правило, обратимые гидроагрегаты около половины времени работают в активном режиме (турбинном или насосном), а остальное время, в зависимости от условий регулирования напряжения в системе, — в режиме синхронного компенсатора.

Пуск гидроагрегатов ГАЭС в турбинном режиме практически не отличается от пуска обычных гидроагрегатов ГЭС и не связан с какими-либо специфическими трудностями.

Выбор способа пуска обратимых гидроагрегатов в насосном режиме является одним из наиболее важных и определяющих при проектировании электрической части ГАЭС. Он оказывает существенное влияние на конструкцию самих гидроагрегатов, их надежность и быстрейшее и, в известной мере, на компоновку и габаритные размеры здания ГАЭС.

Применяются различные способы пуска в насосный режим: прямой асинхронный при полном или пониженном напряжении сети; частотный от статического преобразователя частоты или от соседнего гидроагрегата; от специального пускового электродвигателя или гидротурбины.

Выполненный специалистами шведской фирмы ASEA анализ и экономическая оценка этих способов пуска для ГАЭС с тремя гидроагрегатами при номинальной

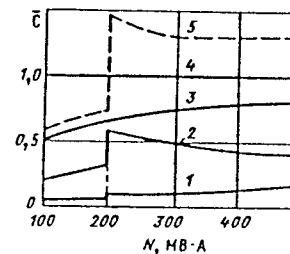


Рис. 28.4. Относительная стоимость пуска обратимых гидроагрегатов в зависимости от их мощности (по данным фирмы ASEA): 1 — прямой асинхронный пуск; 2 — частотный пуск от соседнего гидроагрегата; 3 — то же от статического преобразователя; 4 — пуск от пускового двигателя; 5 — асинхронный пуск при пониженном напряжении

частоте вращения 300 об/мин и максимальном времени разгона 5 мин представлены на рис. 28.4. Резкое изменение функций графика при мощности гидроагрегата более 200 МВт соответствует переходу от одного трехфазного выключателя к трем однофазным.

Наиболее предпочтительными являются прямой асинхронный пуск от сети и частотный от статического преобразователя частоты.

Прямой асинхронный пуск при полном напряжении сети (рис. 28.5) — наиболее простой, быстрый и достаточно экономичный способ пуска. Он не требует дополнительного оборудования, однако вызывает большое падение напряжения в сети и большие пусковые токи. Допустимость прямого асинхронного пуска определяется падением напряжения у потребителя (порядка 5%). При прямом асинхронном пуске предъявляются более жесткие требования к конструктивному исполнению как двигателя-генератора, так и силового трансформатора. При этом наиболее целесообразно применение массивных полюсов ротора или мощных демпферных систем и форсированной системы охлаждения для ротора, усиленного механического крепления обмоток статора, а в отдельных случаях и трансформатора. Крепление обмотки статора должно быть рассчитано на максимальные динамические воздействия, получающиеся при коротких замыканиях на выводах двигателя-генератора. Демпферная обмотка или массивные полюсы должны быть рассчитаны на рассеивание воспринимаемой ротором энергии.

Массивные полюсы ротора обладают высокой прочностью и способностью энергично отводить теплоту, выделяющуюся в них при нагреве во время пуска, внутрь тела полюса, благодаря чему эти полюсы не нагреваются более чем на 200—230°C. Применение же шихтованных полюсов с

обычной демпферной обмоткой затруднено из-за неравномерного нагрева ее стержней, что может привести к разрушению обмотки. Для снижения больших пусковых токов, возникающих при прямом пуске двигателя-генератора с массивными полюсами, целесообразна конструкция с составными массивными полюсами ротора. Такая конструкция позволяет уменьшить пусковой ток до двухкратного значения номинального тока.

Следует отметить, что степень влияния прямого асинхронного пуска на энергосистему зависит не только от мощности энергосистемы, но и от параметров двигателя-генератора и трансформатора.

Для уменьшения толчков тока в энергосистеме иногда применяют асинхронный пуск от пониженного напряжения сети. Однако это требует установки дополнительного оборудования — реактора или автотрансформатора, соединительных шин, переключающего устройства и др. Кроме того, этот способ пуска вызывает толчки реактивной мощности в системе при отключении реактора. Этот способ уменьшает динамические нагрузки на гидроагрегат, но увеличивает перегрев ротора.

Область применения прямого асинхронного пуска в настоящее время за рубежом практически не ограничивается в связи с увеличением мощности энергосистем и возросшими возможностями заводов-изготовителей машин. Так, обратимый гидроагрегат мощностью 230 МВ·А при частоте вращения 333,3 об/мин на ГАЭС Вианден II (Люксембург) рассчитан для прямого асинхронного пуска при полном и пониженном напряжении (в последнем случае с помощью реактора). Ротор двигателя-генератора выполнен с массивными полюсами, охлаждение воздушное. При реакторном пуске снижение напряжения в сети равно 2,7%. время пуска 115 с. Время перехода из турбинного режима в насосный не пре-

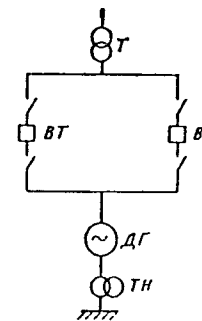


Рис. 28.5. Схема прямого асинхронного пуска при полном напряжении сети: ДГ — двигатель-генератор; VT — выключатель турбинного режима; ВН — выключатель насосного режима; Т — силовой трансформатор; ТН — трансформатор напряжения

вышает 5,5 мин. Время пуска при полном напряжении сокращается до 45 с, время изменения режима — до 4,5 мин.

Для двигателя-генератора ГАЭС Ревен (Франция) мощностью 200 МВ·А при частоте вращения 300 об/мин фирмой «Альстом» разработан так называемый «бассейновый» ротор, имеющий бак с запасом воды для охлаждения демпферных стержней на время пуска длительностью 80 с.

В СССР для Загорской и Кайшадорской ГАЭС разработан в ПО «Уралэлектротяжмаш» двигатель-генератор мощностью 236 МВ·А при частоте вращения 150 об/мин, с массивными сердечниками полюсов ротора, с медными демпферными соединениями повышенной прочности, рассчитанный на прямой асинхронный пуск при полном напряжении сети. Однако, учитывая большое число пусков и остановок гидроагрегатов ГАЭС как электростанции высокоманевренного назначения, а также большие ударные нагрузки, которые возникают в режимах прямого пуска, и снижение в связи с этим надежности работы, прямой асинхронный пуск при полном напряжении сети для гидроагрегатов Загорской и Кайшадорской ГАЭС принят в качестве аварийного способа пуска. В качестве основного оперативного пуска используется частотный пуск с помощью тиристорного преобразователя частоты.

Преимуществом частотного пуска (пуск от другого гидроагрегата ГАЭС, работающего в турбинном режиме, или от частотного преобразователя) является большой пусковой электромагнитный момент, который передается двигателю со стороны генератора или системы. Однако этот способ усложняет схему и увеличивает время пуска по сравнению с прямым асинхронным пуском.

Частотный пуск, осуществляемый посредством статического преобразователя частоты, является одним из наиболее перспективных. Он достаточно надежен, требует небольшого технического обслуживания и может применяться для гидроагрегатов любой мощности, может быть использован также и для электрического торможения. Мощность преобразователя составляет около 5—7 % мощности основного гидроагрегата, время пуска 5 мин и более. Статические преобразователи частоты в

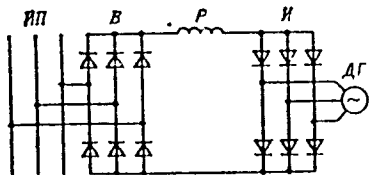


Рис. 28.6. Электрическая схема статического преобразователя частоты

настоящее время еще сравнительно дороги, и поэтому их применение целесообразно на многоагрегатных ГАЭС для осуществления последовательного пуска гидроагрегатов (или для пуска последнего гидроагрегата при частотном пуске остальных от соседней машины). Так, для пуска четырех обратимых гидроагрегатов мощностью по 400 МВт ГАЭС Рэкуин-Маунтин (США) фирмой «Аллис Чалмерс» предусмотрена установка одного статического преобразователя частоты мощностью 26 МВт, поставляемого фирмой «Сименс». Гидроагрегаты этой ГАЭС могут быть пущены также частотным способом от соседней машины.

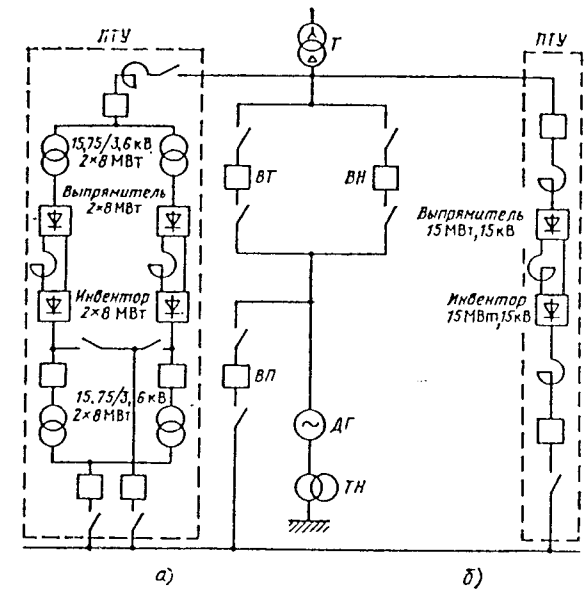
На Загорской ГАЭС пуск от статического преобразователя частоты используется в качестве основного оперативного способа пуска. Возможно несколько различных вариантов исполнения статических преобразователей, но наибольшее распространение получила схема с инвертором тока. В этой схеме (рис. 28.6) переменное напряжение от источника питания ИП подается на выпрямитель В, и после выпрямления и сглаживания на реакторе Р постоянный ток инвертируется инвертором И в переменный ток нужной частоты (регулируемой от 0 до 53 Гц) и подается на обмотку статора двигателя-генератора ДГ. Тиристоры в этой установке рассчитываются на протекание сравнительно небольшого тока — порядка 0,1—0,15 номинального тока генератора. Мощность тиристорной пусковой установки для пуска гидроагрегатов мощностью 200 МВт Загорской ГАЭС принята равной 15 МВт.

В настоящее время разработаны два основных варианта исполнения статических преобразователей установок — низковольтный (3 кВ) и высоковольтный (15 кВ). В первом случае (рис. 28.7, а) питание установки и ее связь с разгоняемым двигателем-генератором осуществляется через два трансформатора, во втором (рис. 28.7, б) установка работает непосредственно на генераторном напряжении, поэтому трансформаторы не требуются (кроме разделятельного трансформатора на генераторном напряжении). Однако нужна установка двух токоограничивающих реакторов для ограничения токов короткого замыкания.

Низковольтный трансформаторный вариант, основанный на принципе вентильного двигателя, выполняется на базе выпускаемых в СССР силовых выпрямителей ВИПЭ-2 напряжением 3 кВ, мощностью 8 МВт, в которых изменяется система управления и регулирования. В этой схеме пуск выполняется с характеристиками машины постоянного тока, поэтому для формирования импульсов управления инвертора необходим датчик положения ротора. Применение входного и выходного трансформаторов снижает токи короткого замыкания со 100 до 2,5 кА. На период на-

Рис. 28.7. Частотный пуск посредством статического преобразователя частоты:

а — низковольтный вариант исполнения; б — высоковольтный вариант исполнения; ДГ — двигатель-генератор; ПТУ — пусковое тиристорное устройство; ВТ — выключатель турбинного режима; ВИ — выключатель насосного режима; ВП — выключатель для подсоединения гидроагрегата к пусковому тиристорному устройству; Т — силовой трансформатор; ТН — трансформатор напряжения



чала разворота, т. е. при частотах 0—10 Гц, требуется закорачивание трансформатора со стороны генератора, поэтому в цепи предусмотрена установка дополнительных выключателей 3 кВ, 3 кА и 15,75 кВ, 1 кА. Габариты каждого из четырех преобразователей 3000 × 6600 × 900 мм.

В высоковольтном варианте используется схема синхронного частотного пуска, разворот на малых оборотах происходит при искусственной коммутации, что может привести к изменению мощности и частоты вращения гидроагрегата. Для защиты установки от недопустимых токов короткого замыкания на входе и выходе преобразователя устанавливаются в каждую фазу токоограничивающие реакторы, при этом ударный ток короткого замыкания уменьшается до 23 кА.

Каждый из этих вариантов имеет преимущества и недостатки, и поэтому окончательные рекомендации можно дать только после накопления опыта их эксплуатации.

На зарубежных ГАЭС широкое применение получил частотный пуск, осуществляемый от одной вращающейся машины с изменяемой частотой (от нуля до номинального значения). Такой машиной может быть один из двигателей-генераторов ГАЭС, или, реже, специальный вращающийся агрегат с гидравлическим или электрическим приводом, находящийся на этой ГАЭС или на близко расположенной электростанции. При этом запуск в насосный

режим может быть синхронным, асинхронным или асинхронно-синхронным.

При синхронном частотном пуске статоры пусковой и пускаемой машин электрически соединяются между собой, роторы возбуждаются от независимого источника возбуждения. Пусковой агрегат открытием направляющего аппарата медленно пускается, машины синхронизируются между собой и набирают номинальную скорость. Затем обе машины синхронизируются с сетью, и пусковой агрегат медленным закрытием направляющего аппарата переводит нагрузку двигателя на сеть и отключается. Преимуществом такого способа является отсутствие толчков тока в сети и динамических нагрузок в двигателе-генераторе, недостатками являются необходимость иметь независимые источники возбуждения агрегатов и большая стоимость, а также более длительное время пуска гидроагрегатов на электростанции, так как перед запуском очередной машины пусковой генератор должен быть остановлен.

При асинхронном частотном пуске (аналогично прямому асинхронному пуску, когда вместо сети двигатель соединяется с пусковым агрегатом) пусковой генератор доводится до номинальной частоты вращения и возбуждается. Двигатель пускаемого гидроагрегата подключается к пусковому генератору, разрабатывается и начинает вращаться с подсинхронной частотой, затем возбуждается и синхронизируется с пусковым генератором. После этого пускаемая машина синхронизируется



с сетью, а пусковой генератор отключается. В отличие от синхронного частотного пуска здесь не требуется независимого источника возбуждения, меньше время пуска агрегатов ГАЭС. Однако имеющий место бросок тока от пускового генератора требует мощную демпферную обмотку в пускаемом двигателе-генераторе.

При асинхронно-синхронном (частично частотном) пуске пусковой генератор быстро набирает частоту вращения вплоть до 40—50 % номинальной и возбуждается. Пускаемый двигатель соединяется с пусковым генератором и начинает вращаться. При равенстве скоростей вращения обеих машин пускаемый двигатель возбуждается и синхронизируется с генератором, а затем последний, набирая частоту, доводит двигатель до номинальной частоты вращения, после чего пускаемая машина синхронизируется с сетью, а пусковой генератор отключается. Этот способ не требует независимого источника возбуждения, однако может потребоваться усиление демпферной обмотки двигателя-генератора. Время пуска меньше, чем при синхронном, и больше, чем при асинхронном частотном пуске.

Анализ зарубежного опыта показывает, что частотный (чаще — синхронный) пуск от соседнего гидроагрегата в сочетании с пусковыми двигателями применяется на многоагрегатных ГАЭС (Ладдингтон, Нум-аппара, Шинтакесе и др.), когда часть гидроагрегатов пускается частотным способом, а последний гидроагрегат — пусковым двигателем.

Пуск от вспомогательного электродвигателя или пусковой турбины снижает до минимума толчки тока в системе, но усложняет и удорожает конструкцию гидроагрегата и строительную часть ГАЭС. Применение пусковой гидротурбины связано с трудностями размещения ее на одном валу с основным гидроагрегатом.

Преимуществами использования пускового электродвигателя (асинхронного или постоянного тока) являются применимость для гидроагрегатов любой мощности и простота пуска, сравнительно небольшое значение пускового тока от системы, отсутствие дополнительных повышенных требований к конструкции основной машины, возможность использования пускового двигателя в качестве тормоза при остановке гидроагрегата, в качестве вспомогательного генератора для питания системы возбуждения и, в некоторых случаях, в качестве собственных нужд электростанции. Однако этот способ имеет ряд существенных недостатков: высокая стоимость, необходимость иметь пусковой двигатель с жидкостным реостатом и сложной схемой регулирования для каждого гидроагрегата, относительно сложная схема в случае использования при торможении или в качестве вспомогательного генератора, длитель-

ное время пуска, ограниченное число последовательных пусков и др.

Применение пусковых электродвигателей характерно для малоагрегатных ГАЭС; этот способ пуска особенно распространен в Японии на ГАЭС с двумя гидроагрегатами.

Мощность пусковых электродвигателей находится в пределах 5—9 % мощности основного гидроагрегата, время пуска гидроагрегата в насосном режиме до набора нагрузки около 5—7 мин, а стоимость составляет 10—12 % стоимости основной машины.

Одним из возможных путей решения проблемы пуска мощных двигателе-генераторов может явиться система каскадного пуска с асинхронным фазным пусковым двигателем, имеющим равное с основной машиной число пар полюсов. Однако такой тип имеет те же недостатки, что и пуск с разгонным двигателем — наличие асинхронного электродвигателя, пусковых устройств, реостатов, сложная схема управления, особенно при торможении.

Торможение двигателе-генераторов применяется для ускорения остановки обратного гидроагрегата и перевода его в другой режим работы, при этом используется традиционное механическое торможение или электрическое торможение. Во втором случае возможны два варианта: обмотка статора замыкается накоротко, в обмотку ротора подается напряжение от отдельного возбудителя; использование пускового электродвигателя, при этом обмотка его ротора замыкается на пусковое сопротивление, в статор подается напряжение постоянного тока.

В этих вариантах создается постоянный тормозной момент, который и приводит к быстрой остановке гидроагрегатов.

Применение механического торможения на больших скоростях приводит к значительному нагреву и износу тормозных колодок.

Для электрического торможения гидроагрегата целесообразным оказывается использование пускового статического преобразователя частоты. Электрическое торможение по сравнению с механическим имеет определенные преимущества. Так, например, на ГАЭС Рэкун-Маунтин (США) использование для электрического торможения агрегата пускового тиристорного преобразователя частоты приводит к сокращению времени остановки турбины с водой с 11,5 до 1,5 мин, а также к резкому уменьшению загрязнения двигателя-генератора из-за меньшего износа тормозных колодок. Последнее является большим преимуществом для машин с водяным охлаждением, так как в этом случае не происходит загрязнения водяного коллектора обмоток.

Как уже указывалось, обратимые агрегаты работают в активном режиме (тур-

бинном или насосном) и в режиме выработки реактивной энергии, т. е. в режиме синхронного компенсатора. Электромашинные обратимые гидроагрегаты имеют большую емкостную нагрузочную способность, чем турбогенераторы ТЭС, вследствие чего они повышают статическую и динамическую устойчивость энергосистемы. Реактивная энергия вырабатывается электромашинной, работающей в двигательном режиме и потребляющей из сети сравнительно небольшую (2—4 % номинальной активной мощности агрегата) активную мощность, необходимую для покрытия потерь при вращении. При этом вода из камеры рабочего колеса гидромашин отжимается сжатим воздухом, а электромашинка работает как перевозбужденный или недо возбужденный генератор (при вращении в генераторном направлении) или двигатель (при вращении в двигательном направлении).

Значение потребляемой из сети активной мощности при работе обратимого гидроагрегата в режиме синхронного компенсатора зависит и от протечек воды через направляющий аппарат, которая, попадая на вращающееся рабочее колесо, увеличивает момент сопротивления и потребляемую из сети мощность. В этом случае необходимо предусматривать специальные мероприятия как по более надежному уплотнению направляющего аппарата, так и по удалению воды из полостей между рабочим колесом и направляющим аппаратом. На многих зарубежных ГАЭС устанавливаются трубы, отводящие воду в отсасывающую трубу. Так, например, на каждом агрегате ГАЭС Рэкун-Маунтин для этой цели предусмотрены четыре трубы диаметром до 200 мм каждая, а на Загорской ГАЭС — две трубы диаметром по 350 мм.

## 28.3. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ВИДЫ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ГАЭС

Работа обратимых гидроагрегатов ГАЭС характеризуется многообразием ре-

жимов как в стационарных условиях, так и при переходных процессах.

Стационарные режимы разделяются на рабочие и промежуточные. К рабочим режимам относятся режимы, в которых гидроагрегат эксплуатируется длительное время: турбинный, насосный, синхронного компенсатора, резервный (агрегат остановлен). К промежуточным относится режим холостого хода (турбинный) (ХХ) и пусковой насосный режим (ПН).

Переходным процессом агрегата ГАЭС называется переход из одного стационарного (установившегося) режима работы (начального) в другой стационарный режим (конечный). Различают оперативные и особые переходные процессы. Оперативные переходные процессы отвечают условиям нормальной эксплуатации агрегатов ГАЭС, и их протекание определяется принятой технологической схемой управления гидроагрегатом (пуски, остановки, изменение нагрузки и др.). Особыми переходными процессами являются в основном аварийные процессы, протекающие после внезапного отключения нагруженного гидроагрегата от энергосистемы. Возникающие при этом нагрузки в элементах сооружений и оборудовании должны относиться к особым нагрузкам.

Характеристики переходных процессов, подлежащих учету при проектировании сооружений и оборудования ГАЭС, зависят от типа гидроагрегатов и показателей стационарных режимов.

На рис. 28.8 показаны рабочие и промежуточные режимы для трехмашинного агрегата ГАЭС, состоящего из двигателя-генератора ДГ, турбины Т, насоса Н и соединительной муфты М. Режимы расположены в координатах  $Q$  и  $\omega$ . Отличительной особенностью для трехмашинного гидроагрегата является сохранение значения частоты вращения и направления вращения вала гидроагрегата.

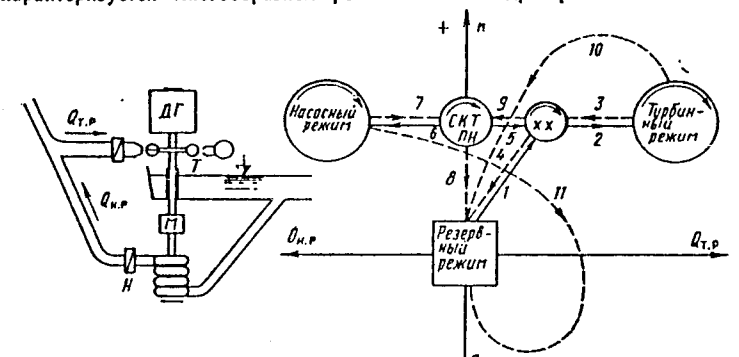


Рис. 28.8. Виды переходных процессов ГАЭС для трехмашинного агрегата

Переходные процессы для трехмашинного гидроагрегата включают (рис. 28.8) пуск в работу и синхронизацию 1 (при пуске в турбинный режим муфта выключена, при пуске в насосный режим включена), набор нагрузки 2, снятие нагрузки 3, остановку гидроагрегата 4, перевод гидроагрегата в компенсаторный режим (муфта М выключена) или в пусковой насосный режим (муфта М включена) 5, перевод гидроагрегата в насосный режим и увеличение подачи 6, уменьшение подачи, вывод гидроагрегата из насосного режима 7, остановку гидроагрегата из компенсаторного и насосного режимов 8, перевод гидроагрегата из компенсаторного режима в турбинный (5—2).

По условиям работы энергосистемы, например при внезапном отключении генерирующих установок, можно осуществить быстрый перевод агрегатов ГАЭС из насосного режима в турбинный (7—5—2) или, например при внезапном отключении мощных потребителей, быстрый перевод агрегатов ГАЭС из турбинного режима в насосный (3—9—6).

На рис. 28.8 показаны также особые переходные процессы: сброс нагрузки 10 — внезапное отключение гидроагрегата, работающего в турбинном режиме от энергосистемы; потеря привода 11 — внезапное отключение гидроагрегата, работающего в насосном режиме, от энергосистемы. Оба процесса, как правило, вызываются коротким замыканием в электрической системе и характеризуются большим диапазоном изменения расхода и частоты вращения.

На рис. 28.9 показаны рабочие и промежуточные режимы двухмашинного обратимого агрегата ГАЭС, состоящего из двигателя-генератора ДГ и насос-турбины НТ. Отличительная особенность состоит в том, что в турбинных и насосных режимах направление вращения гидроагрегата про-

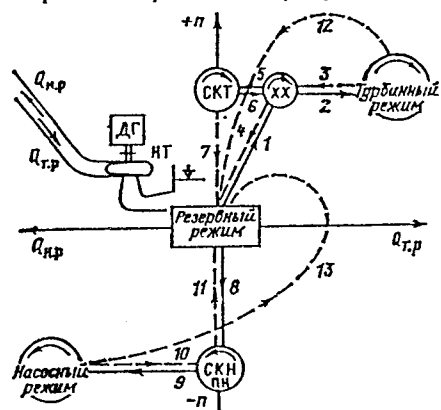


Рис. 28.9. Виды переходных процессов для двухмашинного обратимого агрегата ГАЭС

типоволожное. Гидроагрегат используется в рабочих режимах: турбинном, синхронного компенсатора насосного направления СКН, пусковом, резервном. Режимы синхронного компенсатора турбинного и насосного направлений представляют собой двигательные режимы с отжатием воды от рабочего колеса для снижения потребляемой мощности. Промежуточными являются турбинный режим холостого хода и насосный пусковой режим, который также часто осуществляется с отжатием воды из области рабочего колеса.

Переходные процессы для двухмашинного обратимого агрегата ГАЭС включают (рис. 28.9): пуск в работу и синхронизацию для работы в турбинном режиме 1, набор нагрузки 2, снятие нагрузки 3, остановку гидроагрегата 4, перевод гидроагрегата в компенсаторный режим (турбинное направление) 5, ввод гидроагрегата под нагрузку из компенсаторного режима (6—2), остановку гидроагрегата из компенсаторного режима 7, пуск гидроагрегата в насосный пусковой или в компенсаторный режим и синхронизацию (насосное направление вращения) 8, увеличение подачи в насосном режиме 9, снижение подачи 10, остановку гидроагрегата из насосного режима 11. Предусматривается также возможность быстрого перевода агрегатов ГАЭС из насосного режима в турбинный или обратно.

Особыми (аварийными) переходными процессами является сброс нагрузки 12 — внезапное отключение от энергосистемы гидроагрегата, работающего в турбинном режиме, и потеря привода 13 — внезапное отключение от энергосистемы гидроагрегата, работающего в насосном режиме. Особые переходные процессы характеризуются широким диапазоном изменения частоты вращения  $n$  и расхода  $Q$ .

Последовательность пуска, остановки и перевода гидроагрегата из одного режима в другой дана в § 28.4.

В энергосистеме ГАЭС используются в качестве высокоманевренных электростанций, что обуславливает большую частоту переключений режимов работы гидроагрегатов. В качестве показателя частоты переключений используется значение средней длительности режима  $T_{cp}$ , определяемое выражением

$$T_{cp} = T_p / z_r, \quad (28.1)$$

где  $T_p$  — расчетный период времени, обычно  $T_p = 1$  сут;  $z_r$  — число переключений режимов (переходных процессов) за это время. Для ГАЭС обычного типа с двумя циклами работы  $T_{cp} = 2 \div 3$  ч, т.е. в течение суток  $z_r = 8 \div 12$ , а для особо высокоманевренных ГАЭС, как, например, ГАЭС Виаден (Люксембург) или ГАЭС Динорвик (Великобритания)  $T_{cp} = 0,4 \div 1$  ч, т.е. за 1 сут  $z_r = 24 \div 60$ . Большое число переходных процессов, сопровождающихся дополнительными динамиче-

скими нагрузками, должно учитываться в технических требованиях на поставку гидросилового оборудования ГАЭС.

#### 28.4. СХЕМЫ ПЕРЕВОДА ОБРАТИМОГО ГИДРОАГРЕГАТА ИЗ ОДНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ В ДРУГОЙ

Изменение направления вращения двухмашинного гидроагрегата осуществляется изменением чередования фаз статора двигателя-генератора с АВС для турбинного (генераторного) режима на СВА для насосного режима. Для этой цели используются два выключателя в цепях статора двигателя-генератора — один для генераторного режима, другой для насосного режима (см. рис. 28.6 и 28.7). Для чередования фаз целесообразно применение специального аппарата, при этом включение гидроагрегата в любой режим может осуществляться одним выключателем.

Пуск и перевод двухмашинного гидроагрегата из одного режима работы в другой проанализируем по рис. 28.9.

Пуск в турбинный режим в нормальных условиях (линия 1—2) осуществляется с использованием метода точной автоматической синхронизации и практически аналогичен пуску обычного гидроагрегата ГАЭС. В случае, если направляющий аппарат гидромашинны снабжен резиновым уплотнением, заполняемым сжатым воздухом, перед пуском гидроагрегата давление воздуха в уплотнении снимается. В аварийных условиях пуск производится с использованием метода самосинхронизации.

Пуск в насосный режим в нормальных эксплуатационных режимах (линия 8—9) предпочтительнее осуществлять, как уже указывалось выше, с помощью пускового тиристорного устройства ПТУ (см. рис. 28.7) с использованием метода точной автоматической синхронизации. Последовательность пуска следующая:

при закрытом направляющем аппарате и включенных уплотнениях вода из камеры рабочего колеса гидромашинны отжимается при помощи сжатого воздуха;

гидроагрегат при помощи выключателя ВП подсоединяется к ПТУ, подается возбуждение холостого хода;

с помощью ПТУ гидроагрегат разворачивается до подсинхронной частоты вращения;

с помощью автоматического регулятора возбуждения напряжение генератора становится равным напряжению сети, осуществляются синхронизация, отключение ПТУ и подключение гидроагрегата к сети с помощью выключателя насосного режима ВН;

воздух из камеры рабочего колеса гидромашинны с помощью специальных клапанов и воздухопроводов выпускается, камера заполняется водой;

при достижении определенного заданного давления воды в зоне между рабочим колесом и направляющим аппаратом последний открывается до ограниченного максимального значения открытия насосного режима (приблизительно до 80 % полного открытия) и гидроагрегат работает в насосном режиме.

В аварийных условиях пуск в насосный режим может производиться методом прямого асинхронного пуска от полного напряжения сети. При этом последовательность операций следующая:

отжимается вода из камеры рабочего колеса гидромашинны;

закорачивается ротор, гидроагрегат с помощью выключателя насосного режима ВН подключается к сети и разворачивается до подсинхронной частоты вращения; при скольжении примерно 3 % включается возбуждение и гидроагрегат достигает частоты сети.

из камеры рабочего колеса выпускается воздух, и она заполняется водой;

при достижении заданного давления воды в зоне направляющего аппарата он открывается примерно до 80 % полного открытия и гидроагрегат работает в насосном режиме.

Остановка обратимого гидроагрегата из турбинного режима (см. рис. 28.9, линия 3—4) в нормальных эксплуатационных условиях выполняется с торможением с помощью пускового тиристорного устройства в следующей последовательности:

снимается нагрузка с гидроагрегата путем закрытия направляющего аппарата; отключается выключатель турбинного режима;

осуществляется электрическое торможение путем подключения гидроагрегата к ПТУ через выключатель ВП (см. рис. 28.7). Силовая часть ПТУ работает в обратном режиме (по сравнению с пуском), выдавая мощность в сеть и тормоза гидроагрегат практически до момента остановки;

фиксация нулевой частоты вращения производится с помощью включения тормозных колодок;

подается воздух в резиновые уплотнения направляющего аппарата.

В аварийных условиях остановка обратимого гидроагрегата производится, как и обычного гидроагрегата, с использованием механических тормозов;

отключается выключатель турбинного режима, закрывается направляющий аппарат гидромашинны, гидроагрегат тормозится водой;

при частоте вращения около 20 % номинальной включаются механические тормоза и гидроагрегат останавливается;

подается воздух в уплотняющее устройство направляющего аппарата.

Остановка из насосного режима работы (см. рис. 28.9, линия 10—

11) в нормальных и аварийных условиях практически совпадает с аналогичными режимами остановки из генераторного режима. Однако следует иметь в виду невозможность полной разгрузки насоса по активной мощности — даже при полностью закрытом направляющем аппарате потребляемая из сети мощность составляет до 40 % номинальной. Эта мощность отключается выключателем насосного режима.

Пуск в режим СКТ (линия 1—5) осуществляется с использованием метода точной автоматической синхронизации и практически аналогичен пуску обычного гидроагрегата (после включения выключателя турбинного режима закрывается направляющий аппарат и из камеры рабочего колеса отжимается вода). Заключительной пусковой операцией является подача сжатого воздуха в уплотнительное устройство направляющего аппарата.

Пуск в режим СКН (см. рис. 28.9, линия 8) производится с помощью пусковой тиристорной установки также с использованием метода точной автоматической синхронизации. При этом последовательность пуска такая же, что и обратного гидроагрегата в насосный режим в нормальных условиях эксплуатации. Заключительной операцией является включение выключателя насосного режима и компрессоров низкого давления для поддержания уровня отжатой воды в камере рабочего колеса в определенных пределах.

Остановка из режима СКТ (линия 7) в нормальных эксплуатационных условиях или в аварийных условиях по последовательности операций начинается с отключения выключателя и гашения поля ротора, затем из камеры рабочего колеса выпускается воздух и она заполняется водой с помощью кратковременного открытия направляющего аппарата. Последующие операции аналогичны операциям остановки гидроагрегата из турбинного режима соответственно в нормальных или аварийных условиях (различающихся способами торможения).

Остановка из режима СКН (линия 11) в нормальных или аварийных условиях отличается от остановки из режима синхронного компенсатора с турбинным направлением вращения только тем, что заполнение водой камеры рабочего колеса производится со стороны нижнего бьефа открытием клапанов выпуска воздуха.

Перевод из турбинного режима в режим СКТ (линия 3—5) осуществляется, как и для обычных гидроагрегатов, в следующей последовательности:

закрывается направляющий аппарат, гидроагрегат разгружается по активной мощности;

подается сжатый воздух в резиновые уплотнения направляющего аппарата;

включается система отжатия воды из камеры рабочего колеса;

включаются клапаны отвода протечек воды из полости между рабочим колесом и направляющим аппаратом (для уменьшения потребления активной мощности из сети).

Перевод из режима СКТ в турбинный режим (линия 6—2) аналогичен переводу обычного гидроагрегата путем открытия направляющего аппарата, однако с предварительным выпуском воздуха из резиновых уплотнений направляющего аппарата.

Перевод из насосного режима в режим СКН (линия 10) по последовательности операций аналогичен переводу из турбинного режима в режим СКТ. Однако при этом возникают серьезные трудности с отжатием воды из камеры рабочего колеса, и возможность реализации этого перевода проверяется при вводе первого агрегата ГАЭС в эксплуатацию.

Перевод из режима СКН в насосный режим (линия 9) осуществляется в следующей последовательности:

выпускается воздух из резиновых уплотнений направляющего аппарата;

открываются клапаны выпуска воздуха из камеры рабочего колеса, и она заполняется водой через отсасывающую трубу;

при достижении определенного давления воды перед направляющим аппаратом последний открывается примерно до 80 % номинального открытия и гидроагрегат переходит в насосный режим.

Перевод из турбинного режима в насосный (линия 3—4—8—9) (встречается редко) включает в себя операции по остановке гидроагрегата из турбинного режима и пуску в насосный режим.

Перевод из насосного режима работы в турбинный (линия 10—11—1—2) осуществляется в следующей последовательности:

гидроагрегат разгружается по активной и реактивной мощности;

направляющий аппарат прикрывается до открытия холостого хода;

отключается выключатель насосного режима, и гасится поле ротора;

гидроагрегат тормозится водой и переходит под действием давления воды в генераторное направление вращения;

при достижении подсинхронной частоты вращения подается возбуждение;

автосинхронизатор включает выключатель турбинного режима, гидроагрегат переходит в генераторный режим.

Перевод из режима СКН в турбинный режим (линия 11—1—2) характеризуется следующими операциями:

гидроагрегат разгружается по реактивной мощности;

Таблица 28.2. Расчетное время пуска, остановки, перевода обратного агрегата Загорской ГАЭС из одного режима работы в другой

Изменение режима	Время реализации, с					Суммарное время режима
	Открытие (закрытие) направляющего аппарата	Разворот (торможение) гидроагрегата	Синхронизация	Отжатие воды	Впуск воды	
Пуск в турбинный режим в нормальных условиях эксплуатации	15	25	20—40	—	—	60—80
То же в аварийных условиях	15	25	2	—	—	42
Оперативный пуск в насосный режим пусковым тиристорным устройством	—	300	20—40	40	150	510—530
Аварийный пуск в насосный режим, асинхронный от полного напряжения сети	—	20—35	—	40	150	210—225
Оперативная остановка из турбинного режима с торможением от ПТУ	40	120	—	—	—	160
Аварийная остановка из турбинного режима с механическим торможением	40	90—135	—	—	—	130—175
Оперативная остановка из насосного режима с торможением от ПТУ	40	120	—	—	—	160
Аварийная остановка из насосного режима с механическим торможением	40	90—135	—	—	—	130—175
Пуск в режим СКТ	15	25	20—40	40	—	100—120
Пуск в режим СКН	—	300	20—40	40	—	360—380
Оперативная остановка из режима СКТ с торможением от ПТУ с впуском воды из отсасывающей трубы	—	120	—	—	150	270
Аварийная остановка из режима СКТ с механическим торможением и впуском воды через направляющий аппарат	30	90—135	—	—	30	150—195
Оперативная остановка из режима СКН с торможением от ПТУ и впуском воды из отсасывающей трубы	—	120	—	—	150	270
Аварийная остановка из режима СКН с механическим торможением и впуском воды из отсасывающей трубы	—	90—135	—	—	150	240—285
Перевод из турбинного режима в режим СКТ	40	—	—	60	—	100
Перевод из режима СКТ в турбинный режим	15	—	—	—	15	30
Перевод из насосного режима в режим СКН	40	—	—	60	—	100
Перевод из режима СКН в насосный режим	40	—	—	—	150	190
Перевод из насосного режима в турбинный режим	30	60	20—40	—	—	110—130
Перевод из режима СКН в турбинный режим	30	60	20—40	—	150	250—280

выпускается воздух из резиновых уплотнений направляющего аппарата;

отключается выключатель насосного режима, гасится поле ротора;

открываются клапаны выпуска воздуха из камеры рабочего колеса, и она заполняется водой через отсасывающую трубу;

направляющий аппарат открывается до величины открытия холостого хода;

гидроагрегат тормозится и под действием столба воды переходит в генераторное направление вращения;

при достижении подсинхронной частоты вращения подается возбуждение, вступает в работу электрогидравлический регулятор частоты и автоматический регулятор возбуждения;

автосинхронизатор включает выключатель турбинного режима, гидроагрегат

Таблица 28.3. Варианты соединения турбины и насоса с двигателем-генератором (по данным фирмы «Фойт»)

Номер варианта	Схема трехмашинного гидроагрегата	Время, с			
		Пуск в турбинный режим	Перевод из насосного в турбинный режим	Пуск в насосный режим	Перевод из турбинного в насосный режим
I		80—110	50—70	90—120	50—70
II		60—90	50—70 120—180	90—120	360—480
III		60—90	50—70	90—120	100—130
IV		60—90	40—50	80—110	30—40
V		60—90	40—50	80—110	30—40

переходит в генераторный режим и набирает нагрузку.

Перевод из режима СКТ в насосный режим работы (линия 7—8—9) (встречается редко) состоит из операций по остановке агрегата из этого режима и пуску в насосный режим.

В табл. 28.2 представлено расчетное время пуска, остановки, перевода обратного агрегата Загорской ГАЭС из одного режима работы в другой в нормальных эксплуатационных и аварийных условиях.

Перевод трехмашинного гидроагрегата из одного режима в другой имеет ряд особенностей, зависящих от различных способов (вариантов) соединения валов турбины и насоса с двигателем-генератором (табл. 28.3).

**Вариант I.** Соединение валов двигателя-генератора ДГ, турбины Т и насоса Н жесткое. В этом случае турбина в насосном режиме вращается вместе с гидроагрегатом и для уменьшения потерь осушается сжатым воздухом. Насос в турбинном режиме также должен быть опорожнен. Двигатель-генератор при переключении из одного режима работы в другой остается подключенным к сети. Коэффициент по-

лезного действия гидроагрегата в данной схеме несколько снижается из-за потери на вращение рабочего колеса в воздухе.

**Вариант II.** Соединение валов ДГ и Т жесткое, ДГ и Н через зубчатую или фрикционную муфту ЗМ. При работе гидроагрегата в турбинном режиме насос отсоединяется, в связи с чем потери на вращение его рабочего колеса отсутствуют и КПД несколько выше, чем в варианте I. Перевод гидроагрегата из насосного режима в турбинный может осуществляться как с отключением электрической машины от сети, так и без отключения. В первом случае насос не опорожняется, а во втором осушается. При переводе гидроагрегата из турбинного режима в насосный электрическую машину необходимо отключить от сети и включить электрическое торможение гидроагрегата до его полной остановки ( $\lambda = 0$ ), что требует длительного времени. После остановки можно подсоединить муфту и с помощью турбины вновь разогнать гидроагрегат.

**Вариант III.** Соединение валов ДГ и Т жесткое, ДГ и Н через муфту ЗМ в сочетании с пусковой турбиной ПТ. Схема позволяет значительно сократить время пе-

ревода агрегата из турбинного режима в насосный, так как опорожненный насос можно заблаговременно разогнать с помощью пусковой турбины при расцепленной муфте. При синхронной частоте вращения муфта сцепляется и насос заполняется водой. При переводе гидроагрегата из турбинного режима в насосный и обратно электрическая машина остается подключенной к сети. Пуск в турбинном и насосном режимах, а также переключения из насосного режима в турбинный соответствуют варианту II при отжатой воде.

**Вариант IV.** Соединение валов ДГ и Т жесткое, ДГ и Н через ЗМ в сочетании с гидравлическим пусковым преобразователем ПП, что обеспечивает разгон насоса с заполненной водой камерой. При синхронной частоте вращения, как и в варианте III, включается муфта и опорожняется преобразователь вращающего момента. Электрическая машина при переключении режимов остается подключенной к сети. Такое решение позволяет сократить время пуска и переключения до минимума, так как камера насоса всегда заполнена водой.

**Вариант V.** Соединение валов ДГ и Т через муфту ЗМ, ДГ и Н через муфту ЗМ в сочетании с гидравлическим пусковым преобразователем ПП. При такой компоновке для пуска и переключения не требуется опорожнения насоса и турбины, а потери на вращение в воздухе в турбинном, насосном режимах и режиме синхронного компенсатора минимальны. Таким образом, применяемые при больших передаваемых мощностях зубчатые муфты могут присоединять насос как на остановленном гидроагрегате, так и на ходу. В последнем случае должна применяться пусковая турбина, обеспечивающая предварительный разгон осушенного насоса до синхронной частоты вращения. После синхронизации муфта присоединяет насос к валу гидроагрегата, работающего на холостом ходу, турбина осушается, а в насос, наоборот, подается вода, и гидроагрегат переходит в насосный режим.

## 28.5. ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ И РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБРАТНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ ГАЭС

К динамическим показателям переходных процессов относятся максимальные и минимальные значения давления в напорных водоводах и в проточном тракте турбины, изменение частоты вращения гидроагрегата при внезапных отключениях от энергосистемы, условия пуска гидроагрегата в турбинный и насосный режимы работы, быстродействие по изменению нагрузки гидроагрегата и др. Указанные показатели переходных процессов определяются тремя группами факторов:

1) система, конструкция и параметры напорных водоводов;

2) характеристики и параметры обратных насос-турбин и двигателей-генераторов;

3) режимы регулирования насос-турбины, т. е. зависимости изменения открытия или хода штока сервомотора направляющего аппарата во времени  $q_0(t)$  или  $\psi(t)$  для насос-турбин одиночного регулирования (типа РОНТ) и дополнительно зависимости изменения угла установки лопастей рабочего колеса во времени  $\phi(t)$  для насос-турбин двойного регулирования (диагональных и осевых).

Система напорных водоводов ГАЭС для общего случая представлена на рис. 28.10. Все напорные водоводы разделяются на верховые (индекс «в») и низовые (индекс «н»). Водоводы между открытым бьефом и уравнильным резервуаром называются деривационными. Напорные водоводы от гидромашин до уравнильного резервуара называются станционными. Станционные водоводы могут быть индивидуальными (неразветвленными), на данной схеме такими являются низовые напорные водоводы, и разветвленными (групповыми), на данной схеме это верховые напорные водоводы.

Важным динамическим параметром является постоянная инерции (постоянная времени) системы напорных водоводов ГАЭС  $T_w$ , с, определяемая выражением

$$T_w = T_{wв} + T_{wн} + T_{wа}, \quad (28.2)$$

где  $T_{wв}$  — постоянная инерции верховых напорных водоводов:

$$T_{wв} = \frac{Q_0}{gH_0} \sum \frac{l_{вi}}{F_{вi}}, \quad (28.3)$$

$T_{wн}$  — постоянная инерции низовых напорных водоводов:

$$T_{wн} = \frac{Q_0}{gH_0} \sum \frac{l_{нi}}{F_{нi}}, \quad (28.4)$$

$T_{wа}$  — постоянная инерции проточного тракта насос-турбины от входного сечения спиральной камеры до выходного сечения отсасывающей трубы (условная длина  $L_a$ ):

$$T_{wа} = \frac{Q_0}{gH_0} \sum \frac{l_{ai}}{F_{ai}}. \quad (28.5)$$

В формулах (28.3) — (28.5)  $Q_0$  — расход турбинного или насосного режима;  $H_0$  — действующий напор с учетом гидравлических потерь;  $l_{вi}$ ,  $l_{нi}$ ,  $l_{ai}$ ,  $F_{вi}$ ,  $F_{нi}$ ,  $F_{ai}$  — длина участков и площадь сечения верховых, низовых водоводов и проточного тракта насос-турбины. Постоянная инерции  $T_w$  по (28.2) определяют для гидроагрегата, и при этом берутся длина и площадь сечения участков отдельных водоводов и участков, питающих несколько гидроагрегатов (например,  $l_{в1}$  и  $F_{в1}$ ,  $l_{в2}$  и  $F_{в2}$  на рис. 28.10).

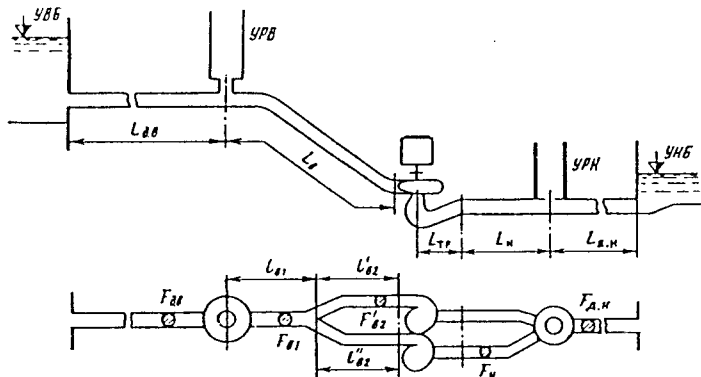


Рис. 28.10. Система напорных водоводов ГАЭС:

$L_{д.в}$  — длина верхнего деривационного водовода; УРВ — уравнильный резервуар верхней;  $L_{в}$  — длина верхнего напорного стационарного водовода;  $L_{н}$  — длина низового напорного стационарного водовода; УРН — уравнильный резервуар нижней;  $L_{д.н}$  — длина низового деривационного водовода

Характерным значением для данной ГАЭС служит постоянная инерции  $T_w$  для турбинного режима, причем берется  $Q_0 = Q_p$  — расчетный (максимальный) расход, соответствующий расчетному напору  $H_0 = H_p$ ; для насосного режима берется  $Q_0 = Q_{ср}$  — средний расход, соответствующий среднему напору насосного режима

$$H_{ср} = 0,5(H_{н. макс} + H_{н. мин}).$$

Если длина водоводов отдельных гидроагрегатов разная, то будут разными и значения  $T_w$ , тогда в качестве характерных принимаются наибольшие значения  $T_w$ .

Чем выше значения постоянной инерции  $T_w$ , тем сложнее динамические условия регулирования агрегатов ГАЭС. Ориентировочно считается, что система напорных водоводов малонерционна при  $T_w \leq 2$  с, среднеинерционна при  $2 < T_w \leq 3,5$  с и высокоинерционна при  $T_w > 3,5$  с.

Оценка условий возникновения низкочастотных резонансных колебаний давления в напорных водоводах производится по обобщенному значению собственной частоты упругих колебаний  $f_r$ , Гц, которая находится по формуле

$$f_r = \frac{0,25}{\sum (l_i/c_i)}. \quad (28.6)$$

или по периоду собственных упругих колебаний

$$t_r = 1/f_r.$$

где  $c_i$  — скорость распространения упругой волны по участкам трубопровода (способ определения приведен в гл. 12);  $l_i$  — длина участков, где значение  $c_i$  остается неизменным. В (28.6) сумма определяется раздельно для верхних  $L_v$  и низовых  $L_n$

напорных водоводов, и соответственно получают два значения собственной частоты:  $f_{rв}$  и  $f_{rн}$ .

Целесообразно находить и более высокие значения собственной частоты по участкам, особенно для разветвленных систем напорных водоводов.

Характеристики обратимых гидромашин должны определять необходимые показатели для всего диапазона режимов, через которые проходит гидромашинна при переходных процессах. Обычно используются универсальные модельные четырехквadrантные характеристики, построенные в координатах  $n'_1$ ,  $Q'_1$  и  $M'_1$  и снятые в квазистационарных режимах.

На рис. 28.11—28.13 приведены полные универсальные четырехквadrантные характеристики обратимых радиально-осевых насос-турбин типа РОНТ с расчетным коэффициентом быстроходности по турбинному режиму  $n_s \approx 250$  при напоре порядка 100 м,  $n_s \approx 160$  при напоре 150—200 м на  $n_s \approx 100$  при напоре до 600 м.

На универсальных характеристиках обратимых насос-турбин имеются области следующих режимов (рис. 28.14):

Разгонный . . . . .  $n'_1 = n'_{1р}$ ;  $M'_1 = 0$  ( $\eta_r = 0$ )

Турбинный . . . . .  $n'_1 > n'_{1р}$ ;  $Q'_1 > 0$

Насосный . . . . .  $n'_1 < 0$ ;  $Q'_1 < 0$

Тормозной . . . . .  $n'_1 > n'_{1р}$ ;  $Q'_1 > 0$

Насосный обратный . . . . .  $n'_1 > n'_{1р}$ ;  $Q'_1 < 0$

Режим противотока . . . . .  $n'_1 < 0$ ;  $Q'_1 > 0$

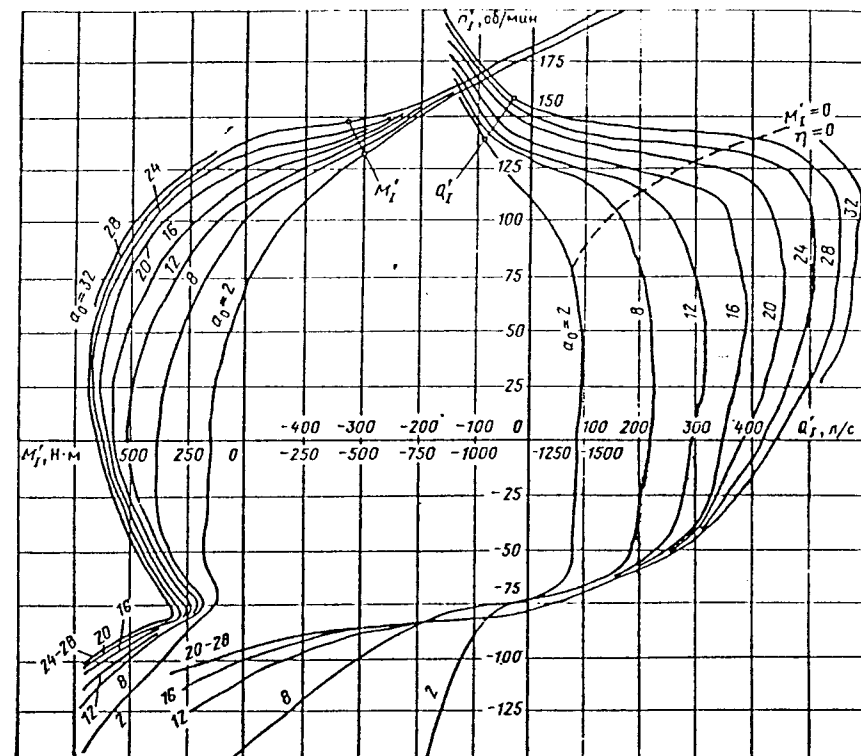


Рис. 28.11. Четырехквadrантная характеристика гидромашинны типа РОНТ при  $n_s = 250$  об/мин,  $D_1 = 357$  мм

Нормальными рабочими режимами являются турбинный и насосный. Однако при переходных процессах гидромашинна может работать и в других областях.

Необходимо обратить внимание на некоторые особенности свойств обратимых насос-турбин типа РОНТ, оказывающие влияние на условия регулирования обратимых агрегатов ГАЭС.

1. При работе в турбинном режиме приведенный расход (пропускная способность)  $Q'_1$ , как и для обычных РО турбин, в основном определяется открытием направляющего аппарата. Однако с повышением  $n'_1$ , особенно в области разгонного и тормозного режимов, приведенный расход для данного открытия резко уменьшается. В связи с этим при выходе гидроагрегата в разгон, даже при неизменной открытии или при очень медленном закрытии направляющего аппарата, может возникнуть большой гидравлический удар в напорных водоводах.

Из сопоставления приведенных на рис. 28.11—28.13 характеристик видно, что интенсивность отмеченного снижения  $Q'_1$  для данного  $a_0$  при переходе из турбинного в тормозной режим увеличивается с уменьшением коэффициента быстроходности  $n_s$ , и линия  $a_0$  могут иметь обратный уклон ( $dQ'_1/dn'_1 > 0$ ). Появляется неоднозначность показателей: для данного значения  $a_0$  и  $n'_1$  имеются два режима с различными значениями  $Q'_1$  и  $M'_1$ . Здесь условия регулирования неблагоприятны, так как возможно возникновение неустойчивости, сопровождающейся интенсивными пульсациями давления в проточном тракте (помпаж). Такая неоднозначность зависит, очевидно, от особенностей лопастной системы гидромашинны и может иметь место применительно к относительно низконапорным, быстроходным гидромашиннам типа РОНТ.

2. В области насосного режима изменение открытия  $a_0$  незначительно влияет

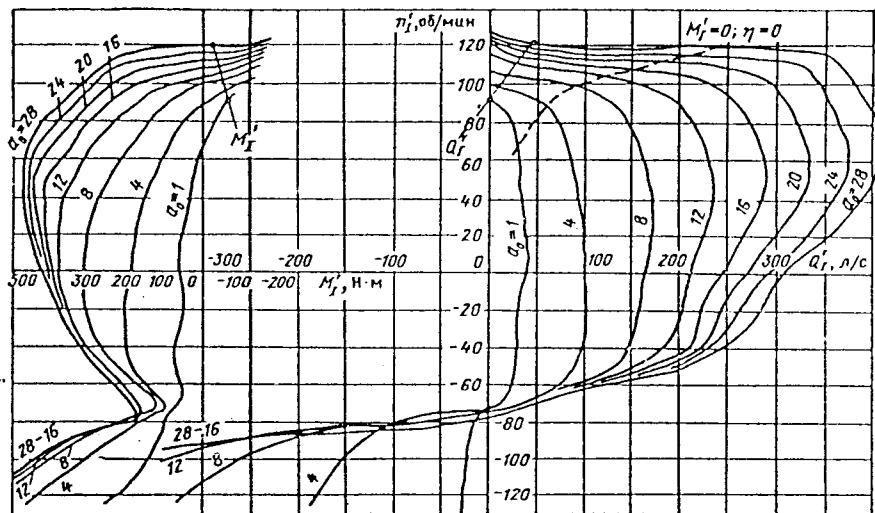


Рис. 28.12. Четырехквadrантная характеристика гидромашины типа РОНТ при  $n_2 = 160$  об/мин,  $D_1 = 358$  мм

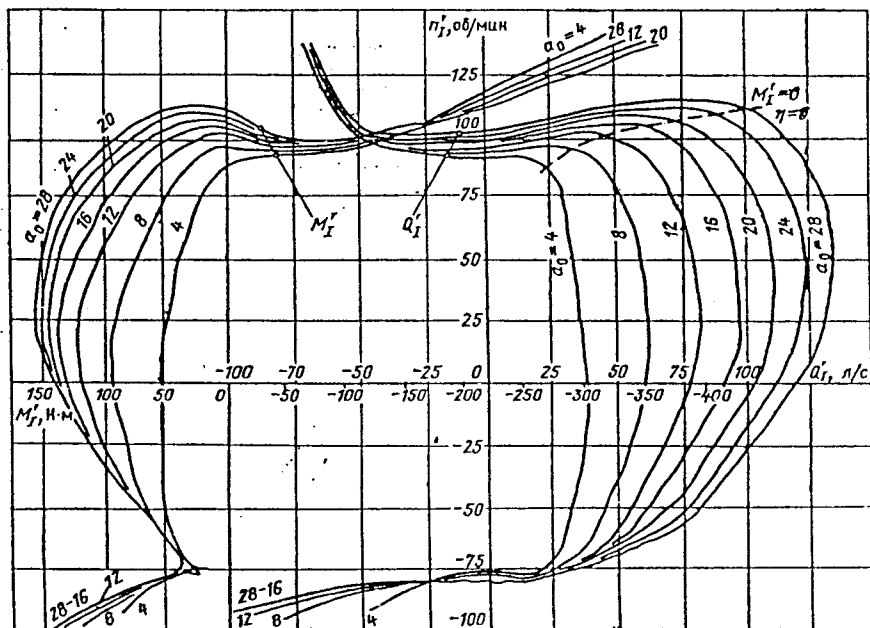


Рис. 28.13. Четырехквadrантная характеристика гидромашины РОНТ при  $n_2 = 100$  об/мин,  $D_1 = 465$  мм

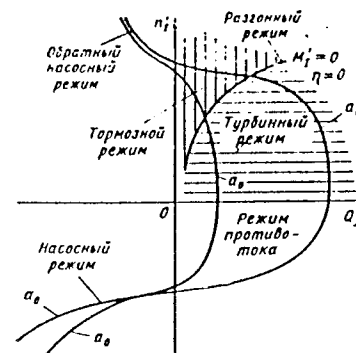


Рис. 28.14. Области различных режимов гидромашины типа РОНТ

на приведенный расход  $Q_1'$  и только при очень малых значениях  $\alpha_0$  расход существенно изменяется. В связи с этим при пуске гидроагрегата в насосный режим и даже при медленном увеличении открытия  $\alpha_0$  подача увеличивается очень быстро, что может вызвать значительный гидравлический удар в водоводах.

В области рабочего насосного режима регулирование подачи изменением открытия направляющего аппарата, как правило, не производится. Изменение  $\alpha_0$  осуществляется в основном в функции от действующего напора по условию поддержания наибольшего значения КПД. Необходимо также иметь в виду, что при отклонении режима от условий максимального КПД резко возрастают гидродинамические нагрузки на лопатки направляющего аппарата (пульсация давления и момента). Это неблагоприятно для эксплуатации и может привести к преждевременному выходу из строя элементов механизма регулирования.

3. Большое значение, в частности для условий пуска агрегата в насосный режим работы, имеет режим нулевого расхода ( $Q_1' = 0$ ) при насосном направлении вращения ( $n_1' < 0$ ). Сопоставление характеристик (см. рис. 28.11—28.13) показывает, что в широком диапазоне изменения коэффициента быстроходности этому режиму соответствует весьма узкий диапазон приведенной частоты вращения  $n_1' Q_{1-0} = 74 \div 82$  об/мин. Для всех открытых  $\alpha_0$  с приближением к насосному режиму  $Q_1' = 0$  приведенный момент на валу  $M_1'$  снижается и устанавливается минимальное его значение, причем с уменьшением  $\alpha_0$  значение минимального момента убывает. Отмеченное свойство указывает на то, что при закрытии направляющего аппарата в процессе остановки гидроагрегата в насосном

режиме требуемая мощность двигателя снижается.

Особенно важно знать значение момента  $M_1'$  при полностью закрытом направляющем аппарате ( $\alpha_0 = 0$ ), так как в этих условиях может осуществляться синхронизация и включение двигателя в сеть. На универсальных характеристиках обычно линия  $\alpha_0 = 0$  не показывается, и определить искомый момент  $M_{\alpha_0=0}$  можно по формуле

$$M = \frac{M_1'}{(n_1')^2} n^2 D_1^5. \quad (28.7)$$

Из (28.7) следует, что для данного режима ( $n_1', M_1'$ ) момент на валу пропорционален  $n^2$ . Очевидно, и для  $\alpha_0 = 0$  эта зависимость будет сохраняться, причем, поскольку в этих условиях напор не может оказывать влияния, должно удовлетворяться условие  $M_1'/(n_1')^2 = K_{\alpha_0=0} = \text{const}$ . Следовательно, на универсальной характеристике в координатах  $n_1', M_1'$  линия  $\alpha_0 = 0$  представляет собой параболу. В итоге получаем

$$M_{\alpha_0=0} = K_{\alpha_0=0} n^2 D_1^5. \quad (28.8)$$

Здесь  $K_{\alpha_0=0}$  — коэффициент,  $\Pi \cdot \text{мин}^2/\text{м}^4$ , если  $M_1'$  выражается в  $\text{Н}\cdot\text{м}^2$  и  $n_1'$  — в  $\text{м}^{1/2}/\text{мин}$ . Для обратимых гидромашин типа РОНТ приближенные значения  $K_{\alpha_0=0}$  для турбинного и насосного направлений вращения можно определить по графику на рис. 28.15 в функции от расчетного коэффициента быстроходности турбинного режима  $\lambda$ . Более точные значения  $K_{\alpha_0=0}$  должны задаваться вместе с универсальной характеристикой обратной гидромашины.

Для уменьшения требуемого пускового момента по (28.8) при необходимости применяют отжатие воды из полости рабочего колеса сжатым воздухом.

4. Наибольшее возможное значение напора и давления в верховых напорных водоводах (наименьшее в низовых) при пуске гидроагрегата в насосный режим работы и открытия направляющего аппарата зависит от напора  $H_{Q=0}$  при нулевой

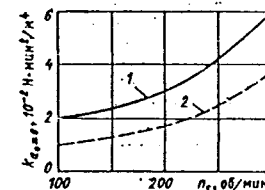


Рис. 28.15. Коэффициент пропорциональности момента  $K_{\alpha_0=0}$  при  $\alpha_0 = 0$  для турбинного (1) и насосного (2) направлений вращения

подаче и нормальной частоте вращения  $n_n$ , который на основании (1.11) определяется выражением

$$H_{Q=0} = \left( \frac{n_n D_1}{n_1 Q_0} \right)^2 \quad (28.9)$$

Согласно указанным на универсальных характеристиках (см. рис. 28.11 — 28.13) значениям  $n_1 Q_0$  и фактическим значениям  $n_1$  отношение напоров для РОНТ  $H_{Q=0}/H_{cp} = 1,25 \div 1,4$ , причем с ростом  $n_5$  это отношение увеличивается.

Характеристики обратных гидромашин двойного регулирования (диагональных, осевых) для рабочих эксплуатационных режимов даются с сохранением оптимальной комбинаторной зависимости. Однако при регулировании и протекании переходных процессов эта комбинаторная зависимость нарушается из-за различной скорости перемещения лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, а также из-за изменения действующего напора, вызываемого гидравлическим ударом, и частоты вращения. В связи с этим для анализа условий регулирования и расчетов переходных процессов гидроагрегатов с обратимыми гидромашинными двойного регулирования должна быть задана серия полных универсальных (пропеллерных) характеристик  $Q'_1(n_1, a_0)$  и  $M'_1(n_1, a_0)$  для различных углов установки лопастей рабочего колеса  $\varphi$  (например,  $\varphi = -10, -5, 0, +5, +10, +15^\circ$ ).

Постоянная инерции или постоянная времени вращающихся частей представляет важный динамический показатель обратимого гидроагрегата, оказывающий большое влияние на протекание переходных процессов, сопровождающихся изменением частоты вращения: пуски, процессы при сбросах нагрузки в турбинном режиме и потере привода в насосном. Постоянная инерции определяется для турбинного  $T_{a.t}$ , с, и насосного  $T_{a.n}$ , с, режимов:

$$T_{a.t} = \frac{mD^2 n_t^2}{365,5 N_t} \quad (28.10)$$

где  $mD^2$  — маховой момент вращающихся частей гидроагрегата (ротор двигателя-генератора, рабочее колесо насос-турбины), т·м<sup>2</sup>;  $n_t$  — номинальная частота вращения в турбинном режиме, об/мин;  $N_t$  — номинальная мощность в турбинном режиме при расчетном напоре, кВт;

$$\left. \begin{aligned} T_{a.n} &= \frac{mD^2 n_n^2}{365,5 N_n} \\ \text{или} \\ T_{a.n} &= \frac{mD^2 n_n^2 \eta_n}{3586 Q_n H_n} \end{aligned} \right\} \quad (28.11)$$

где  $n_n$  — номинальная частота вращения в насосном направлении (обычно  $n_n = n_t$ );  $N_n$  — мощность двигателя в насосном режиме, кВт;  $Q_n$ ,  $H_n$  и  $\eta_n$  — расход, м<sup>3</sup>/с, напор, м, и КПД в насосном режиме. Характерным является значение  $T_{a.n}$  для среднего напора.

Значения  $T_{a.t}$  и  $T_{a.n}$  гидроагрегатов в обычных условиях составляют 7—10 с.

Иногда в качестве показателя инерционности гидроагрегата указывается значение махового момента  $mD^2$  (кг·м<sup>2</sup> или т·м<sup>2</sup>). Но, как видно из формул (28.10) и (28.11), он лишь частично характеризует инерционность гидроагрегата и в сравнении может использоваться только при сохранении других факторов — мощности и частоты вращения.

Режим регулирования обратных гидромашин выбирается исходя из оптимальных условий работы гидроагрегата и всего напорного тракта, получения наиболее благоприятных эксплуатационных показателей. При этом принимаются во внимание все виды переходных процессов (см. § 28.3), а также учитываются реальные характеристики и возможности системы автоматического регулирования и управления гидроагрегата.

При работе в турбинном режиме переходные процессы при пусках, изменениях нагрузки, сбросах нагрузки имеют много общего с аналогичными процессами агрегатов ГЭС (см. гл. 12). Отличия связаны со специфическими особенностями характеристик обратных гидромашин. Например, коэффициент угона (для обратимых гидромашин) меньше, чем для турбин, и поэтому повышение частоты вращения при сбросах нагрузки в обратимых гидромашинных ниже даже при относительно большом времени закрытия направляющего аппарата (при  $T_s \leq 25 \div 45$  с).

Существенное воздействие могут оказывать помпажные зоны (неоднозначность  $Q'_1$  и  $M'_1$  при данных  $a_0$  и  $n'_1$ ), особенно при разветвленных водоводах. Показательным в этом отношении является переходный процесс при сбросе нагрузки высоконапорной ГАЭС, приведенный на рис. 28.16 (результат расчетов на ЭВМ). Два гидроагрегата, установленных на ГАЭС с обратимыми гидромашинными быстроходностью  $n$ , около 95 об/мин, мощностью по 300 МВт, имеют систему напорных водоводов, включающую напорный деривационный водовод длиной около 8 км, уравнительный резервуар, верховой стационный водовод длиной около 1500 м, разветвляющийся внизу к двум гидроагрегатам, отсасывающие трубы и низовые индивидуальные стационные водоводы длиной около 300 м каждый. Статический напор ГАЭС 610—545 м. Заглубление насос-турбин под уровень нижнего бьефа 54—74 м. Для снижения гидравлического уда-

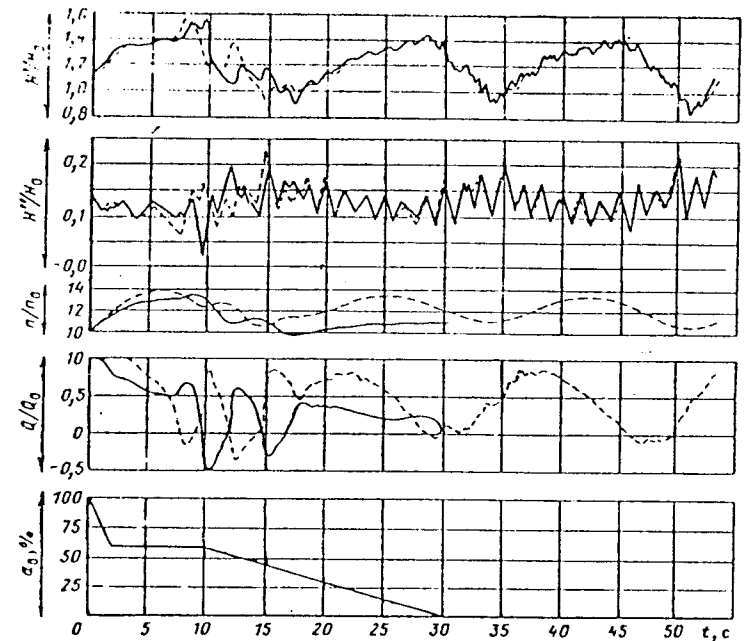


Рис. 28.16. Процесс сброса нагрузки с агрегатов высоконапорной ГАЭС

ра принято программное закрытие направляющего аппарата: после сброса нагрузки за 2 с происходит быстрое закрытие от 100 до 58 %, затем в течение 8 с дается выдержка, и после этого происходит равномерное закрытие до  $a_0 = 0$  за 20 с (выход на холостой ход не показан). На рисунке приведен переходный процесс, когда оба гидроагрегата отключаются от сети, но закрывается направляющий аппарат только первого гидроагрегата, второй гидроагрегат (пунктирные линии) сохраняет постоянное открытие направляющего аппарата (выходит в разгон). После сброса нагрузки частота вращения повышается и на первом гидроагрегате достигает значения  $n/n_0 = 1,35$ , а на втором — значения разгонной частоты 1,4. В начальный период расход регулируемого гидроагрегата плавно снижается, расход нерегулируемого гидроагрегата сначала держится неизменным, а затем быстро падает, что соответствует моменту выхода в разгонный режим. Далее начинаются резкие колебания расхода обоих гидроагрегатов с амплитудой почти 50 % и с изменением знака расхода. Это свидетельствует о попадании гидромашин в обратный насосный режим (см. рис. 28.14). Колебания расхода происходят в противофазе и при этом почти не затрагивают верховой напорный водовод. Эпюры изменения напора с верховой

ра принято программное закрытие направляющего аппарата: после сброса нагрузки  $H''/H_0 = 1 + \xi''$  гидромашин показывают, что в спиральной камере максимальный напор с учетом гидроудара составляет  $1 + \xi' = 1,55$  у обоих гидроагрегатов (т. е. при  $H_0 = 570$  м,  $H' = 883,5$  м), за рабочим колесом отмечаются интенсивные пульсации давления (здесь только инерционная составляющая) с размахом  $1 + \xi''$  до 0,2, т. е. 115 м, причем на 10-й секунде избыточное давление в регулируемом гидроагрегате падает почти до нуля.

Следует, однако, иметь в виду, что отмеченные явления пульсаций возникают только при наличии помпажной зоны на характеристике и особенно при разветвленных водоводах. В обычных случаях процессы сброса нагрузки протекают более плавно.

Потеря привода (внезапное отключение работающего в насосном режиме обратного агрегата от сети) представляет собой переходный процесс, сопровождающийся интенсивными динамическими воздействиями. При этом в зависимости от условий регулирования насос-турбина проходит широкий диапазон режимов: насосный, противотока и турбинный, а в отдельных случаях может попадать и в обратный насосный режим.

Динамические показатели процесса потери привода характеризуются графиками

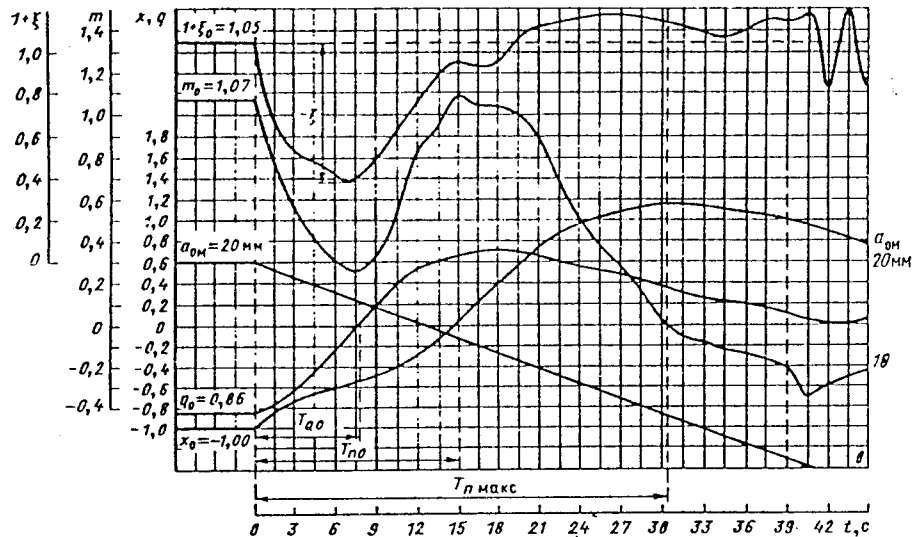


Рис. 28.17. Процесс потери привода агрегата ГАЭС

на рис. 28.17, полученными расчетом на ЭВМ для гидроагрегата мощностью около 200 МВт (напор 90—110 м, частота вращения  $n_n = 150$  об/мин,  $T_{n.н} = 9,85$  с, напорные водоводы верховые, индивидуальные,  $T_{n.н} = 4,2$  с). В данном случае режим закрытия направляющего аппарата  $\alpha_0(t)$  принят равномерным с временем закрытия  $T_n = 40$  с.

Сразу после отключения гидроагрегата частота вращения быстро снижается, в момент  $t = T_{n0} = 15$  с проходит нулевое значение ( $x = n/n_0 = 0$ ) и переходит в турбинное направление вращения, причем максимум  $x = 1,15$  достигается при  $t = T_{n макс} = 31$  с, затем частота вращения уменьшается. Такое изменение частоты вращения связано с изменением момента на валу. Начальное значение относительного момента  $m = M/M_0 = 1,07$  ( $M_0 = 13,3$  МН·м). После отключения гидроагрегата относительный момент на валу быстро уменьшается и при  $t = 8,2$  с достигает минимального значения  $m_{мин} = 0,25$ , что соответствует переходу насоса-турбины в режим противотока. Далее момент увеличивается почти до начального значения при  $t = T_{n0}$ , когда насос-турбина переходит в турбинный режим работы. Затем момент опять уменьшается, при  $t = T_{n макс} = 31$  с проходит через нулевое значение  $m = 0$  и переходит в зону  $m < 0$  (тормозной режим). Начальное значение подачи  $q_0 = Q/Q_0 = 0,86$  ( $Q_0 = 226$  м³/с). После отключения гидроагрегата от сети подача быстро снижается и при  $t = T_{n0} = 8,2$  с проходит нулевое значение, далее

меняет направление на турбинное и при  $t = 19$  с достигает максимального значения  $q = 0,7$ . По мере закрытия направляющего аппарата  $q$  плавно снижается до нуля при  $\alpha_0 = 0$ . При изменении подачи изменяется и относительный напор  $1 + \xi = H/H_0$  во входном сечении спиральной камеры. Начальное значение  $1 + \xi = 1,05$  (при  $H_0 = 100$  м). Затем напор резко падает и к моменту  $t = T_{n0} = 8,2$  с достигает минимального значения  $1 + \xi = 0,38$ . Потом напор повышается, достигает максимального значения  $1 + \xi = 1,1$ , и после полного закрытия ( $\alpha_0 = 0$ ) создаются небольшие колебания давления с периодом  $t_n$ , которые постепенно затухают.

Основными временными показателями процесса потери привода являются  $T_{n0}$  — время до изменения направления расхода (переход из насосного режима в режим противотока),  $T_{n0}$  — время до изменения направления вращения (переход из режима противотока в турбинный),  $T_n$  — время закрытия направляющего аппарата в насосном режиме.

Важным динамическим показателем является значение минимального напора при  $t = T_{n0}$ , составляющее в данном случае  $1 + \xi = 0,38$ , т. е. напор в спиральной камере уменьшается на 62 %.

## 28.6. РАСЧЕТЫ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОАГРЕГАТОВ ГАЭС С ОБРАТИМЫМИ ГИДРОМАШИНАМИ

При проектировании ГАЭС расчеты переходных процессов проводятся в целях

определения динамических показателей, основными из которых являются распределение давления с учетом гидравлического удара в верховых и низовых стационных водоводах и в пределах проточного тракта гидромашин, изменение частоты вращения гидроагрегата, время пуска, время перевода из одного рабочего режима в другой, скорость набора мощности в турбинном режиме и нагрузки в насосном. Важной задачей расчетов переходных процессов является выявление оптимальных режимов регулирования гидромашин, а в ряде случаев и корректировка конструктивных схем и размеров системы напорных водоводов (например, оценка необходимости уравнительного резервуара), некоторых параметров гидроагрегата (например, значения маховых моментов).

Учитывая важность правильного определения динамических показателей переходных процессов агрегатов ГАЭС, на стадии проекта они должны устанавливаться по результатам полных расчетов, т. е. по математической модели с максимальным приближением к реальным условиям работы. На предварительных стадиях проектирования могут использоваться и приближенные, обобщенные методы определения динамических показателей.

Метод расчетов переходных процессов агрегатов ГАЭС с обратимыми гидромашинными в целом аналогичен методу расчетов агрегатов ГЭС (см. гл. 12), однако в ГАЭС имеются и специфические особенности, связанные с реверсивностью движения, более широким диапазоном и большим разнообразием видов переходных процессов.

Изменение давления в напорном тракте определяется расчетом гидравлического удара, который, как правило, выполняется на ЭВМ с учетом упругих деформаций воды и стенок водоводов одним из численных методов (метод характеристик, явный метод конечных разностей и др.). При этом система дифференциальных уравнений (см. § 12.9) сводится к системе алгебраических уравнений, и искомое значение напора на шаге по времени  $\Delta t$  для  $i$ -го участка длиной  $l_i$ , на котором сохраняются неизменными значения  $c_i$  и  $F_i$  можно найти из выражений

$$H_{(i+1)(t+\Delta t)} = H_{it} - h_{it} + \frac{c_i}{gF_i} (Q_{it} - Q_{(i+1)(t+\Delta t)}); \quad (28.12)$$

$$H_{it(t+\Delta t)} = H_{(i+1)t} + h_{it} - \frac{c_i}{gF_i} (Q_{(i+1)t} - Q_{it(t+\Delta t)}), \quad (28.12a)$$

где  $H_i$  ( $i = 1, 2, \dots, m$ ) — напор в сечении водовода, отсчитанный от условной плоскости сравнения 0—0, обычно от УНБ (рис. 28.18, а);  $c_i$  — скорость распростране-

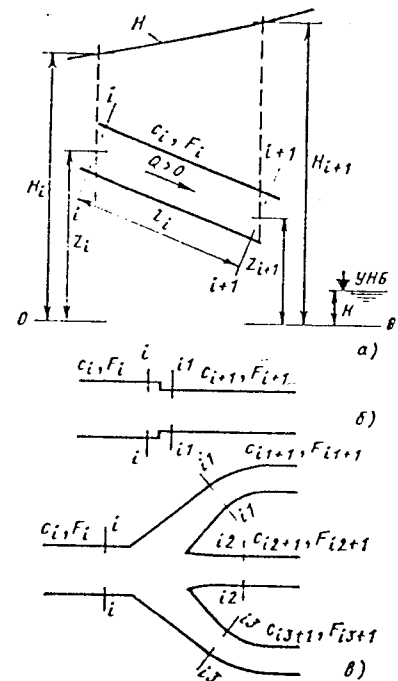


Рис. 28.18. К расчету гидравлического удара в напорных водоводах ГАЭС

ния волны гидравлического удара на  $i$ -м участке водовода площадью  $F_i$ ;  $Q_i$  — расход в сечении  $i$  водовода (считается положительным при турбинном режиме);  $h_i$  — гидравлические потери на участке водовода  $l_i$ .

Значения  $h_i$  определяются по формуле

$$h_i = K_{\mu i} |Q_i| |Q_i|, \quad (28.13)$$

где  $K_{\mu i}$  — коэффициент гидравлических потерь.

В некоторых случаях, когда длина напорных водоводов невелика ( $l/c < 0,1$ ), гидравлический удар можно определять без учета упругости (жесткий удар). При этом напор в сечении  $i$  водовода находится решением дифференциального уравнения

$$H_i = H_0 - \frac{h_0 l}{Q_0^2} |Q| |Q| - T_{\omega i} \frac{H_0}{Q_0} \frac{dQ}{dt}, \quad (28.14)$$

где  $T_{\omega i}$ ,  $h_{0i}$  — постоянная инерции напорного водовода по (28.3) или (28.4) и гидравлические потери на участке водовода от сечения  $i$  до сечения  $l$ , определяемые для расхода  $Q_0$  и напора  $H_0$ .



Для таких процессов, как сбросы нагрузки, отключение гидроагрегата, работающего в насосном режиме от сети (потеря привода), пуск гидроагрегата в турбинный и насосный режимы, необходимо учитывать изменение частоты вращения.

Дифференциальное уравнение вращения агрегата ГАЭС имеет вид

$$T_a \frac{dx}{dt} = m_{нт} - m_{дг}, \quad (28.15)$$

где  $T_a = T_{a.}$ , по (28.10) или  $T_a = T_{a.}$  по (28.11) — постоянная инерции вращающихся частей агрегата;  $x$  — относительное значение частоты вращения:  $x = n/n_0$ ;  $m_{нт}$  и  $m_{дг}$  — относительные моменты насос-турбины и двигателя-генератора, причем

$$m_{нт} = \frac{M_{нт}}{M_0}; \quad m_{дг} = \frac{M_{дг}}{M_0}; \quad (28.16)$$

$M_0$  — номинальный момент, соответствующий номинальному или начальному параметрам  $N_{от}$ ,  $n_{от}$  и  $N_{он}$ ,  $n_{он}$ , а  $M_{нт}$  — момент насос-турбины, определяемый зависимостью

$$M_{нт} = M_{нт}(a_0, n, N_{нт}), \quad (28.17)$$

которая находится по моментной универсальной характеристике насос-турбины (см. рис. 28.11—28.13) с помощью формул подобия (1.11)—(1.13), причем напор насоса-турбины определяется так:

$$H_{нт} = H_{m+1} - H_{n, m+1}, \quad (28.18)$$

где  $H_{m+1}$  и  $H_{n, m+1}$  — значения динамических напоров, определяемых из решения уравнений (28.12) для сечений ( $i = m + 1$ ) верхних напорных водоводов и ( $i = n + 1$ ) низовых водоводов, граничащих с гидромашинной.

Момент двигателя-генератора  $M_{дг}$  при пуске в генераторный режим работы и после отключения от сети (сброс нагрузки и потеря привода) обычно принимается равным нулю. После синхронизации и включения в сеть  $M_{дг} = M_{ст}$ , что соответствует условию работы гидроагрегата с постоянной частотой вращения  $n = \text{const}$  в турбинном и насосном режимах. На процесс пуска гидроагрегата в насосный режим работы существенно влияет  $M_{дг}$ . При прямом пуске  $M_{дг}$  зависит от конструкции электрической части двигателя-генератора (с пусковой демпферной обмоткой, с массивными полюсами, комбинированная конструкция) и определяется видом характеристики асинхронного хода

$$M_{дг} = M_{д}(U, n), \quad (28.19)$$

т. е. зависит в основном от напряжения  $U$  и частоты вращения  $n$  (скольжения). Если для пуска используется специальный асинхронный двигатель или применяется частотный пуск от статического преобразователя тока (в настоящее время обычно применяются статические тиристорные преоб-

разователи), то  $M_{д}$  определяется их характеристиками.

Для решения системы уравнений (28.12)—(28.15) необходимо задать начальные и краевые условия. Начальные условия определяют стационарный режим всего тракта и гидроагрегата перед началом переходного процесса при  $t = 0$ , представляемый параметрами  $H_i(0)$ ,  $H_{нi}(0)$ ,  $Q(0)$ ,  $M(0)$ ,  $n(0)$ .

Краевые условия фиксируют соотношения параметров на границах расчетных участков  $i$ . Для начального сечения верхнего напорного водовода  $i = 1$ ,  $H_1 = H_0$ , аналогично для низового  $n i = 1$ ,  $H_{н1} = H_{н0} = \text{const}$ .

В месте изменения диаметра водовода (рис. 28.18, б) краевые условия  $H_i = H_{i+1}$ ;  $Q_i = Q_{i+1}$ .

В месте разветвления водовода (рис. 28.18, в)  $H_i = H_{i1} = H_{i2} = \dots$ ;  $Q_i = -(Q_{i1} + Q_{i2} + \dots) = 0$ .

Важное значение имеет краевое условие, определяемое гидромашинной. Для точного и полного его представления используется четырехквadrантная универсальная характеристика насос-турбины (см. рис. 28.11—28.13). Момент определяется по (28.17). Расход в граничных с гидромашинной сечениях напорных водоводов — верхнего  $i = m + 1$  и низового  $n i = m + 1$  — определяется в соответствии с (1.12) формулой

$$Q_{m+1} = Q_{n, m+1} = Q_i' D^2 \sqrt{H_{нт}}, \quad (28.20)$$

причем  $H_{нт}$  находится по (28.18).

Соотношение (28.20) соответствует условию, когда в пределах напорного тракта гидромашинной не происходит разрыва сплошности потока. В противном случае  $Q_{m+1} \neq Q_{n, m+1}$ .

Для полноты расчетов можно учитывать и инерцию потока в проточном тракте самой гидромашинной, тогда часть тракта, включающую спиральную камеру и статор, относят к верхнему водоводу, а отсасывающую трубу и полость рабочего колеса — к низовому. Приведение длин производится в соответствии с (28.5).

Замыкание системы уравнений при расчетах переходных процессов осуществляется заданием режима регулирования гидромашинной, представляющего зависимость изменения открытия направляющего аппарата во времени  $a_0(t)$  или хода сервомотора  $\psi(t)$ . В последнем случае задается и кинематическая связь  $a_0(\psi)$ . Для насос-турбин двойного регулирования (диагональных и осевых) дополнительно должен задаваться режим изменения угла установки лопастей рабочего колеса.

Представленная система уравнений и характеристик является математической моделью обратимых агрегатов ГАЭС вместе с системой напорных водоводов. Ее решение и анализ могут выполняться раз-

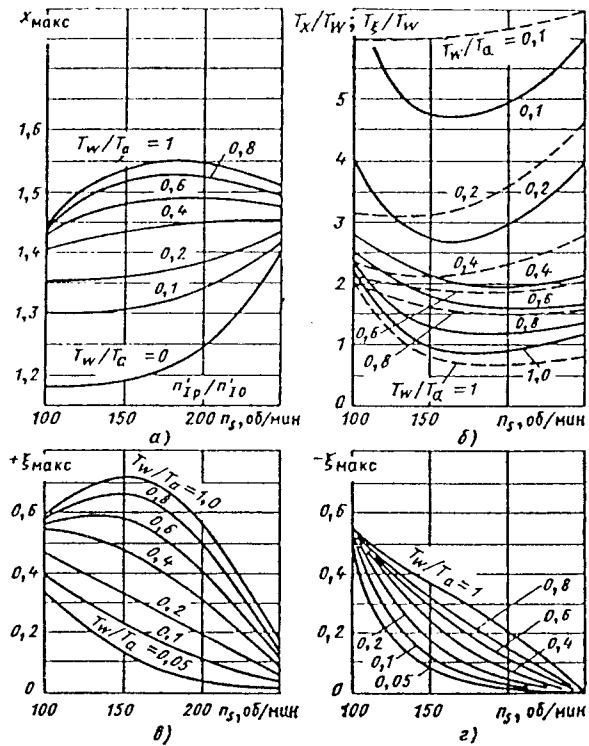


Рис. 28.19. Обобщенный график показателей переходного процесса при выходе агрегата ГАЭС с гидромашинной РОНТ в разгон:

$$----- T_x/T_w; \quad \text{---} T_z/T_w$$

личными способами. Наиболее широкое возможности дает использование ЭВМ.

Могут использоваться табличные вычисления на программируемых микрокалькуляторах и графические способы расчетов переходных процессов, особенно для относительно простых схем.

Предварительная оценка параметров переходных процессов и условий регулирования обратимых агрегатов ГАЭС может производиться по графикам и формулам Н. Н. Аршеневского, построенным на основании обобщения результатов многочисленных расчетов в широком диапазоне показателей.

На рис. 28.19 даны графики, характеризующие процесс выхода гидроагрегата в разгон. Этот процесс, протекающий при постоянном открытии направляющего аппарата, важен не только как возможный аварийный случай, но и как показатель специфики обратимых гидромашин. Графики построены для насос-турбин типа РОНТ при полном открытии  $\alpha = 1$  ( $\alpha$  — относительное открытие,  $\alpha = a_0/a_{ор}$ , где

$a_{ор}$  — расчетное открытие). Они позволяют определить значения наибольшей относительной частоты вращения (рис. 28.19, а):

$$x_{\max} = n_{\max}/n_0, \quad (28.21)$$

максимального повышения напора ( $+\xi_{\max}$ ) (рис. 28.19, б) и наибольшего понижения напора ( $-\xi_{\max}$ ) (рис. 28.19, в):

$$\xi = \Delta H/H_0,$$

где  $\Delta H$  — инерционное изменение напора (гидравлический удар) в напорных водоводах;  $H_0$  — начальный напор. Кроме того, даются значения временных показателей  $T_x/T_w$  и  $T_z/T_w$  (рис. 28.19, г) — времени достижения максимальной частоты вращения и максимума положительного удара. Все эти параметры даны в функции от расчетного коэффициента быстроходности в турбинном режиме  $n_s$ , определяемого по формуле (1.15).

Графики показывают, что на параметры процесса разгона кроме типа гидромашинной (быстроходности  $n_s$ ) большое влияние оказывают постоянные времени  $T_w/T_a$ . Напри-

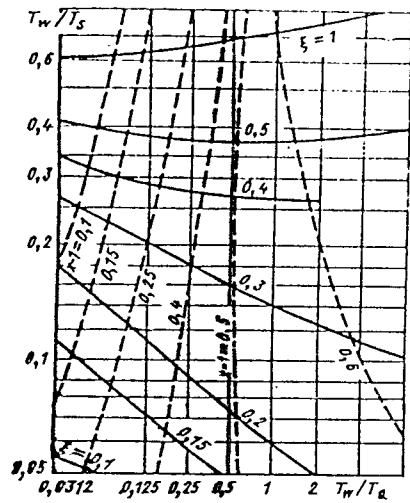


Рис. 28.20. Графики показателей процесса сброса полной нагрузки с агрегата ГАЭС с гидромашинной РОНТ ( $n_s = 250$  об/мин,  $Q'_{10} = 569$  л/с,  $n'_{10} = 94,5$  об/мин,  $M'_{10} = 500$  Н·м)

мер, для  $n_s = 200$  об/мин, если при  $T_w = 0$ ,  $x_{\max} = 1,24$ , то при  $T_w/T_s = 0,4$ ,  $x_{\max} = 1,45$ , т. е. максимальная частота вращения может значительно превысить статический разгон.

Показатели переходных процессов при сбросах нагрузки в турбинном режиме и закрытии направляющего аппарата с постоянной скоростью за время  $T_s$  могут быть определены по графикам на рис. 28.20 ( $n_s = 250$ ), рис. 28.21 ( $n_s = 165$ ) и рис. 28.22 ( $n_s = 100$ ). Графики построены в относительных координатах  $T_w/T_s$  для сброса полной нагрузки (указаны начальные значения  $Q'_{10}$ ,  $n'_{10}$  и  $M'_{10}$ ) и позволяют находить значения  $\xi$  — относительное общее инерционное изменение давления (гидравлический удар) всего напорного тракта и  $(x-1)$  — относительное максимальное повышение частоты вращения агрегата. Если имеются верховой и низовой стационные водоводы ( $L_v$  и  $L_n$ , рис. 28.10), то гидравлический удар распределяется на  $\xi_n > 0$  и  $\xi_n < 0$ , причем

$$|\xi_n| + |\xi_n| = \xi \quad |\xi_n|/T_{wv} + |\xi_n|/T_{wn} = \xi/T_w \quad (28.22)$$

Пример использования графиков. Исходные данные:  $H_0 = 100$  м;  $n_s = 250$ ;  $T_w = 10$  с;  $T_w = 5,0$  с;  $T_w/T_s = 0,5$ . Требуется определить  $T_s$ , при котором гидравлический удар не превышает значения

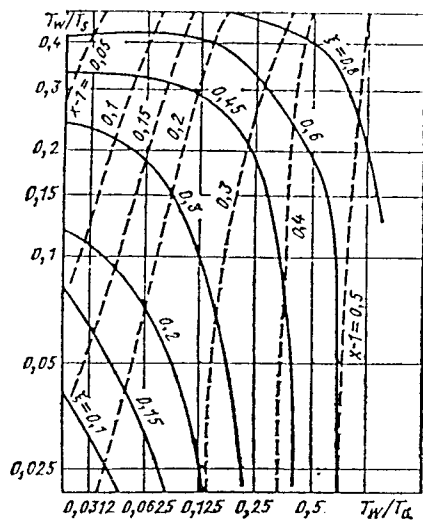


Рис. 28.21. График показателей процесса сброса полной нагрузки с агрегата ГАЭС с гидромашинной РОНТ ( $n_s = 160$  об/мин,  $Q'_{10} = 275$  л/с,  $n'_{10} = 91$  об/мин,  $M'_{10} = 220$  Н·м)

$\Delta H = 35$  м. Принимая  $T_s = 10$  с, имеем  $T_w/T_s = 0,5$ . По графику рис. 28.20  $x-1 = 0,47$ ;  $x = 1,47$ ;  $\xi = 0,85$ ;  $\Delta H = 85$  м. Удар слишком велик. Увеличиваем время закры-

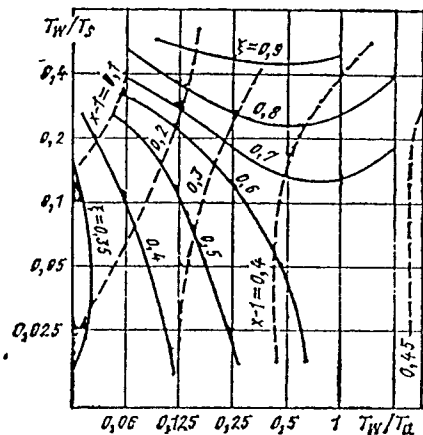


Рис. 28.22. График показателей процесса сброса полной нагрузки с агрегата ГАЭС с гидромашинной РОНТ ( $n_s = 100$  об/мин,  $Q'_{10} = 110$  л/с,  $n'_{10} = 89,5$  об/мин,  $M'_{10} = 980$  Н·м)

тия до  $T_s = 30$  с. Для этих условий  $T_w/T_s = 0,167$ ;  $x-1 = 0,49$ ;  $x = 1,49$ ;  $\xi = 0,31$ ;  $\Delta H = 31$  м. Удар уменьшился почти в три раза, а повышение частоты вращения возросло всего на 2 %.

Анализ приведенных графиков позволяет установить и некоторые общие закономерности. Так, повышение частоты вращения при сбросах нагрузки в основном определяется значением постоянной времени гидроагрегата  $T_s$  (точнее, отношением  $T_w/T_s$ ) и мало зависит от времени закрытия  $T_s$ . Более существенно  $T_s$  влияет на значение гидравлического удара, причем для  $n_s < 160$  (рис. 28.22 и 28.23) существенное влияние  $T_s$  проявляется в зоне  $T_w/T_s > 0,1 \div 0,2$ , т. е. при относительно быстром закрытии.

Процесс потери привода, возникающий после отключения от сети агрегата ГАЭС, работающего в насосном режиме, как видно из рис. 28.17, характеризуется широким диапазоном изменения расхода, частоты вращения, давления во всем напорном тракте и др. Установлено, что основные временные показатели процесса потери привода — время снижения расхода до нуля  $T_{Q0}$  и время уменьшения частоты вращения до нуля  $T_{n0}$  — мало зависят от типа насос-турбины и от времени закрытия направляющего аппарата, если оно не слишком мало. Приближенную оценку их значений можно производить по обобщенным зависимостям следующего вида:

$$\left. \begin{aligned} T_{Q0} &= (1,34 + 1,75) T_{a,n} \sqrt{T_{wn}/T_{a,n}} \\ T_{n0} &= (2,1 + 2,9) T_{a,n} \sqrt{T_{wn}/T_{a,n}} \end{aligned} \right\} \quad (28.23)$$

в которых  $T_{wn}$  определено по (28.4) и  $T_{a,n}$  — по (28.11).

Важным является вопрос о выборе времени закрытия направляющего аппарата  $T_s$  при потере привода. Чрезмерное уменьшение  $T_s$  может приводить к резкому падению давления в верховом водоводе и образованию опасного вакуума, вплоть до разрыва сплошности потока. Увеличение  $T_s$  приводит к попаданию гидромашин в режим протнвотока, неблагоприятный из-за повышенной нестационарности (пульсации, вибрации), а затем и в турбинный режим работы. Рекомендуется для случая потери привода принимать минимальное значение  $T_s$ , но допустимое по условию, чтобы в водоводе не возник опасный вакуум. Можно ориентироваться на соотношение

$$T_s \geq T_{Q0} + (2 + 2,5) \frac{L_v}{c_n} \quad (28.24)$$

где  $L_v$  — длина верхового напорного водовода (см. рис. 28.10),  $c_n$  — скорость распространения волны гидроудара в водоводе.

В указанных условиях наибольшее инерционное изменение давления при потере привода (гидравлический удар) мало зависит от  $T_s$  и типа гидромашин и приближенно определяется зависимостью

$$\xi = -(0,63 + 0,85) \sqrt{T_w/T_s} \quad (28.25)$$

Значение  $\xi$  относится ко всему напорному тракту. В связи с этим при наличии и низового напорного водовода  $\xi$  надо разделить на две части  $\xi_n$  и  $\xi_n$  (знак  $\xi_n$  обратен знаку  $\xi_n$ ) в соответствии с формулой (28.22).

Приведенные обобщенные зависимости рекомендуются использовать на предварительных стадиях проектирования ГАЭС, а также при анализе полученных результатов полных расчетов переходных процессов.

## Глава 29

### ГИДРОАГРЕГАТЫ ПЭС

#### 29.1. РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОАГРЕГАТОВ ПЭС

К числу перспективных направлений по использованию возобновляемых в природе и неиссякаемых источников энергии (энергии рек, солнца, ветра, геотермальной и др.) относят и использование энергии приливов-отливов.

Первые гидросооружения, использующие энергию приливов-отливов (приливные мельницы, силовые установки для лесопилок и другие), появились в XI веке сначала в Англии, затем во Франции, Китае, России.

Приливные гидросооружения располагались у небольших заливов, имеющих защищенные проливы, соединяющие заливы с

морем. Бассейны отделялись от моря дамбами со шлюзами. В период прилива шлюзы открывались, а в начале отлива закрывались, отсекая от моря воду в бассейне с большим уровнем воды. Запасенная вода срабатывалась, приводя во вращение водяное мельничное колесо. Существовали приливные установки и других типов, например использующие кинетическую энергию приливного течения.

Позднее с возникновением электродвигателей и возрастанием потребности в электрической энергии стали строиться малые приливные электростанции (ПЭС), в частности в Китае. Первые гидроагрегаты малых ПЭС выполнялись с упрощенным турбинным рабочим колесом, обеспечивающим получение единичной мощности

гидроагрегата в несколько киловатт. Со временем конструкция гидроагрегатов совершенствовалась, увеличивались их единичная мощность и размеры гидросооружений.

Постепенно от гидроагрегатов с вертикальной осью перешли к горизонтальным прямоточным и полупрямоточным гидромашинам.

Наиболее эффективное использование энергии приливов-отливов достигается при оснащении ПЭС гидроагрегатами, обеспечивающими работу в шести режимах при двух направлениях движения воды: прямых и обратных турбинных (ПТ и ОТ), прямых и обратных насосных (ПН и ОН), прямых и обратных холостых пропусков воды (ПП и ОП). Однако применяются и другие типы гидромашин, эксплуатируемые при одностороннем направлении движения воды.

Развитие и совершенствование конструкции, так же как и создание проточных частей гидроагрегатов ПЭС, происходило под влиянием создания и освоения гидротурбин для речных гидроэлектростанций. В процессе этого развития гидротурбостроительные фирмы выявили целесообразность применения на низконапорных ГЭС (с напорами до 25 м), а затем на ГАЭС и на ПЭС горизонтальных осевых гидроагрегатов: прямоточных и полупрямоточных шахтных и капсульных.

Осевые горизонтальные гидроагрегаты обладают рядом преимуществ перед вертикальными при использовании на низкие напоры: более высокой КПД в широком диапазоне изменения напоров и мощности; большая пропускная способность (на 20—30%), что позволяет получать заданную мощность гидротурби-

ны с меньшим диаметром рабочего колеса; более высокая частота вращения, вследствие чего снижаются масса генератора и его стоимость; прямолинейные каналы проточной части, что дает возможность строить гидросооружения из сборных блоков промышленными методами; меньшие габариты проточной части и, относительно небольшие заглубления, что снижает объем и стоимость строительных работ; более высокие кавитационные показатели.

От предложения американца Л. Харза (патент 1924 г.) располагать ротор генератора на периферии лопастей рабочего колеса и создания первой прямоточной гидротурбины мощностью 1,84 МВт для ГЭС Гиссен (1938 г., фирма «Эшер Висс») до крупнейшей в мире гидротурбины «Страффо» мощностью 20 МВт для ПЭС Аннаполис (1983 г., фирма «Эшер Висс») [61] — таков путь развития и совершенствования прямоточных гидротурбин, предпочтение которым в настоящее время отдают в Швейцарии, ФРГ.

Во Франции, Швеции, СССР и других странах совершенствовались конструкции капсульных гидроагрегатов.

Созданию фирмой «Нейрпик» для ПЭС Ранс (Франция) современных насос-турбин двустороннего действия, эксплуатируемых в шести режимах (ПТ, ОТ, ПН, ОН, ПП и ОП), предшествовали обширные исследования и отработка опытных модельных и натурных гидроагрегатов, в частности, на ГЭС Камбейрак, Аржанта и ПЭС Сен-Мало.

Параметры гидромашин для этих и некоторых других ГЭС и ПЭС приведены в табл. 29.1.

Отметим, что на ПЭС могут применяться не только насос-турбины двустороннего действия, но и гидротурбины одностороннего действия, как это сделано, например, на ПЭС Аннаполис.

Развитие горизонтальных гидротурбин в СССР началось с разработки опытной горизонтальной прямоточной гидротурбины для Ортачальской ГЭС, полупрямоточной шахтной гидротурбины, эксплуатируемой на Камской ГЭС, капсульных гидротурбин для Киевской и других ГЭС [60]. В настоящее время в СССР накоплен большой опыт проектирования и изготовления капсульных гидроагрегатов, устанавливаемых также и на зарубежных ГЭС (см. т. 2, гл. 10, 11).

Имеющийся отечественный и зарубежный опыт освоения гидротурбин и насос-турбин создает основу для изготовления новых, более крупных гидроагрегатов для проектируемых перспективных ПЭС.

## 29.2. ГИДРОАГРЕГАТЫ ПЭС СЕН-МАЛО И РАНС

Гидроагрегат ПЭС Сен-Мало был установлен в 1959 г. в старом шлюзе, соеди-

нившем приливной бассейн с морем. Гидроагрегат имеет консольное поворотное лопастное рабочее колесо с 4 лопастями. Направляющий аппарат конический с 24 лопатками без резиновых шнуров уплотнения по торцам. Управление осуществляется посредством регулирующего кольца, приводимого в движение двумя масляными сервомоторами.

Опорные элементы конструкции включают статор с 12 колоннами (8 тонких литых и 4 полых сварных), 4 предварительно напряженных растяжки капсулы, проходную колонну. Статорные колонны перпендикулярны оси турбины. Проходная колонна используется для пропускания шиннопроводов, для обеспечения доступа в головную часть капсулы и для размещения бака-охладителя масла. Диаметр капсулы составляет 0,86 D<sub>1</sub>.

Генератор и опорный подшипник гидротурбины консольно крепятся к статору. Подпятник закреплен на крестовине, жестко закрепленной в капсуле. Генератор синхронный, двустороннего вращения, при насосных режимах работает как асинхронный двигатель. Генератор оборудован принудительной аксиальной системой охлаждения.

Ротор охлаждается воздухом, нагнетаемым вентилятором. Применение сжатого воздуха делает невозможным доступ в капсулу при работающей машине. Тепловые потери статора уносятся потоком воды, омываемой капсулу.

Для обеспечения работы во всех эксплуатационных режимах (табл. 29.1) на гидроагрегате ПЭС Сен-Мало впервые было применено рабочее колесо с S-образной формой профиля лопасти. Это позволило уменьшить диапазон изменения угла установки лопастей (до 45 вместо 230°), упростить конструкцию рабочего колеса, обслуживание и обеспечивало осуществление плавного перехода из одного режима в другой без отключения генератора даже при перемене направления вращения.

Гидроагрегат ПЭС Сен-Мало испытывался в качестве прототипа гидроагрегатов большой серии для ПЭС Ранс (рис. 29.1), сооруженной вблизи города Сен-Мало на побережье пролива Ла-Манш (Франция). На ПЭС установлены 24 насос-турбины двустороннего действия. При сохранении общей компоновки гидроагрегата, сходной с ПЭС Сен-Мало, на гидроагрегатах ПЭС Ранс уменьшен диаметр капсулы до 0,8 D<sub>1</sub>, увеличена единичная мощность с 9 до 10 МВт при уменьшении диаметра рабочего колеса с 5,8 до 5,35 м. Сервомотор рабочего колеса перенесен в корпус рабочего колеса, что позволило уменьшить длину консоли. Колонны статора расположены под углом 55° к оси гидромашин.

В гидроагрегате ПЭС Ранс улучшены условия обслуживания, облегчен демонтаж отдельных деталей и укрупнены узлы — без осушения проточной части можно про-

Т а б л и ц а 29.1. Основные параметры крупных горизонтальных гидромашин ГЭС и ПЭС

ГЭС и ПЭС (страна)	Число гидроагрегатов	Режимы работы	Колебания напоров (режим работы), м	Номинальные параметры			Диаметр рабочего колеса, м	Частота вращения, об/мин	Год ввода в эксплуатацию
				Напор, м	Расход, м <sup>3</sup> /с	Мощность, МВт			
Камбейрак (Франция)	1	ПТ, ОТ, ПН, ОН, ПП, ОП	3—10,75 (ПТ ОТ) ПН и ОН от 1 до 3	10,75	55	5,15	3,1	150	1957
Аржанта (Франция)	1	ПТ, ПН	ПТ от 9,5 до 16,5	16,5	95,5	14,4	3,8	150	1958
Сен-Мало (Франция)	1	ПТ, ОТ, ПН, ОН, ПП, ОП	ПТ и ОТ от 1 до 11 ПН и ОН от 1 до 6	4,8	310	9,0	5,8	88,2	1959
Ранс (Франция)	24	ПТ, ОТ, ПН, ОН, ПП, ОП	ПТ и ОТ от 1 до 11 ПН и ОН от 1 до 6	5,75	283	10,0	5,35	93,75	1966
Кислоубская (СССР)	1	ПТ, ОТ, ПН, ОН, ПП, ОП	ПТ и ОТ от 0,25 до 2,5 ПН и ОН от 0 до 1,3	1,3	52	0,4	3,3	72/600 *	1968
Аннаполис (Канада)	1	ПТ, ПП	ПТ от 4 до 7,1	5,5	408,2	17,6	7,6	50	1983
Кольская (СССР)	2	ПТ, ОТ, ПН, ОН, ПП, ОП	ПТ и ОТ от 2,5 до 8,0 ПН и ОН от 0 до 1,5	3,89	641	18,3	10,0	41,7	Проект

\* В знаменателе — частота вращения двигателя-генератора.

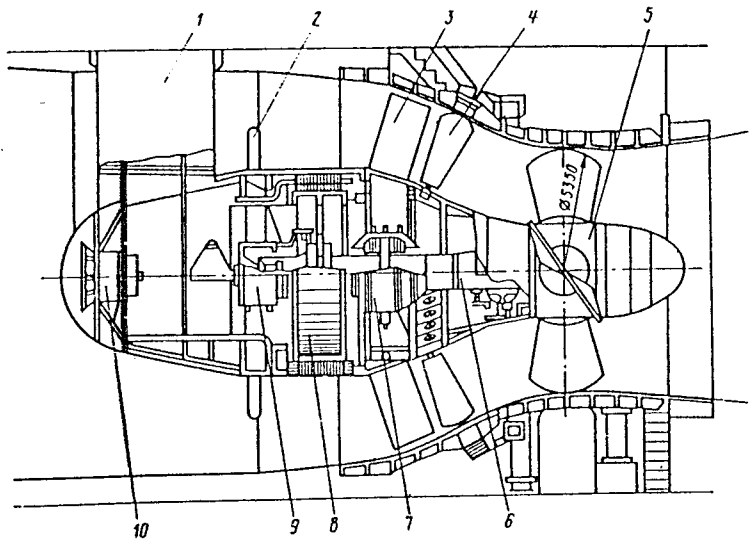


Рис. 29.1. Гидроагрегат ПЭС Ранс:

1 — проходная колонна; 2 — растяжка; 3 — статор; 4 — направляющий аппарат; 5 — рабочее колесо; 6 — вал; 7 — подшипник, совмещенный с двухсторонним подпятником; 8 — двигатель-генератор; 9 — подшипник; 10 — вентилятор

изводить замену вкладышей и дифлекторов подшипников, элементов уплотнения, роторных полюсов, вспомогательного оборудования и др.

Испытания и последующая многолетняя эксплуатация гидроагрегатов ПЭС Ранс показали высокие эксплуатационные свойства капсульных гидроагрегатов и эффективность использования.

### 29.3. НАСОС-ТУРБИНА КИСЛОГУБСКОЙ ПЭС

Опытная Кислогубская ПЭС сооружена в губе Кислой вблизи г. Мурманска. Оборудована одним гидроагрегатом, изготовленным французской фирмой «Нейрпик». Строительство здания ПЭС осуществлялось наливным способом. Блок изготавливался в строительном доке, транспортировался на ялву к месту погружения на основание и там заполнялся балластом для обеспечения устойчивости против всплытия и сдвига. Гидроагрегат предназначен для эксплуатации в шести режимах (табл. 29.1) и установлен капсулой в сторону бассейна (верховое расположение капсулы для прямых режимов работы).

Гидроагрегат Кислогубской ПЭС (рис. 29.2) выполнен с проточной частью, в основном подобной проточной части гидроагрегатов ПЭС Ранс. Консольное поворотное-лопастное рабочее колесо, имеющее четыре лопасти, обеспечивает в данной проточной части достаточно эффектив-

ную работу (с высокими значениями КПД) как в турбинном, так и в насосном режимах. На рис. 29.3 приведена универсальная характеристика модели насоса-турбины для четырех режимов работы, полученная на основе гарантированной эксплуатационной характеристики.

Ротор генератора соединен с ротором рабочего колеса посредством специальной зубчатой муфты и планетарного мультипликатора, повышающего частоту вращения с 72 до 600 об/мин. Диаметр корпуса рабочего колеса составляет  $d_{ст} = 0,434D_1$ . В корпусе рабочего колеса размещены элементы привода лопастей, в обткателе — сервомотор рабочего колеса.

Направляющий аппарат конической с 20 лопатками слабозогнутого профиля; одна поверхность лопатки плоская. Лопатки посредством рычагов и серг соединены с регулирующим кольцом, управляемым двумя сервомоторами.

Статор имеет 10 колонн, из которых 3 колонны выполнены утолщенными и полыми, используются для проводки трубопроводов. К капсуле, имеющей максимальный диаметр  $0,8D_1$ , примыкают две утолщенные колонны: одна из них служит для обеспечения доступа в головную часть капсулы, другая колонна опорная, служит для обеспечения большей устойчивости и жесткости конструкции и для размещения в ней сливного масляного бака.

Наибольшая ширина подлода составляет  $1,6D_1$ , что меньше принимаемого для

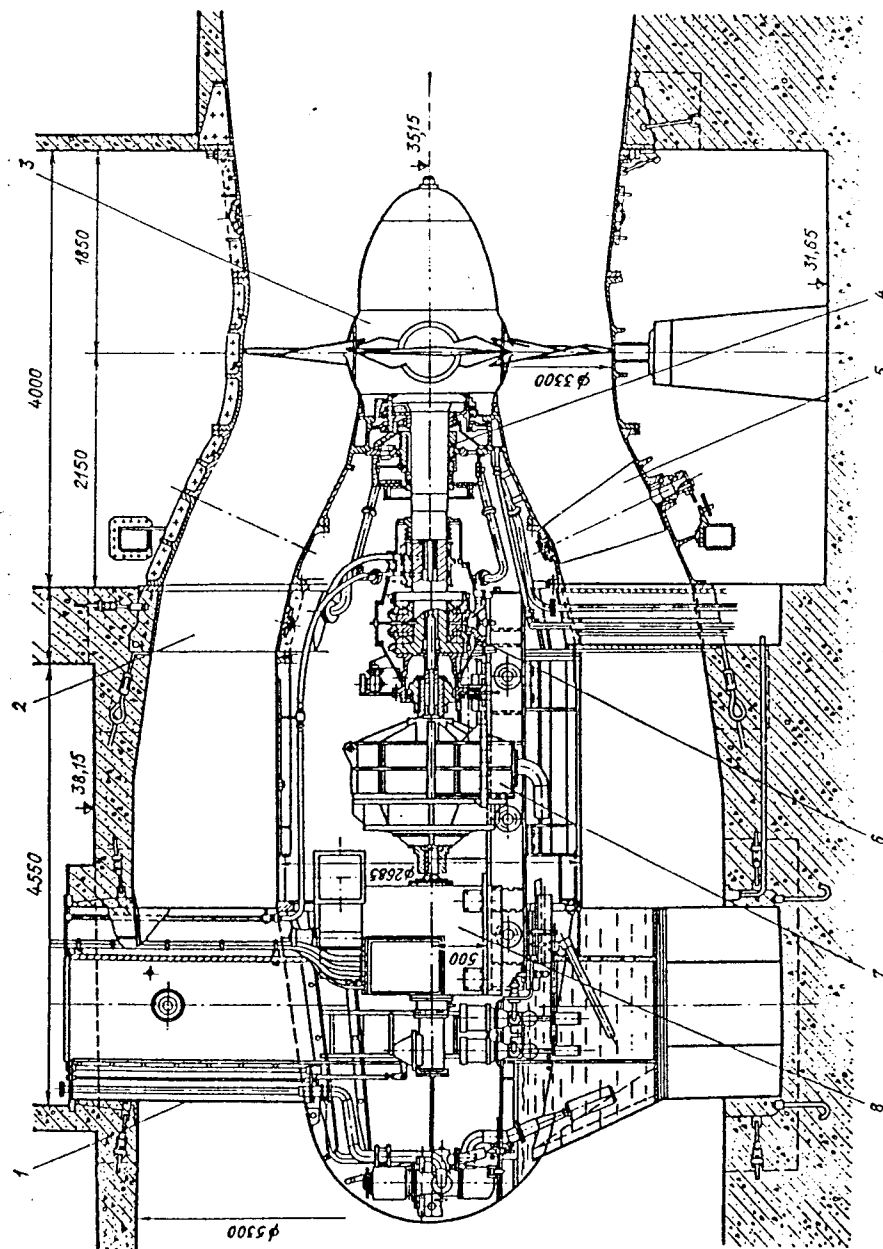


Рис. 29.2. Гидроагрегат Кислогубской ПЭС:

1 — проходная колонна; 2 — статор; 3 — рабочее колесо; 4 — направляющий аппарат; 5 — подшипник, совмещенный с двухсторонним подпятником; 6 — подшипник; 7 — мультипликатор; 8 — двигатель-генератор

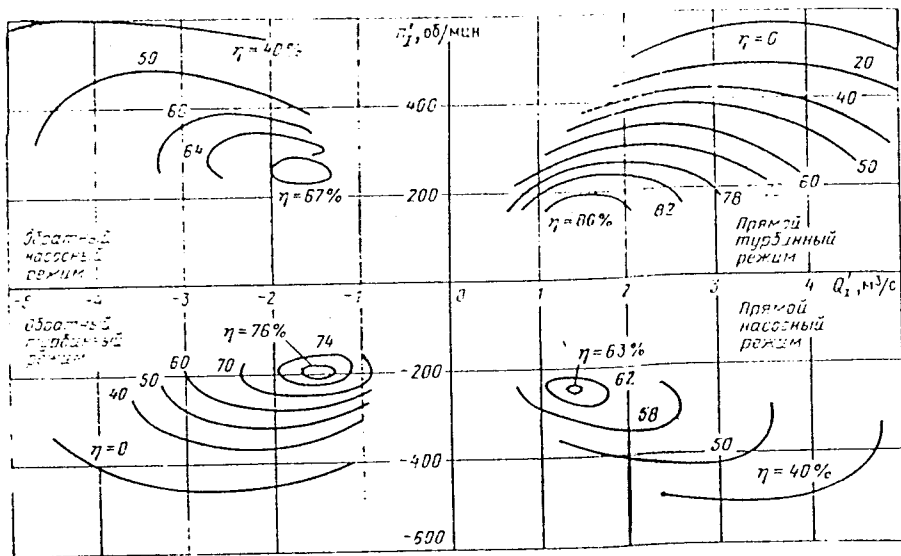


Рис. 29.3. Универсальная характеристика насоса-турбины Кислогубской ПЭС

типовых капсульных гидротурбин, ширина подвода для которых принимается в пределах  $(1,9 \div 2,25)D_1$ . Общая длина проточной части составляет примерно  $10D_1$ .

Ротор рабочего колеса опирается на два подшипника, из которых один, расположенный со стороны мультипликатора, совмещен с подпятником. Подпятник имеет вкладыш, на который опираются два диска качающихся сегментов. Между ними расположен маслоприемник, питающий сервомотор рабочего колеса. Уплотнение рабочего колеса угольное. Гидроагрегат выполнен с раздельной смазкой подшипниковых узлов, осуществляемой самотеком.

Мультипликатор соосного типа, одноступенчатый с тремя планетарными шестернями и встроенным механизмом расцепления и сцепления (муфтой). Смазка и привод муфты осуществляются специальными насосами.

Синхронный двигатель-генератор с воздушным замкнутым охлаждением опирается на два роликовых подшипника. Ротор снабжен дисковым тормозом, состоящим из двух пневматических домкратов.

Питание маслом системы управления осуществляется маслonaпорной установкой. Давление масла в системе 4 МПа. Компрессорная установка используется для зарядки котла маслonaпорной установки и для поддержания давления 1 МПа в ресивере торможения. Для смазки турбинного подшипника во время пуска и остановки гидроагрегата имеются пусковые насосы, создающие давление 2 МПа.

Гидроагрегат не имеет регулятора скорости, не может работать в турбинном режиме без связи с системой. Управление гидроагрегатом осуществляется посредством пускоостанавливающего устройства. Регулирование осуществляется через блок управления лопастями и следящую систему, управляющую открытием направляющего аппарата. Комбинаторная связь обеспечивается при прямом турбинном и обратном насосном режимах. В остальных режимах направляющий аппарат блокируется в положении полного открытия ( $\alpha_0 = 100^\circ$ ). Углы установки лопастей изменяются для различных режимов в пределах от  $-3$  до  $+37^\circ$ .

#### 29.4. ГИДРОТУРБИНА «СТРАФЛО»

Приливная электростанция Аниаполис [61], построенная в заливе Фанди на канатском побережье, оснащена опытной гидротурбиной «Страфло» (рис. 29.4). Турбина «Страфло» представляет собой разновидность проточной гидротурбины, отличие от которой заключается в применении гидростатических уплотнений (вместо обычных манжетных), обеспечивающих повышение надежности от проникновения протечек в область генератора и к турбинным подшипникам через зазоры между вращающимися и неподвижными частями [62]. Гидротурбина, разработанная фирмой «Эшер Висс» (Швейцария), была изготовлена в Канаде и введена в эксплуатацию в 1983 г. При строительстве ПЭС Аниаполис

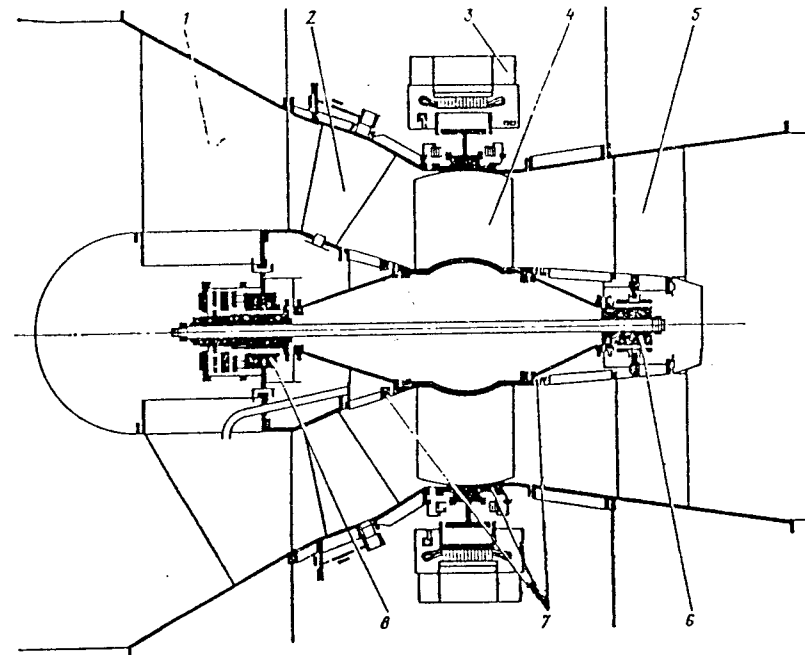


Рис. 29.4. Гидротурбина «Страфло»

ли была использована существующая плотина, предназначенная для защиты поймы реки, впадающей в залив, от подтопления приливом во время речного паводка [61].

Направляющий аппарат 2 конический с 18 лопатками, регулируемый посредством системы поворота и регулирующего кольца, управляемого двумя сервомоторами. Рабочее колесо 4 выполнено с четырьмя неповоротными лопастями, приваренными к наружному ободу рабочего колеса. К ободу прикреплены полюсы ротора генератора.

Вал опирается на два подшипника. Верховой подшипник 8 выполнен совмещенным с подпятником, низовой 6 расположен в низовом неподвижном обтекателе, опирающемся на трехколонный выходной статор 5. Подшипники выполнены обычного гидродинамического типа с вкладышами. При пуске и остановке к подшипникам подводится масло под давлением. При нормальной эксплуатации смазка осуществляется системой обычной масляной смазки и охлаждения.

Между корпусом рабочего колеса и неподвижными частями (обтекателями), а также между ротором и статором генератора имеются гидростатические уплотнения 7. Доступ к верховому подшипнику осуществляется через шахту 1, выполненную в

центральном бетонном бычке, соединяющемся с капсулой и разделяющем подвод на два канала.

Уплотнения обода ротора находятся в специальном кожухе, располагаемом вокруг корпуса гидротурбины, протечки через уплотнения отводятся по трубам в дренажный колодец. Для смазки гидростатических уплотнений подается под давлением отфильтрованная вода. Имеются и ремонтные уплотнения (резиновые шланги, заполняемые воздухом под давлением).

Защита от коррозии узлов и деталей гидротурбины и генератора, находящихся под воздействием соленой морской воды и влажного морского воздуха, обеспечена антикоррозийными материалами и защитными покрытиями. Лопастни рабочего колеса выполнены из нержавеющей стали, поверхность корпуса рабочего колеса и обода ротора облицованы нержавеющей сталью. Для предотвращения коррозии других элементов конструкции (кроме защитных покрытий) установлена система катодной защиты. Генератор 3 с максимальной мощностью 21,25 МВт, частотой 60 Гц имеет максимальный диаметр по кожуху 10 м (1,32 $D_1$ ). Для обеспечения доступа к ротору, статору и рабочему колесу во время ремонта статор сдвигается по рельсам в осевом направлении.

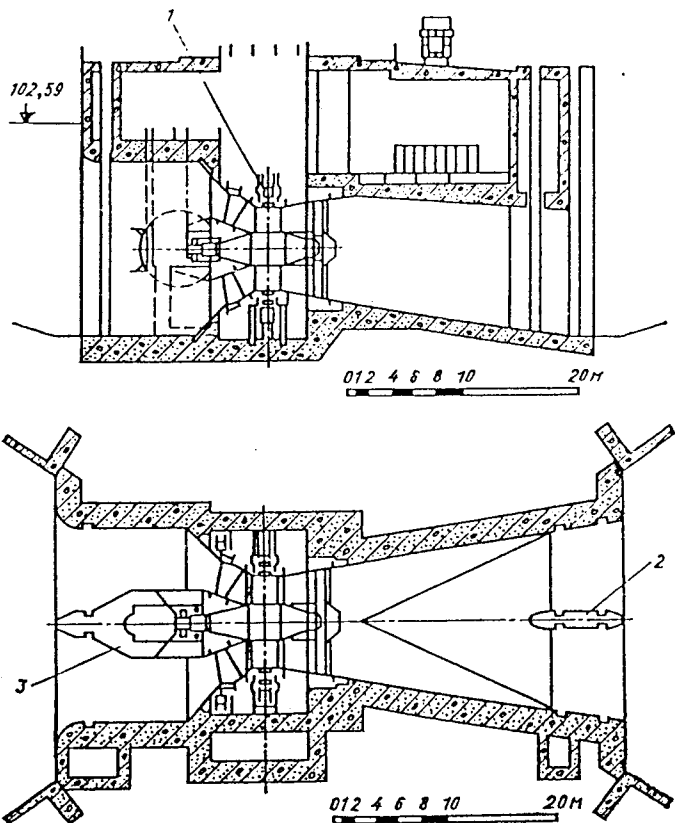


Рис. 29.5. Вертикальный и горизонтальный разрезы по зданию ПЭС Аннаполис:  
1 — гидротурбина «Страфло»; 2 — бычок в отсасывающей трубе; 3 — бычок в подводе (с шахтой)

Отсасывающая труба гидроагрегата ПЭС Аннаполис (рис. 29.5) выполнена с прямоугольным выходным сечением ( $1,45D_1 \times 1,84D_1$ ), разделенным бычком. Ширина подвода  $2D_1$ , общая длина проточной части около  $6D_1$ . Отметим, что для турбины капсульного типа общая длина проточной части принимается  $(9-10,5)D_1$ . Более короткая проточная часть создает основное преимущество прямоточных гидротурбин. В случае использования прямоточных гидроагрегатов в качестве насос-турбин это преимущество сводится к минимуму. Из-за необходимости обеспечения двусторонней работы длины подвода и отвода становятся соизмеримыми.

Другим преимуществом гидроагрегата «Страфло» перед капсульными является большая масса генератора и, следовательно, большая инерционная постоянная ротора, что облегчает регулирование гидроаг-

регата, в том числе и при работе на изолированную нагрузку.

Недостатки прямоточной гидротурбины заключаются в сложности конструкции, необходимости выполнения многократной системы уплотнений для обеспечения надежности предотвращения проникновения воды в генератор, сложности обеспечения поворотности лопастей рабочего колеса, более низких энергетических показателей, меньшей пропускной способности и более низкого КПД из-за наличия вращающегося наружного обода рабочего колеса, толстого входного бычка (шахты) и особенно выходного статора. Применение пропеллерного рабочего колеса делает эти гидротурбины недостаточно эффективными при эксплуатации с переменными нагрузками. Применение на ПЭС гидротурбины одностороннего действия также несколько снижает эффективность использования приливной энергии. Гидроагрегат эксплуати-

руется в турбинном режиме при отливе, когда уровень отсеченной (при приливе) в бассейне воды начинает превышать уровень воды в море.

На ПЭС Аннаполис предполагается во время прилива пропускать воду из моря в бассейн как через водопропускные отверстия, так и через гидроагрегат. Водопропускное сооружение имеет два пролета размером  $9,2 \times 7,3$  м, перекрываемых затворами, и рыбоход размером  $8 \times 7,3$  м.

Управление ПЭС и затворами сооружения осуществляется дистанционно.

## 29.5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ КОЛЬСКОЙ ПЭС

Использование энергии приливов встречает ряд трудностей, связанных с периодическим характером мощности, с низкими напорами на ПЭС, а также с высокими удельными стоимостью, металлоемкостью и трудоемкостью изготовления гидроагрегатов.

Тем не менее интерес к использованию приливной энергии в мире все более возрастает. Разрабатываются проекты строительства ПЭС на побережьях Австралии, Великобритании, Индии, КНР, СССР [63].

В СССР рассматриваются возможности строительства Мезенской ПЭС в одноименном заливе Белого моря, Пенжинской и Тугурской ПЭС в заливе Охотского моря. Сооружению этих и других ПЭС, требующих большого числа гидроагрегатов, должно предшествовать строительство опытной Кольской ПЭС в Ивановском заливе Баренцева моря.

Отметим, что максимальная амплитуда приливов на побережьях СССР, особенно на побережье Белого моря, ниже, чем в створах действующих ПЭС Франции и проектируемых ПЭС в других странах.

На условия Кольской ПЭС ведутся конструктивные проработки вариантов гидромашин, отличающихся как компоновочными решениями, так и режимами эксплуа-

тации. Параметры гидромашин для Кольской ПЭС приведены в табл. 29.1. В качестве основного варианта рассматривается горизонтальная капсульная насос-турбина двустороннего действия, работающая в шести режимах. В конструкции предусматривается применение основных узлов и деталей, аналогичных освоенным на натурных капсульных гидротурбинах.

Поворотно-лопастное рабочее колесо с сервомотором в корпусе или в удлиненном обтекателе в варианте с выходным статором (по потоку в прямом турбинном режиме). Конический направляющий аппарат с 20 лопатками, управляемыми через регулирующее кольцо двумя сервоприводами, располагаемыми в капсуле. Ротор гидроагрегата двухпорный, подшипники сегментные обычной конструкции.

Рассматриваются варианты насос-турбины, оснащенных мультипликатором, расположенным между двигателем-генератором и насос-турбиной, статическим преобразователем частоты для улучшения зоны работы, а также варианты упрощенных конструкций — с пропеллерным рабочим колесом и управляемым направляющим аппаратом с неподвижным направляющим аппаратом и поворотным рабочим колесом. Исследуется возможность применения горизонтальной капсульной гидротурбины одностороннего действия освоенной конструкции. Изыскиваются пути снижения капиталовложений на создание и освоение гидромашин и строительство ПЭС в целом. Каждая из рассматриваемых конструкций имеет свои недостатки и преимущества. Выбор окончательного варианта будет произведен на основании комплексного рассмотрения всех аспектов строительства и эксплуатации ПЭС, обеспечения экономической и надежности с учетом больших амплитуд ветровых волн. Опытные гидромашинные по типоразмеру должны быть аналогичными промышленным образцам для ПЭС.

# НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ ГЭС

## П.1. НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОТУРБИН

Сложность рабочих процессов в гидромашинных, несовершенство методов прогнозирования натуральных параметров, возможные отклонения от теоретических размеров при производстве и монтаже, от проектных условий эксплуатации требуют выполнения натуральных испытаний и наладки вновь вводимого или эксплуатируемого оборудования ГЭС для определения его фактических параметров, оценки условий работы в той или иной компоновке блока ГЭС.

В зависимости от целей и поставленных задач различают основные виды натуральных испытаний: пусконаладочные, приемосдаточные (гарантийные), эксплуатационные, комплексные испытания головных и опытных турбин.

Пусконаладочные испытания гидротурбин проводятся в целях проверки качества изготовления и монтажа основного и вспомогательного оборудования, оценки работоспособности узлов, обеспечения нормального ввода в эксплуатацию новых гидроагрегатов.

В состав пусконаладочных обычно входят следующие испытания: мощностные, вибрационные, системы регулирования, вспомогательного оборудования.

Проведению пусконаладочных испытаний предшествует следующий состав подготовительных работ:

сбор информации (акты приемки, монтажные формуляры) о качестве изготовления и монтажа основного и вспомогательного оборудования, о размерах и форме элементов проточного тракта и рабо-

чих органов, характеристиках кинематических связей  $\varphi = f(\psi_2)$ ;  $a_0 = f(\psi)$ , системах автоматического управления, зазорах в лабиринтных уплотнениях и др.;

проверка работоспособности вспомогательных систем и механизмов (турбинных затворов, клапанов срыва вакуума и впуска воздуха, систем смазки, охлаждения, пневматических устройств);

оснащение аппаратурой измерительных створов, организация постов наблюдения, обеспечение телефонной и другими видами связи постов наблюдения.

Мощностные испытания гидроагрегата на стадии пусконаладочных работ проводятся в целях оценки способности гидроагрегата устойчиво нести нагрузку во всем диапазоне изменения расходов и напора ГЭС и определения его энергетических качеств в пределах эксплуатационной характеристики. Испытания проводятся со снятием энергетических характеристик при изменении открытия направляющего аппарата от холостого хода ( $a_x$ ) до максимального значения при данном напоре ступенями с шагом 5—10% номинального. В процессе испытаний снимаются расходные  $Q = f(a_0)$  (относительным методом), мощностные  $P = f(a_0)$  (рис. П.1) и рабочие  $\eta = f(P)$  характеристики гидроагрегата. Коэффициент полезного действия гидроагрегата определяется по зависимости

$$\eta_{га} = \frac{P}{\rho g Q H}$$

где  $P$  — мощность гидроагрегата на зажимах генератора, кВт;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $Q$  — расход турбины, м<sup>3</sup>/с;  $H$  — напор турбины, м, определенный по разности значений энергии на входе (входное сечение спиральной камеры) и на выходе из турбины (выходное сечение отсасывающей трубы).

Для пусконаладочных испытаний удобнее пользоваться условным КПД, применяя так называемый индексный метод определения расхода турбины,

$$\eta'_{га} = \frac{P}{\rho g k H_0 \sqrt{h}}$$

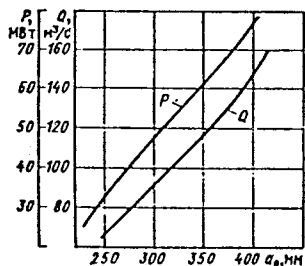


Рис. П.1. Расходная  $Q$  и мощностная  $P$  характеристики турбины ПЛ 60

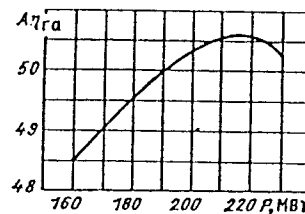


Рис. П.2. Рабочая относительная характеристика гидроагрегата с турбиной РО115 при  $H = 88$  м

где  $H_0$  — напор блока ГЭС,  $H_0 = УВБ - УНБ$ , м;  $h$  — перепад давления в расходящем створе, пропорциональный квадрату расхода турбины;  $k$  — тарировочный коэффициент.

Если исключить из формулы постоянные члены, то она приобретет следующий вид (рис. П.2):

$$\eta_{га} = \frac{P}{H_0 \sqrt{h}}$$

Поворотно-лопастные гидротурбины исследуются как при существующей (заводской) комбинаторной связи  $\varphi = f(a_0)$ , так и при разобранном комбинаторе в пропеллерных режимах на фиксированных через 5° углах разворота лопастей рабочего колеса. Огибающая пропеллерных характеристик (рабочая характеристика) отражает фактические энергетические качества вновь установленного оборудования, является оптимальной для данного напора и в случае ее отличия от существующей рабочей характеристики позволяет провести отладку комбинаторной связи с корректировкой профиля кулачка комбинатора для обеспечения оптимальных режимов работы гидроагрегата (рис. П.3).

Вибрационные испытания рабочих органов и опорных узлов гидроагрегата выполняются для оценки эксплуатационных характеристик блока, качества изготовления и монтажа оборудования, обеспечения его нормального ввода и надежной последующей эксплуатации. Возможной причиной повышенной вибрации

гидроагрегата могут являться силы механического, электрического, гидравлического происхождения.

Механические возмущающие силы чаще всего возникают из-за небаланса ротора гидроагрегата, несоосности линий турбинного и генераторного валов. Электрические возмущающие силы вызваны неуравновешенностью электромагнитных полей ротора и статора генератора. Силы гидравлического происхождения возникают при взаимодействии потока с рабочими органами турбины и элементами проточного тракта. Неравномерность полей скоростей и давлений, срывное обтекание лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса, кавитационные явления, гидравлический небаланс могут вызывать значительные гидродинамические нагрузки на несущие узлы гидромашин и, как следствие, ухудшать вибрационное состояние гидроагрегата.

Для выявления причин, вызывающих повышенную вибрацию гидроагрегата, вибрационные испытания проводятся при различных нагрузочных режимах ( $a_0 = var$ ), а также в режимах холостого хода с возбуждением и без возбуждения генератора.

Программой испытаний предусматриваются следующие режимы работы гидроагрегата: холостой ход без возбуждения, холостой ход с переменным возбуждением [ $U_i = (0,5 \div 1,0) U_n$ ], холостой ход с переменной частотой вращения гидроагрегата ( $n/n_{ном} = 1; 1,1; 1,2; 1,3$ ), нагрузочный режим при различных открытиях направляющего аппарата и углах разворота лопастей рабочего колеса ПЛ турбин (по программе мощностных испытаний), сбросы нагрузки ( $P_i/P_{ном} = 0,25; 0,5; 0,75; 1$ ), перевод в режим синхронного компенсатора (моторный режим).

Виброперемещения крестовин генератора, корпуса турбинного подшипника определяются в трех направлениях: вертикальном, горизонтальном (радиальном по линии УВБ — УНБ) и тангенциальном. Одновременно измеряется бой вала в двух плоскостях. На данном этапе испытаний проводится упрощенная обработка осциллограмм вибрации с оценкой максимальных

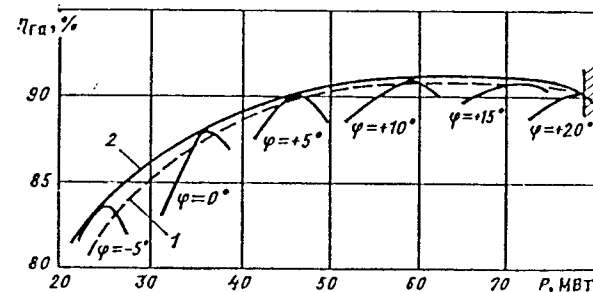


Рис. П.3. Рабочая характеристика турбины ПЛ 60: 1 — существующая комбинаторная зависимость; 2 — оптимальная зависимость при  $H = 59$  м

амплитуд на основных частотах и построением графиков

$$2A = f(P); \quad \delta = f(P),$$

где  $A$  — амплитуда вибрации, мкм;  $\delta$  — амплитуда боя вала, мм.

Анализ вибрационного состояния опорных узлов гидроагрегата при различных схемах его нагружения позволяет выявить основные причины динамических воздействий. Механический небаланс проявляется в горизонтальных вибрациях с оборотной частотой  $f_{об} = n/60$ , Гц, амплитуда которых линейно зависит от квадрата частоты вращения (по опытам холостого хода при  $\lambda = \text{var}$ ). Наличие неуравновешенных электромагнитных сил определяется по опытам холостого хода с переменным возбуждением генератора. Амплитуда горизонтальных вибраций опор с оборотной частотой пропорциональна значению напряжения. Гидравлические возмущающие силы проявляются в основном в вертикальных виброперемещениях опор с частотами, связанными со скоростью вращения гидромашины: оборотной  $f_{об} = n/60$ , двойной оборотной  $2f_{об}$ , лопастной  $f_1 = nz/60$ , лопастной  $f_{2оп} = nz_2/60$ , жгутовой  $f_{ж} = n/(2+5)60$ . При неудовлетворительной оценке вибрационного состояния разрабатываются и осуществляются мероприятия по снижению механического, электрического небалансов (статическая, динамическая балансировка ротора, уменьшение зазоров в подшипниках, обеспечение concentricности в лабиринтах), уменьшению интенсивности гидродинамических нагрузок и кавитационных воздействий (выбор режимов, подрезка лопастей, установка ребер на лопастях, впуск воздуха в зону кавитационной эрозии), ужесточению опорных узлов, изменению схемы опирания трубопроводов, вспомогательного оборудования.

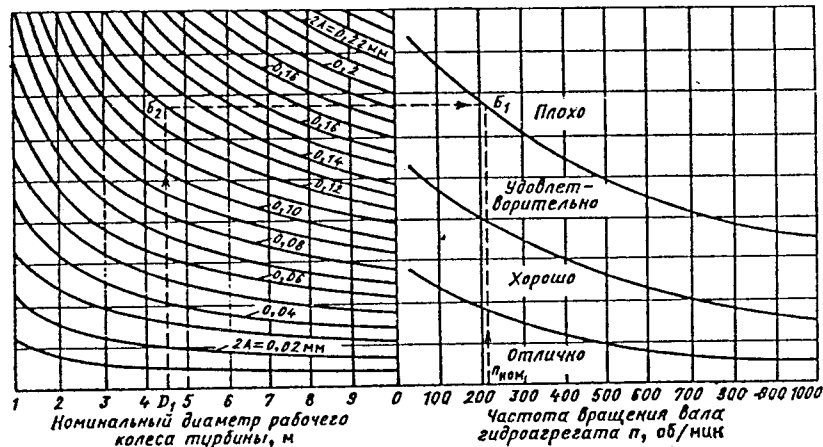


Рис. П.4. Номограммы для определения вибрационного состояния гидроагрегата

До настоящего времени в СССР нет общепринятых критериев вибрационного состояния гидроагрегатов. На рис. П.4 приведены номограммы, предложенные различными специалистами. В пределах деятельности соответствующего комитета МЭК ведется определенная работа в подобном направлении, но законченных рекомендаций еще нет. В гл. 13 тома 2 приведены предложения и рекомендации ПО ЛМЗ.

Испытания системы регулирования гидроагрегата направлены на настройку и ввод в действие регулятора, работающего как замкнутая система с объектом воздействия — гидроагрегатом. При испытаниях проверяется устойчивость работы гидроагрегата на холостом ходу и под нагрузкой и влияние на процесс регулирования различных состояний настраиваемых элементов: степени неравномерности, статизма, быстродействия изодрома и др. Проверяются характеристики пускоостанавливающих устройств органов защиты гидротурбины от разгона.

Для проверки надежности работы оборудования и сооружений в аварийных ситуациях (аварийное отключение потребителя) на гидроагрегатах проводятся испытания режимов сброса нагрузки. В процессе испытаний проверяются основные параметры регулирования, гарантированные заводом-поставщиком оборудования: максимальное повышение частоты вращения гидроагрегата  $\chi_{\max}$ , максимальное повышение давления в спиральной камере  $\xi_{\max}$  и понижение давления в отсасывающей трубе (рис. П.5). В случаях превышения гарантий регулирования производится дополнительная настройка органов регулирования, выбор времени закона перемещения лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса.

Испытания вспомогательного оборудования. При пусконаладочных работах производится наладка и испытания работоспособности основных узлов вспомогательных систем и механизмов: системы технического водоснабжения и системы опорожнения проточного тракта, системы масляного хозяйства, системы пневматического хозяйства, оборудования затворов и гидрподъемников.

В зависимости от принятой системы питания потребителей технической воды (насосная, самотечная, смешанная) при вводе гидроагрегатов в эксплуатацию проводятся испытания работоспособности насосных установок — измерение подачи или определение перепада давления в насосе и температуры охладителей (воздухоохладители генератора, маслоохладители подшипников, подшипников, трансформаторов, турбинные подшипники с водяной смазкой). Испытания системы технического водоснабжения проводятся при различных напорах и разной температуре воды в водотоке для всего диапазона изменения мощности гидроагрегата. При групповой схеме питающих трубопроводов испытания необходимо провести при разном числе работающих потребителей, различных уровнях засорения водоподов. К системам опорожнения воды из проточного тракта (спиральные камеры, отсасывающие трубы, потерны, крышки турбин) предъявляются особые требования к их готовности и обеспечению необходимой производительности во избежание возможности аварийного затопления стационарных помещений. Испытания системы опорожнения предусматривают определение протечек через уплотнения затворов, крышки турбины, фильтрационных расходов через бетон, определение подачи насосов, времени опорожнения проточного тракта, задание интервалов включения и отключения дренажных устройств.

Масляное хозяйство обслуживает наиболее ответственные узлы гидроагрегата: систему регулирования, систему смазки подшипников и подшипников, а также трансформатор. Особые требования предъявляются к работоспособности маслонасосов, фильтров, запорной арматуры. При пусконаладочных испытаниях проводится определение основных характеристик маслостойкостительной аппаратуры и насосной группы. При наладке масляного хозяйства особое внимание следует уделить наладке системы вакуумирования трансформаторного масла.

Пневматическая система обслуживает систему регулирования (котлы маслонепорной установки), воздушные выключатели и разъединители, систему торможения гидроагрегата, схему отжатия воды из камеры рабочего колеса при переводе гидроагрегата в режим синхронного компенсатора, пневмоинструменты. В процессе пусконаладочных работ определяется работоспо-

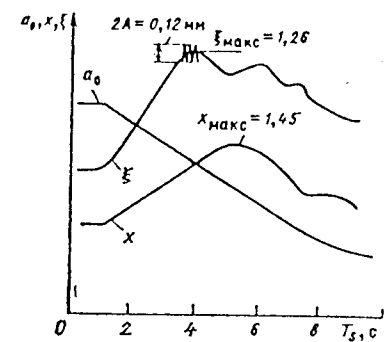


Рис. П.5. Характер изменения параметров турбины РО 75 при сбросе номинальной нагрузки

собность всех узлов (компрессоров, ресиверов, воздухопроводов, фильтров, запорной арматуры, контрольной аппаратуры).

Испытания затворов проводятся в целях определения перестановочных условий, работоспособности сервомоторов гидрподъемников, надежности срабатывания механизма управления. Испытания проводятся при заполненном и опорожненном водоводе. В случае выполнения функций аварийного затвора проводятся опыты опускания затвора в текущую воду. В процессе испытаний дополнительно измеряется давление перед и за затвором, давление в полостях сервомотора, ход и время перемещения поршня сервопривода, минимально допустимое давление в гидрподъемнике, обеспечивающее перемещение затвора.

Премо-сдаточные (гарантийные) испытания гидротурбины проводятся в целях проверки гарантированных заводом-поставщиком основных параметров оборудования: мощности и КПД или дополнительных гарантий по расходу, предельным значениям частоты вращения гидроагрегата, давлению в спиральной камере при сбросах (набросах) нагрузки, по разгонной частоте вращения, кавитационной эрозии. При гарантийных испытаниях предъявляются особые требования к точности измерений и тщательности обработки опытных данных. Этот вид испытаний широко применяется в международной практике. Поэтому состав испытаний, методы измерений и обработки опытных данных, аппаратура, порядок проведения и форма отчетности подробно оговорены международными правилами и изложены в публикации № 41 МЭК. Ниже приведены некоторые аннотированные сведения из документов МЭК.

Обеспечение требуемой точности измерений расхода при гарантийных натуральных испытаниях турбин сопряжено со значительными трудностями, а для ряда компо-



новок блоков низконапорных ГЭС практически неосуществимо. Особую сложность представляют измерения расходов в блоках ГЭС, характеризующиеся большей трудоемкостью и малой точностью. Поэтому в последнее время заводы-поставщики выдают гарантии по основным параметрам натуральных турбин на основании результатов модельных испытаний.

Опыт показывает, что при соблюдении точности изготовления оборудования и его монтажа, а также элементов проточного тракта удается обеспечить в натуральных условиях гарантированные параметры гидроагрегата. Однако на основании результатов модельных испытаний не все параметры надежно гарантируются; не всегда обеспечена идентичность модельных и натуральных условий. Поэтому в ряде случаев выполняются натурные гарантийные испытания.

В состав гарантийных испытаний входят подготовительные работы, мощностные или энергетические испытания, проверка гарантий регулирования и разгонные испытания, кавитационные испытания (проводятся по специальному соглашению, описание испытаний изложено в гл. 4).

На стадии подготовительных работ производится ознакомление с проектной документацией, монтажными формулярами, составляется программа испытаний, где особо оговариваются створы и методы измерений, измерительная аппаратура, ожидаемая точность измерений, оговариваются сроки и условия проведения испытаний. Программа согласовывается заказчиком и заводом-поставщиком оборудования.

Мощностные или энергетические испытания проводятся для определения мощности или абсолютного значения КПД турбины во всем диапазоне изменения нагрузок и напоров и их сопоставления с гарантированными (оговоренными в технических условиях на поставку оборудования). Фактические значения КПД не должны расходиться с гарантированными более, чем это допускает полоса погрешности на поставку отечественного оборудования в другие страны. Выход из полосы погрешностей (особенно за нижний

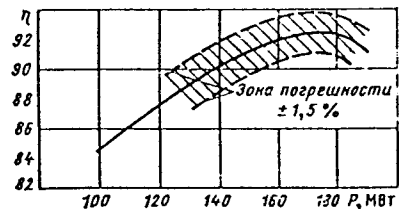


Рис. П.6. Рабочая характеристика турбины РО 75

предел) означает невыполнение гарантий и наложение штрафных санкций. Соответственно уровень погрешностей при энергетических испытаниях имеет первостепенное значение. Он оговаривается до начала испытаний и должен быть записан в договоре (контракте). Испытания проводятся с измерением всех значений абсолютным методом, в том числе значений расхода воды через турбину, способы измерений которого указаны в международных рекомендациях (см. гл. 7).

По материалам испытаний строятся мощностные  $P = f(a_0)$  и рабочие  $\eta_{ра} = f(P)$  характеристики с нанесением полюсов погрешностей измерения КПД (рис. П.6).

Проверка гарантий регулирования и разгонные испытания включают измерения давления в турбинном водоводе (на входе в спиральную камеру) и повышения частоты вращения ротора при аварийных сбросах нагрузки с гидроагрегата и заданных законах перемещения регулирующих органов. Проводят также измерения максимальной частоты вращения при разгоне гидроагрегата для определения фактических значений и сопоставления их с гарантированными. Сбросы нагрузки с гидроагрегата производятся при мощности 25, 50, 75, 100 % номинальной, расчетом и максимальном значении напора и расчетной скорости движения лопаток направляющего аппарата. Испытания на разгон по определению максимальной скорости вращения проводятся при постоянном открытии направляющего аппарата в режиме холостого хода. Следует иметь в виду, что режимы разгона характеризуются значительными динамическими нагрузками, тяжелыми условиями работы всех узлов и могут проводиться только при специальном соглашении.

В целом практика проведения приемодаточных натуральных испытаний в СССР полностью соответствует рекомендациям МЭК.

Эксплуатационные испытания. В процессе эксплуатации основного и вспомогательного оборудования возникают механический износ вращающихся деталей, истирание элементов проточного тракта наносами, коррозионные и кавитационные разрушения рабочих органов и трубопроводов, трещинообразование в несущих узлах. Ухудшается вибрационное состояние гидроагрегатов, возможны случаи отказов в работе турбин, подшипников, подпятников, генераторов, систем регулирования и управления. При капитальных ремонтах в основном восстанавливаются исходные параметры и характеристики узлов гидроагрегата. Однако из-за сложности ремонтных работ на месте не всегда удается восстановить, например, проектный профиль лопастей при заваривании повреждений. После выполнения ремонтных работ возмож-

ны изменения эксплуатационных и, в первую очередь, вибрационных характеристик гидроагрегата. В ряде случаев выявляются возможности форсировки параметров гидроагрегатов. Все это обуславливает необходимость проведения натурных испытаний в целях проверки эксплуатационных свойств и повышения эффективности работы гидроагрегата.

Эксплуатационные испытания обычно включают тот же состав работ, что и пуско-палачочные испытания. Основными критериями оценки состояния гидроагрегата являются условный КПД, определяемый при индексном методе измерения расхода (перепада давления в расходомерном створе), и максимальные амплитуды вибрации и боя вала. По результатам испытаний строятся эксплуатационная характеристика гидроагрегата по относительным значениям КПД и выбираются режимы оптимальной эксплуатации. Для поворотлопастных турбин производится отладка комбинаторной связи в соответствии с оптимальной зависимостью. По данным вибрационных исследований несущих узлов определяется состояние гидроагрегата и, в случае необходимости, выполняются работы по наладке оборудования и обеспечению благоприятных вибрационных характеристик агрегата.

В случаях возможной перемаркировки оборудования и увеличения его мощности следует предусмотреть прочностные испытания узлов и исследование характеристик генератора.

Комплексные испытания головных и опытных турбин. Разработка новых типов гидромашин, создание уникальных по мощности гидроагрегатов требуют всесторонней проверки их эксплуатационных качеств, достоверности принятых в проекте теоретических разработок, возможности переноса проектных решений на серию гидроагрегатов, определения путей совершенствования конструкций и принципов проектирования отдельных узлов.

Комплексные испытания включают все виды натуральных исследований, обеспечивающих максимальный объем технической информации о данном типе гидротурбины, несущей способности ее рабочих органов и опорных узлов, эффективности новых конструктивных решений и расчетных методов. Состав и объем комплексных натуральных испытаний могут меняться в широких пределах в зависимости от уникальности параметров блока и гидроагрегата или сложности принятых конструктивных решений. В состав комплексных испытаний в зависимости от поставленных задач могут входить гидравлические испытания блока ГЭС, энергетические испытания гидроагрегата, вибрационные испытания, исследования гидродинамических нагрузок, кавитационные испытания, прочностные исследования, исследования процесса перевода ги-

дроагрегата в режим синхронного компрессора, испытания вспомогательного оборудования и систем управления.

Гидравлические испытания блока ГЭС выполняются в целях определения режимов течения воды в блоке ГЭС, потерь напора в водоводах, условий взаимодействия турбинного и сбросного потоков на совмещенных ГЭС (эффекта эжекции), условий работы сооружающих сооружений, определения влияния гидравлических режимов на надежность эксплуатации основного оборудования в данной компоновке блока.

Энергетические испытания гидроагрегата наряду с обычными задачами определения КПД турбины и выбора оптимальных режимов эксплуатации могут преследовать цели совершенствования методов пересчета с модели на натуре, определения энергетических качеств турбины или гидромашин нового типа в необычной компоновке блока, оценки мощностного эффекта от эжекции в совмещенных блоках ГЭС, определения возможности повышения установленной мощности; выяснения необходимости и целесообразности модернизации оборудования, тарировки расходомерных створов, новых устройств или аппаратуры для измерения расходов. Энергетические испытания гидроагрегата на данном этапе исследований носят более полный характер с определением рабочих характеристик турбины при всех возможных для ГЭС напорах и расходах, что позволяет построить эксплуатационную характеристику турбины или гидроагрегата в конкретном блоке ГЭС. Объем измерений абсолютных расходов турбины при разных напорах может быть сокращен (в ряде случаев обеспечение на ГЭС всего диапазона напоров затруднено или растянуто во времени) при проведении на расчетном или близком к нему напоре тщательной тарировки расходомерного створа, например, в спиральной камере с определением коэффициента расходомера  $K$  и показателя степени  $n$  ( $Q = K h^n$ ) по данным абсолютных значений расхода. При других значениях напора испытания проводятся относительным методом. Задачи автоматизации управления работой ГЭС, каскадов ГЭС и энергосистем в целом, внедрение АСУ ТП ГЭС на основе ЭВМ, повышение эффективности АСУ ТП требуют определения фактических эксплуатационных характеристик гидроагрегатного блока, учитывающих индивидуальные особенности каждого гидроагрегата, что возможно выполнить лишь в процессе комплексных натуральных испытаний.

По данным энергетических испытаний определяется коэффициент полезного действия гидроагрегатного блока  $\eta_а$ , строится эксплуатационная характеристика, которая служит основой для составления программы для управляющей ЭВМ.

Вибрационные испытания, выполняемые в составе комплексных натурных исследований, решают более широкий круг задач. При этом определяются виброперемещения, скорость, ускорение и, в результате, усилия, действующие на опорные узлы гидроагрегата и строительные конструкции блока ГЭС. Выявляются также причины возможных резонансных явлений, возникающих при совпадении частот возмущающих сил и собственных колебаний нагруженной детали или узла.

Наряду с опорными узлами гидроагрегата вибродатчики устанавливаются на трубопроводах, вспомогательном оборудовании, строительных конструкциях (плиты перекрытия, подкрановые колонны, потерны, водосбросы). Наряду с амплитудно-частотной обработкой виброграмм выполняется спектральный анализ процессов.

Исследования гидродинамических нагрузок. Гидродинамические нагрузки на элементы проточного тракта вызваны неравномерностью распределения скоростей и давлений, срывным обтеканием рабочих органов, кавитационными явлениями. Значительные гидродинамические нагрузки возникают при переходных процессах (пусках, остановках, сбросах и набросах нагрузки, переводах в режим синхронного компенсатора и др.).

В процессе испытаний производятся измерения пульсации давления в подводящем трубопроводе, спиральной камере, отсасывающей трубе, на крышке турбины, в холостых водосбросах. Характер осциллограмм пульсации давления в различных элементах проточного тракта показан на рис. П.7. Измерения пульсации давления производятся датчиками давления, устанавливаемыми заподлицо с внутренним контуром элемента. Результаты измерений либо сразу вводятся в ЭВМ в процессе испытаний, либо записываются на осциллограмму или магнитную ленту и затем вводятся в ЭВМ. В результате получают значения стандартов пульсации давления, функций спектральной плотности, взаимокорреляционных функций и эпюр вероятностного гидродинамического нагружения элементов блока.

Кавитационные испытания проводят для определения влияния кавитации на энергетические (мощность, расход, КПД), динамические, вибрационные характеристики гидротурбины, для выявления наиболее опасных режимов работы, разработки рекомендаций по снижению интенсивности кавитационной эрозии.

Существующая методика выбора высоты отсасывания или заглубления турбины под уровень нижнего бьефа по данным модельных испытаний предполагает отсутствие влияния кавитации на энергетические параметры гидромашин, но допускает возможность кавитационных разрушений лопастей в определенных объемах за межре-

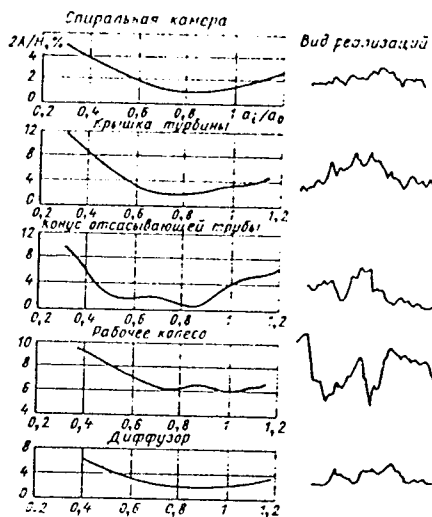


Рис. П.7. Интенсивность пульсаций давления в элементах проточного тракта турбины ПЛ 30

монтный период. Однако опыт показывает, что в ряде случаев возникают значительные кавитационные повреждения рабочих органов и элементов проточного тракта, ухудшающие эксплуатационные характеристики гидроагрегата. При изучении влияния кавитации на энергетические параметры натурной турбины определяют критические режимы ее работы, при которых развитые кавитационные процессы в проточном тракте вызывают снижение КПД и мощности гидроагрегата. Для выявления таких режимов проводятся испытания гидроагрегата относительным методом при постоянном напоре на разных высотах отсасывания. Резкое снижение КПД при максимальной мощности и малых заглублениях означает ухудшение энергетических свойств из-за интенсивного развития кавитации при данной высоте отсасывания.

Прочностные исследования. Рабочие органы гидротурбины, основные несущие элементы проточного тракта подвержены значительным статическим и динамическим нагрузкам, значения которых не всегда точно известны, а конструкция узла довольно сложна (крышка турбины с опорой подпятника на ней, оболочка спиральной камеры с колоннами статора), чтобы получить правильное решение задачи о распределении напряжений. Существенное влияние на напряженное состояние узла оказывает технология изготовления (например, остаточные напряжения при сварке). Известны случаи трещинообразования в спиральной камере, колоннах статора, крышках турбины, лопастях ра-

бочих колес, усталостные разрушения рабочих органов. Все это приводит к необходимости проведения трудоемких натурных прочностных испытаний гидротурбины для определения фактического напряженного состояния основных узлов и уточнения на этой основе методик их расчета. Измерения деформаций и напряжений в элементах производятся при максимальном напоре в установившихся и переходных режимах.

Исследования процесса перевода гидроагрегата в режим синхронного компенсатора с отжатием воды из камеры рабочего колеса проводятся в целях выбора эффективных схем и параметров пневматической системы, обеспечения надежности отжатия, определения зависимости параметров компрессорной установки (ресивера) от типа турбины, размеров проточного тракта, высоты отсасывания, выбора необходимой глубины отжатия, проверки надежности работы системы контроля. Во время испытаний измеряются давление и температура в ресивере, в воздухопроводах (до клапана, после клапана), в камере рабочего колеса (под крышкой турбины), момент на валу (по деформации вала), уровень нижнего бьефа, уровень воды в отсасывающей трубе, время отжатия. По изменению значений давления и температуры воздуха в ресивере от начала до конца переходного процесса определяется количество воздуха, израсходованного в процессе отжатия.

При наличии протечек через направляющий аппарат необходимы периодические подкачки воздуха, объем и интервалы включения которых определяются в процессе опытов. Испытания проводятся при разных значениях избыточного давления, различных схемах подвода воздуха и дресселирования, а также на вращающемся и остановленном гидроагрегате. На основании результатов испытаний разрабатываются рекомендации по оптимизации схем и параметров воздухопроводов для перевода гидроагрегата в режим синхронного компенсатора.

Испытания вспомогательного оборудования и систем управления. Наряду с испытаниями вспомогательного оборудования, выполняемыми в процессе пусконаладочных работ, в ряде случаев возникают потребности дополнительных натурных испытаний узлов и механизмов гидроагрегатов, необходимых для облегчения эксплуатации оборудования или совершенствования конструктивных решений. К такого рода испытаниям относятся исследование влияния состояния паза затвора (открыт, закрыт) в отсасывающей трубе на энергетические качества турбины, исследования работы быстродействующих затворов в отсасывающих трубах или водоприемниках, испытания защитных устройств от разгона гидроагрегата, испы-

тания новых систем технического водоснабжения (эжектора и др.), испытания новых типов и материалов подшипников и подпятников.

Измеряемые величины и погрешность измерений при натурных испытаниях гидротурбины. Наибольшие сложности при натурных испытаниях представляет измерение расхода воды, протекающей через турбину. Наиболее широкое распространение получили метод гидроудара и вертушечный метод с погрешностью измерения в пределах от  $\pm 1$  до  $\pm 1,5$ %. В последнее время применяется также ультразвуковой метод с погрешностью измерения 0,5—1%.

Метод гидравлического удара, или метод Гибсона, получивший широкое распространение в США, применяется в основном на высоконапорных ГЭС с длинными трубопроводами. Он основан на использовании закона изменения количества движения при изменении расхода жидкости.

При сбросе нагрузки в процессе закрытия направляющего аппарата записывается график изменения давления в двух створах водовода и время движения регулирующего органа (рис. П.8). Расход турбины определяется интегрированием площади эпюры гидроудара с учетом расхода протечек:

$$Q = \frac{Fg}{L} \int_0^{T_s} \frac{\Delta P}{\gamma} dt + q;$$

где  $F$  — площадь сечения водовода в мерном створе,  $m^2$ ;  $L$  — длина участка водовода между мерными створами,  $m$ ;  $\Delta P$  — изменение давления в двух сечениях,  $Pa$ ;  $q$  — расход протечек после закрытия направляющего аппарата,  $m^3/s$ ;  $T_s$  — время закрытия направляющего аппарата,  $s$ .

Для метода гидроудара требуется инерционная аппаратура, необходимы отсутствие люфтов в регулируемых органах, синхронность записи значений, точное определение расхода протечек и многократность повторения опытов (не менее пяти).

В отечественной практике в основном используется метод измерения расходов с помощью гидрометрических вертушек (путем замера скоростей потока в створе измерений) (рис. П.9). При использовании этого метода предъявляются особые требования к выбору створа установки вертушек. Створ для измерений (мерный створ) должен

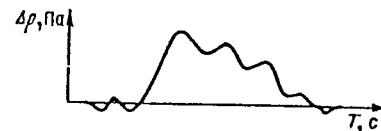


Рис. П.8. Эпюра изменения давления при определении расхода методом гидроудара

Таблица П.1. Методы измерений и допустимая погрешность при натуральных испытаниях

Измеряемая величина	Средства и методы измерений	Допустимая погрешность
Геометрические размеры сечений, зазоры, открытия направляющего аппарата, угол установки лопастей рабочего колеса	Стандартные измерительные средства	$\pm 0,2 \%$
УВБ, УНБ, напор турбины* $H_t = \text{УВБ} - \text{УНБ} - \Delta H$	Водомерные рейки, поплавки (поплавки в трубе)	$\pm 1 \text{ мм}$
Пьезометрическое давление по длине водовода, на входе в спиральную камеру и на выходе из отсасывающей трубы	Манометры, мановакуумметры класса 0,2—0,5	0,5 %
Перепад давления в расходомерном створе	U-образный дифференциальный манометр (при перепадах до 5 м); ртутный дифференциальный манометр (при перепадах свыше 5 м)	$\pm 0,1 \%$
Расход воды через турбину**	Гидрометрические вертушки Метод гидроудара Ультразвуковой метод	$\pm 1,5 \%$ $\pm 1 \%$ $\pm 0,5 \%$
Мощность гидроагрегата***	Прецизионные ваттметры класса точности 0,2 по схеме двух ваттметров через трансформаторы тока и напряжения класса 0,5 (при гарантийных испытаниях — ваттметры класса 0,2 и счетчики класса 0,1 с выходом для осреднения на частотомер)	$\pm 0,5 \%$ $\pm 0,5 \%$
Коэффициент мощности cos φ	Станционные приборы, фазометр	—
Частота тока в сети	Частотомер класса точности 0,5—1,5	—
Частота вращения ротора	Тахометр; датчик Холла; специальные датчики на валу турбины с выходом на электронный частотомер	$\pm 0,1 \%$
Ход штока сервомотора направляющего аппарата	По штатным шкалам или дополнительно установленной миллиметровой шкале	$\pm 0,5 \text{ мм}$
Пульсации давления в элементах проточного тракта	Датчики индуктивного или тензометрического типа с установкой приемной мембраны, с записью на осциллограф или магнитограф	5—8 %
Вибрация узлов гидроагрегата	По трем направлениям любой виброизмерительной аппаратурой, регистрирующей частоту 0,5—500 Гц и амплитуду 0,01—2 мм	5—8 %
Деформация рабочих органов и опорных конструкций	Электротензометры; для вращающихся деталей — через токосъемник	$\pm 10 \%$
Перестановочные усилия сервомоторов	Манометры класса 0,2—0,5 в полостях сервомоторов; специальные датчики давления	$\pm 0,5 \%$
Время	Часы; отметчик времени	0,1 %
Осевое усилие на роторе	Тензометрические устройства по деформации опорных частей турбины	$\pm 10 \%$

\* Если при испытаниях  $H_t$  изменяется более чем на  $\pm 3 \%$ , то необходимо корректировать мощность и расход.

\*\* Измерение другими методами дано в рекомендациях МЭК (см. гл. 7).

\*\*\* Корректируется при изменении напора на  $\pm 3 \%$ .

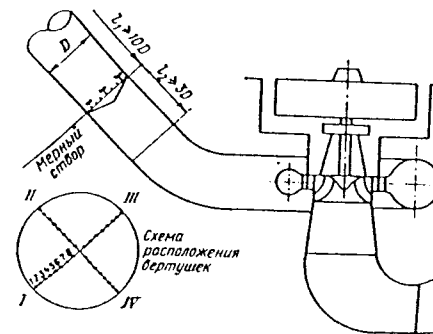


Рис. П.9. Схема расположения измерительного створа в турбинном водоводе при измерении расхода гидродинамическими вертушками

иметь четкие геометрические размеры, располагаться на прямолинейном участке напорного водовода на расстоянии  $L_1 \geq 10D$  вверх и  $L_2 \geq 3D$  вниз от ближайшего поворота потока (местного сопротивления). На низконапорных ГЭС (при отсутствии необходимой длины прямолинейного участка) допускается установка рамы в пазах ремонтного затвора водоприемника с устройством специального сузителя потока на подходе к створу. Вертушки монтируются на специальной раме трубчатой конструкции с хорошо обтекаемыми элементами. Степень затенения живого сечения потока элементами рамы не должна превышать 2—3 %. Число гидрометрических вертушек зависит от размеров и конфигураций измерительного створа и выбирается в соответствии с требованиями МЭК для натуральных испытаний:

$$24 \sqrt{F} < z < 36 \sqrt{F},$$

где  $z$  — число вертушек;  $F$  — площадь поперечного сечения измерительного створа,  $\text{м}^2$ .

Запись частоты вращения вертушки производится на хронограф или осциллограф с последующей обработкой количества импульсов, построением элюр скоростей, их планиметрированием и определением расходов. Для повышения качества измерений в НИС Гидропроекта разработана специальная многоканальная установка типа МС-1М, принципиальная схема кото-

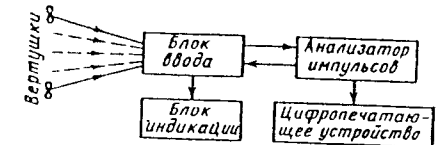


Рис. П.10. Блок-схема устройства МС-1М

рой приведена на рис. П.10. Сигнал от вертушки подается в блок ввода, запоминающее устройство которого обеспечивает прием электрических импульсов по 128 каналам одновременно. Анализатор импульсов типа АИ-128-2 обеспечивает накопление информации в течение всего наперед заданного интервала времени измерения и выдачу ее на цифровое печатающее устройство, регистрирующее скорость потока от каждой вертушки.

Для повышения точности определения расхода при натуральных испытаниях турбины в последнее время активно разрабатывается ультразвуковой способ измерения скоростей в напорном водоводе. Из многочисленных модификаций этого метода наиболее эффективным для водоводов большого сечения оказался импульсный метод, основанный на измерении интервалов времени прохождения ультразвукового сигнала между двумя взаимно ориентированными акустическими преобразователями (излучателями — приемниками), установленными на противоположных стенках водовода таким образом, что их общая акустическая ось пересекает поток под некоторым углом к продольной оси водовода. Определяя разность интервалов времени прохождения сигнала в обоих направлениях, находят среднюю скорость потока в зоне акустического луча, а интегрируя результаты измерений по нескольким лучам, определяют значение расхода. Погрешность измерения расхода этим методом при выполнении определенных условий по выбору створа может быть доведена до 0,5 % (табл. П.1). В НИС Гидропроекта разработан, создан, аттестован органами Госстандарта СССР и внедрен в практику натуральных испытаний аппаратный комплекс автоматизированной ультразвуковой измерительной системы, включающей акустические преобразователи (четыре луча), аналоговую и цифровую подсистемы, управляющую ЭВМ и математическое обеспечение системы.

## П.2. НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Требования к натурным испытаниям гидрогенераторов. Как правило, гидрогенераторы (за исключением генераторов капсульного типа) не могут быть испытаны заводом-изготовителем, и их испытания в соответствии с ГОСТ 5616—81 проводятся на месте установки.

Каждый генератор по окончании монтажа (частично и во время монтажа) подвергается приемно-сдаточным испытаниям. До проведения испытаний производится сушка генератора.

При организации испытаний на ГЭС требуется определить средства измерения

сопротивлений обмоток, особенно обмотки ротора в холодном состоянии, а также сопротивлений термометров сопротивлений. Так как от точности измерений сопротивлений обмоток и термометров зависит в дальнейшем правильность определения превышения температуры, эти измерения должны быть выполнены с максимальной возможной тщательностью.

Для генераторов с непосредственным водяным охлаждением обмоток должны быть установлены приборы для измерения расхода и температуры охлаждающей воды — измерительных шайб, карманов для установки термометров. Эти приборы должны быть установлены до испытаний водоводов на повышенное гидравлическое давление.

В процессе монтажа гидрогенераторов должны быть установлены датчики для измерения вибраций крестовины гидрогенераторов, направляющих подшипников, сердечника и корпуса машин.

По требованию ГОСТ 5616—81 в гидрогенераторах мощностью 100 МВт и выше должна быть обеспечена возможность измерения вибраций лобовых частей обмотки статора. При этом число вибродатчиков, место их установки и прокладки измерительных трасс устанавливаются в технических условиях на гидрогенераторы конкретного типа.

Порядок проведения натурных испытаний гидрогенераторов. В соответствии с ГОСТ 5616—81 испытания гидрогенераторов проводятся на месте установки генераторов совместно изготовителями машин и заказчиками.

Так как порядок проведения натурных испытаний меняется в зависимости от конкретных ГЭС, ниже приводится примерный порядок проведения таких испытаний, причем рассматриваются только приемосдаточные испытания, специальные (исследовательские) испытания, как правило, проводятся в каждом отдельном случае, их объем и порядок проведения различны для разных ГЭС.

Приемосдаточные испытания гидрогенераторов производятся как в период монтажа, так и после него. В период монтажа испытания проводятся для проверки соответствия генераторов требованиям ГОСТ и технических условий на конкретные типы гидрогенераторов, проверки качества оборудования и монтажа перед вводом генераторов в эксплуатацию. Задачей приемосдаточных испытаний является также получение необходимых данных для расчета режимов работы гидрогенераторов в системе.

Измерение сопротивления изоляции обмотки относительно корпуса гидрогенератора и между его обмотками. Измерение сопротивления изоляции обмотки статора производится на неработающем гидроагре-

гате в холодном состоянии, при котором за температуру обмотки принимается температура окружающей среды, с помощью мегаомметра на напряжение не менее 1000 В. При измерении сопротивления изоляции обмотки гидрогенераторов с непосредственным водяным охлаждением зажим экрана мегаомметра соединяется с водяным коллектором, от которого отделена внешняя водяная система. Сопротивление изоляции определяется поочередно для каждой ветви обмотки статора, при этом другие ветви соединяются с корпусом машины. При определении абсолютного значения сопротивления изоляции измерения проводятся не менее чем через 60 с после приложения напряжения к изоляции. После измерения сопротивления изоляции отдельных ветвей обмотка разряжается на корпус генератора.

Измерение сопротивления изоляции термометров сопротивления проводится мегаомметром на напряжение 500 В при температуре окружающей среды.

Измерение сопротивления обмотки при постоянном токе проводится в практически холодном состоянии до начала сушки генератора, как правило, вольтметром и амперметром, при этом используются магнитоэлектрические приборы класса точности не ниже 0,5. Отсчеты по приборам производятся одновременно при установившихся значениях определяемых величин. Сопротивление обмоток определяют как среднее значение по данным не менее трех измерений, которые проводятся при различных значениях тока. Точность измерений в большой мере зависит от качества контактов в местах присоединения измерительных приборов, при этом присоединение вольтметра рекомендуется производить отдельно от токовых цепей.

Измерение сопротивлений термометров сопротивления при постоянном токе проводят при температуре окружающей среды вольтметром-амперметром с погрешностью измерения сопротивления не выше 0,5%. Измерения рекомендуется проводить непосредственно на сборке зажимов генератора.

Испытание изоляции обмотки статора на электрическую прочность повышенным напряжением. Испытание изоляции производят напряжением, кВ,

$$U_{исп} = 2U_{ф} + 1,$$

где  $U_{ф}$  — номинальное фазное напряжение в течение 1 мин. Испытание проводится для каждой из фаз по отношению к корпусу и двум другим заземленным фазам. Для гидрогенераторов с водяным охлаждением обмотки статора испытание изоляции выполняется при циркуляции дистиллята. Для испытания рекомендуется при-

менять испытательные трансформаторы, мощность которых не менее 1 кВ·А на 1 кВ трансформированного напряжения. Измерение испытательного напряжения производится на стороне высшего напряжения испытательного трансформатора через измерительный трансформатор напряжения. Для гидрогенераторов с номинальным напряжением 13,8 кВ и выше на стороне высшего напряжения испытательного трансформатора рекомендуется включать защитный разрядник, который настраивается на напряжение, равное 110% испытательного. Согласно ГОСТ 11828—86 испытание рекомендуется начинать с напряжения не выше 1/3 испытательного, при этом время, в течение которого производится подъем напряжения от половины значения до полного, должно быть не менее 10 с.

Испытание изоляции обмотки статора выпрямленным напряжением. Для гидрогенераторов с косвенным охлаждением обмотки статора изоляция каждой фазы по отношению к корпусу и двум другим заземленным фазам испытывается выпрямленным напряжением, равным 1,6 испытательного напряжения переменного тока. Испытательное напряжение согласно ГОСТ 11828—86 выдерживается в течение 1 мин, подъем напряжения производится не менее чем тремя ступенями, начиная с половины испытательного напряжения. На каждой из ступеней измеряется ток утечки (при установившихся показаниях приборов). После испытания производится измерение сопротивления изоляции мегаомметром.

Испытание межвитковой изоляции обмотки статора гидрогенераторов с катушечной обмоткой статора проводится напряжением, равным 150% номинального, в течение 5 мин, со стержневой обмоткой статора — тем же напряжением в течение 1 мин.

Определение характеристики холостого хода и симметричности напряжений. Характеристика холостого хода представляет собой зависимость напряжения обмотки статора от тока возбуждения при номинальной частоте вращения. Рекомендуется производить измерение напряжения приборами класса точности не ниже 0,5, при этом могут быть использованы эксплуатационные трансформаторы напряжения. Измерение тока возбуждения рекомендуется производить также приборами класса точности 0,5 с применением шунтов класса точности 0,1 или 0,2. Во время определения характеристики постоянно контролируется частота вращения гидрогенератора. Для снятия характеристики напряжения генератора плавно увеличивается до 130% номинального, характеристика холостого хода определяется при плавном уменьшении тока возбуждения до нуля. При токе возбуждения, равном нулю, определяется остаточное напря-

жение генератора. У генераторов, работающих в блоке с трансформатором, снимается также характеристика холостого хода блока. Одновременно со снятием характеристики холостого хода определяется симметрия напряжения, которая находится по отношению разности между наибольшим и наименьшим измеренными линейными напряжениями к среднему его значению.

Определение коэффициента искажения синусоидальности кривой напряжения. Коэффициент искажения находится по амплитудам отдельных гармонических составляющих кривой напряжения, определенным при номинальном напряжении на холостом ходу генератора. Амплитуды гармонических составляющих измеряются, как правило, с помощью анализатора. При известных значениях амплитуды  $A_1$  коэффициент искажения находится по формуле

$$K = 1/A_1 \sqrt{\sum_i (A_i^2 - A_1^2)},$$

где  $A_1$  — амплитуда первой гармонической составляющей кривой напряжения.

Определение характеристики установившегося короткого замыкания. Характеристика короткого замыкания представляет собой зависимость тока в обмотке статора от тока возбуждения генератора при установившемся трехфазном коротком замыкании. При снятии характеристики измеряются токи в каждой фазе обмотки статора и ток возбуждения. Рекомендуемая точность измерения не ниже 0,5. Закоротка для трехфазного короткого замыкания должна быть рассчитана на длительное протекание номинального тока генератора. Снятие характеристики производится плавным подъемом тока статора до номинального значения. Для гидрогенераторов, работающих в блоке с трансформатором, характеристика короткого замыкания снимается для замкнутого накоротко трансформатора.

Испытание на нагревание. В гидрогенераторах измерение температуры обмотки статора и активной стали ротора производится с помощью термометров сопротивления, при этом температура обмотки определяется по показаниям термометра сопротивления, заложенного между стержнями (сторонами катушек) обмотки статора, активной стали — по показаниям термометров сопротивления, заложенных на дно паза. Согласно требованиям ГОСТ 5616—81 для измерения температуры обмотки в гидрогенераторах мощностью свыше 10 МВ·А необходимо устанавливать 12 термометров сопротивления при одной или двух параллельных ветвях обмотки и по два термометра на каждую параллельную ветвь при числе ветвей более двух. Для измерения температуры сердечника статора должно устанавливаться не менее

шести термометров на гидрогенератор. Для генераторов с подшим охлаждением обмотки статора термометры (или другие температурные индикаторы) должны устанавливаться в конце каждой параллельной цепи системы охлаждения. Для измерения температуры воздуха на выходе из каждой секции воздухоохлаждителя устанавливается по одному термометру, в зоне горячего воздуха — два термометра на генератор.

В соответствии с ГОСТ 5616—81 с помощью термометров также измеряется температура сегментов подшипников и подшипников гидрогенератора (устанавливаются по два термометра на каждый сегмент) и температура масла в ванне подшипника и каждого подшипника (по данным показаний двух термометров).

Определение температуры обмотки возбуждения производится по данным измерения сопротивления обмотки в нагретом и холодном состояниях. Если  $r_r$  — сопротивление обмотки в нагретом (горячем) состоянии,  $r_x$  — то же в холодном состоянии,  $\Theta_x$  — температура обмотки в практически холодном состоянии, то превышение температуры обмотки возбуждения

$$\Delta\Theta = \frac{r_r - r_x}{r_x} (235 - \Theta_x).$$

Определение степени нагрева активных и конструктивных элементов гидрогенераторов производится как методом непосредственной нагрузки, так и по данным испытаний в косвенных режимах.

При испытании методом непосредственной нагрузки определение превышений температуры обмоток и стали производится при трех-четырёх различных нагрузках (от 0,6 номинальной нагрузки и выше). По данным испытаний строятся зависимости превышения температуры от тока статора в квадрате, с их помощью уточняются (или определяются) превышения температуры при номинальной мощности.

Превышение температуры обмотки статора по данным измерений превышения температуры обмотки в косвенных режи-

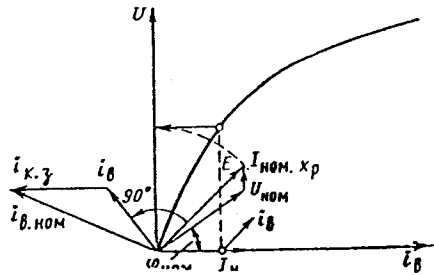


Рис. П.11. Характеристика холостого хода обмотки возбуждения

мах определяется выражением

$$\Delta\Theta = \Delta\Theta_{к.з} + \Delta\Theta_{х.х} - \Delta\Theta_{мех.}$$

где  $\Delta\Theta_{к.з}$  — превышение температуры в режиме короткого замыкания (обусловлено основными и добавочными потерями в обмотке, а также механическими потерями);  $\Delta\Theta_{х.х}$  — превышение температуры в режиме холостого хода (обусловлено потерями в стали и механическими потерями);  $\Delta\Theta_{мех.}$  — превышение температуры в режиме холостого хода без возбуждения, обусловленное только механическими потерями.

Определение номинального тока возбуждения определяют методом непосредственной нагрузки или методом графического построения. В последнем случае номинальный ток возбуждения находится по характеристикам холостого хода, короткого замыкания и реактивности. Пусть  $x_p$  (рис. П.11). Из характеристики холостого хода с учетом  $x_p$  находится ток возбуждения  $i_{в.х}$ , из характеристики короткого замыкания — составляющая тока возбуждения  $i_{к.з}$ , и по ним определяется номинальный ток возбуждения  $i_{в.ном}$ .

Определение параметров гидрогенератора. При присоединении к точных испытаниях, как правило, определяются лишь основные параметры, в число которых обычно включаются отношение короткого замыкания (ОКЗ), реактивность. Пусть  $x_p$ , синхронное индуктивное сопротивление  $x_d$ , сверхпереходные индуктивные сопротивления  $x_d''$  и  $x_q''$ , переходное индуктивное сопротивление  $x_d'$ , индуктивное сопротивление обратного следования фаз  $x_2$ , постоянная времени при разомкнутой  $T_{d0}$  и замкнутой накоротко  $T_d'$  обмотках статора.

Отношение короткого замыкания гидрогенератора находится по характеристикам холостого хода и короткого замыкания как отношение номинального тока статора к установившемуся току короткого замыкания при возбуждении, соответствующем номинальному напряжению по характеристике холостого хода.

Индуктивное сопротивление  $x_d$  также находится по характеристикам холостого хода (1) и короткого замыкания (2) как частное от деления напряжения холостого хода, определенного по спрямленной характеристике холостого хода при некотором возбуждении, на ток короткого замыкания при том же токе возбуждения (рис. П.12).

Реактивное сопротивление  $x_p$  находится по характеристикам холостого хода, короткого замыкания и расчетно значению составляющей тока возбуждения, компенсирующей реакцию якоря при номинальном токе  $i_{в}$  (рис. П.13).

Сверхпереходные реактивные сопротивления  $x_d''$  и  $x_q''$  могут быть найдены из

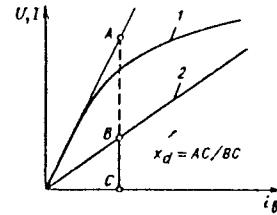


Рис. П.12. Характеристики холостого хода (1) и короткого замыкания (2)

опыта поочередного питания током 50 Гц каждой двух линейных выводов обмотки статора при неподвижном роторе. Во время испытаний обмотка ротора замыкается накоротко, измеряются подводимые напряжения, ток и мощность, потребляемые статором, а также ток в цепи возбуждения. Сверхпереходные сопротивления  $x_d''$  и  $x_q''$  определяются так:

$$x_d'' = x_{cp} \mp \Delta x;$$

$$x_q'' = x_{cp} \pm \Delta x,$$

где

$$x_{cp} = \frac{1}{3} (x_{AB} + x_{BC} + x_{CA});$$

$$\Delta x = \frac{2}{3} \sqrt{x_{AB} (x_{AB} - x_{BC}) + x_{BC} (x_{BC} - x_{CA}) + x_{CA} (x_{CA} - x_{AB})}.$$

Здесь  $x_{AB}$ ,  $x_{BC}$ ,  $x_{CA}$  — реактивные сопротивления между каждой парой линейных выводов. Знак перед  $\Delta x$  определяется следующим образом: если наибольшему измеренному значению  $x_{AB}$ ,  $x_{BC}$  или  $x_{CA}$  соответствует минимальный ток в обмотке возбуждения, то  $x_d'' < x_q''$ , при максимальном токе в обмотке возбуждения  $x_d'' > x_q''$ .

Индуктивное сопротивление обратного следования фаз  $x_2$ , как правило, определяется из опыта питания вращающегося генератора напряжением до 0,15 номинального с обратным чередованием фаз. Обмотка возбуждения при этом замыкается накоротко. Во время опыта измеряется напряжение, ток во всех фазах и подводимая мощность. Сопротивление  $x_2$  определяется по средним значениям напряжения и тока.

Переходное сопротивление  $x_d'$  может быть найдено из опыта внезапного короткого замыкания как отношение напряжения холостого хода до короткого замыкания к начальному значению периодической составляющей тока короткого замыкания за вычетом сверхпереходной составляющей (см. гл. 14).

Постоянная времени  $T_d'$  может быть

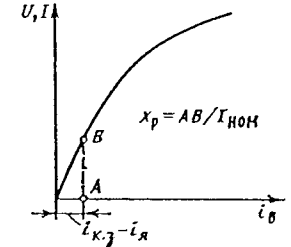


Рис. П.13. К определению реактивного сопротивления генератора

найдена из опыта внезапного короткого замыкания обмотки возбуждения машины, работающей в режиме нагруженного генератора с номинальным напряжением и частотой. Постоянная  $T_{d0}'$  находится из осциллограммы затухания напряжения на зажимах машины.

Постоянная  $T_d'$  определяется из опыта внезапного короткого замыкания обмотки статора по кривой по затуханию переходной составляющей тока короткого замыкания статора.

Измерение вибраций. Измерение вибраций производится на подшипниках, в верхней и нижней крестовинах, на корпусе статора и спинке сердечника статора. Измерение вибраций подшипников и крестовин проводится при работе гидрогенератора при номинальной частоте вращения в различных режимах работы, при этом измеряются вибрации в радиальном, тангенциальном и вертикальном направлениях. Измерение вибраций сердечника и корпуса проводится в режиме холостого хода при разных напряжениях статора. Вибрация сердечника измеряется на спинке в радиальном направлении в среднем по высоте сечения вблизи стыков, вибрация корпуса — в радиальном направлении в среднем по высоте сечения между воздухоохлаждителями. Согласно ГОСТ 5616—81 допустимая вибрация, мкм, крестовины гидрогенератора во всех режимах работы для машин с разной частотой вращения составляет:

До 100 об/мин . . . . .	180
187,5 об/мин . . . . .	150
375 об/мин . . . . .	100
750 об/мин . . . . .	70

Наибольшая вибрация сердечника частотой 100 Гц не должна быть более 30 мкм.

Измерение сопротивления изоляции подшипников проводится при температуре окружающей среды мегаомметром напряжением не менее 1000 В.

Измерение электрического напряжения между концами

вала проводится на работающей машине с помощью вольтметра с малым внутренним сопротивлением, при этом прибор присоединяется непосредственно к концам вала.

Испытание маслоохладителя и воздухоохладителя проводится гидравлическим давлением в течение 30 мин. Если рабочее давление  $p$  в охладителях менее 0,5 МПа, испытательное давление принимается равным  $1,5p$ , но не менее 0,3 МПа; при большем рабочем давлении испытательное давление должно составлять  $1,25p$ , но не менее  $p + 0,3$  МПа.

Определение КПД генератора. Для экспериментального определения КПД генератора используется метод отдельных потерь, который предусматривает два способа измерений потерь: калориметрический и самоторможения. Предпочтительным (по стандарту СЭВ 3559—82) является метод самоторможения.

Калориметрическим способом определяются механические потери в стали, а также добавочные потери гидрогенератора. С этой целью последовательно проводятся опыты холостого хода без возбуждения, холостого хода с возбуждением до номинального напряжения и установившегося симметричного короткого замыкания с номинальным током в обмотке статора. Потери в каждом опыте определяются количеством теплоты, отводимой охлаждающей средой, Дж (или охлаждающими средами, если различные части машины охлаждаются различными охлаждающими средами), при установившемся тепловом состоянии машины по формуле

$$\Delta P = V_c C_V (\theta_2 - \theta_1),$$

где  $V_c$  — объемный расход охлаждающей среды, м<sup>3</sup>/с;  $C_V$  — объемная теплоемкость охлаждающей среды, кДж/м<sup>3</sup>;  $\theta_2$  и  $\theta_1$  — температура охлаждающей среды на входе в машину и при выходе из нее, °С. Для определения потерь испытательного гидрогенератора приводится во вращение с номинальной частотой вращения в режиме ненагруженного двигателя от другого гидрогенератора.

Для определения потерь способом самоторможения частота вращения испытательного гидрогенератора доводится до значения, несколько превышающего номинальное, после чего источник энергии отключается и испытательная машина свободно выбегает. При этом проводятся три опыта: самоторможение без возбуждения, при холостом ходе и номинальном напряжении возбуждения, в режиме симметричного короткого замыкания на выводах машины и номинальном токе в обмотке статора. Если обозначить найденные из опыта механические потери при холостом ходе без возбуждения  $\Delta P_{мех}$ , потери при холостом ходе и номинальном возбуждении  $\Delta P_{х.х}$ , при коротком замыкании и номинальном токе статора  $\Delta P_{к.з}$ , то суммарные потери будут равны:

$$\Delta P = \Delta P_{к.з} + \Delta P_{х.х} - \Delta P_{мех}$$

коэффициент полезного действия гидрогенератора, %

$$\eta = \left( 1 - \frac{\Delta P}{P_{ном} + \Delta P} \right) \cdot 100.$$

В соответствии с требованиями ГОСТ 10169—81 каждый опыт проводится не менее 3 раз. Во всех опытах определяется время, в течение которого частота вращения машины изменится от 1,1 до 0,9 номинальной частоты. Отсчеты по приборам, измеряющим электрические величины, производятся в момент прохождения испытательной машины синхронной скорости. Соответствующие потери из опыта самоторможения находят по формуле

$$\Delta P = C n_{ном} \frac{\Delta n}{\Delta t},$$

где  $C$  — постоянная самоторможения;  $n_{ном}$  — номинальная частота вращения;  $\Delta t$  — время, в течение которого частота вращения машины изменяется на  $\Delta n$ . Постоянная самоторможения  $C$  определяется по маховому моменту гидрогенератора или же опытным путем по данным измерений потерь в режиме ненагруженного двигателя.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### К главам 1—3

1. Гидроэлектрические станции/Под ред. В. Я. Карелина и Г. И. Кривченко. М.: Энергоатомиздат, 1987.
2. Гидроэнергетические установки/Под ред. Д. С. Шавелева. Л.: Энергониздат, 1981.
3. Использование волной энергии/Под ред. Д. С. Шавелева. Л.: Энергия, 1976.
4. Кривченко Г. И. Гидравлические машины. М.: Энергоатомиздат, 1983.
5. Нормы технологического проектирования гидроэлектрических и гидроаккумулирующих электростанций: ВНТП-41—85/Минэнерго СССР. М., 1986.
6. Основные положения по определению экономической эффективности гидроэнергетических объектов/Минэнерго СССР. М., 1981.
7. Справочник конструктора гидротурбин/Под ред. Н. Н. Ковалева. Л.: Машиностроение, 1979.
8. Справочник по гидротурбинам/Под ред. Н. Н. Ковалева. Л.: Машиностроение, 1984.
9. Справочник по эксплуатации и ремонту гидротурбинного оборудования/Под ред. Е. П. Штерна. М.: Энергоатомиздат, 1985.
10. Эдель Ю. У. Ковшовые гидротурбины. Л.: Машиностроение, 1980.
11. Экономика гидротехнического и водохозяйственного строительства/Под ред. Д. С. Шавелева. М.: Стройиздат, 1986.
12. Этинберг Э. И., Раухман Б. С. Гидродинамика гидравлических турбин. Л.: Машиностроение, 1978.

### К главам 4, 5\*

13. Иванов С. Л., Эдель Ю. У. Кавитационно-абразивный износ гидросилового оборудования ГЭС и меры борьбы с ним/Обзорная информация. Информэнерго. М., 1979.
14. Карелин В. Я., Денисов А. И. Некоторые аспекты кавитационно-абразивного изнашивания элементов гидравлических машин: Сб. науч. трудов. Вып. 189./МИСИ. М.: Стройиздат, 1983.
15. Международный код модельных приемо-сдаточных испытаний гидротурбин. Публикация МЭК № 193. Пер. с англ. Л.: ОНТИ ЦКТИ, 1967. Публикация МЭК № 193А. Пер. с англ. Л.: ОНТИ ЦКТИ, 1974.
16. Носов С. И., Пылаев Н. И., Лившиц А. М. Новые электроды марки ЦН22 для кавитационно-стойкой наплавки деталей гидротурбин/Электрические станции. 1985. № 9. С. 25—27.
17. Эрозия/Под ред. К. Прис. М.: Мир, 1982.
18. Cavitation pitting evaluation in hy-

\* См. также [8].

draulic turbines, storage pumps and pump-turbines. IEC STANDARD. Publication 609, 1978.

19. Kiffmann I. Innenkorrosivierung von Wasserkraftturbinen und Beschichtung der nichtrostenden Edelstahl-Laufschaufeln//OZE.1983.36, № 11 (нем.) (Антикоррозионная защита рабочих колес турбин).

К главам 6, 7 — см. [7, 10, 15, 18]

К главе 8\*\*

20. Яблонский Г. А. Создание рабочего колеса повышенной надежности для ковшовой турбины: Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Л., 1985.

К главам 9—13\*\*\*

21. Ананьин Б. Н. Расчет устойчивости системы регулирования группы гидроагрегатов с объединенным напорным трубопроводом//Энергомашиностроение. 1976. № 5. С. 11—14.

22. Арсфьев Н. В., Соколов Б. А. Расчет гидравлического удара явным методом конечных разностей//Тр. ЛПИ (Ленинградский политех. ин-т). Вып. 361. 1978.

23. Варламов А. А. Выбор оптимальных размеров диффузорных каналов гидромашин//Энергомашиностроение. 1976. № 5. С. 11—13.

24. Кривченко Г. И., Квятковская Е. В. Защита от аварий агрегатов ГЭС с осевыми турбинами/Электрические станции. 1981. № 6. С. 40—44.

25. Марбух В. А. Новая модификация электрогидравлического регулятора гидротурбин ЭГРИ-1//Энергомашиностроение. 1983. № 10. С. 4—7.

26. Семенов В. В. Управление частотой и активной мощностью агрегатов гидроэлектростанций: Дис. на соиск. учен. степени докт. техн. наук. Л., 1976.

К главам 14—18

27. Гидрогенераторы/И. А. Глебов, В. В. Домбровский, А. А. Дукштау и др. Л.: Энергониздат, 1982.

28. ГОСТ 5616-81. Генераторы электрические гидротурбинные (гидрогенераторы). Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1982.

29. Обнаружение дефектов гидрогенераторов/Под ред. Л. Г. Мамякоянца и Ю. М. Элькинда. М.: Энергоатомиздат, 1985.

К главе 19 — см. [5, 8—10]

К главе 20

30. Малогабаритные гидротурбины со вспомогательными механизмами/Брно, ЧКД-Бланко СССР, 1980.

31. Бахманн И. Стандартизация турбин для малых ГЭС//International Water

\*\* См. также [8, 10].

\*\*\* См. также [1—3, 8].

Power and Dam Construction. 1980. 32. № 7. P. 40—42.

32. Серия малых гидроагрегатов. Стандартизация гидротурбин и генераторов / Фуджи Электрик. 1983. 60а. (См. также 1983. 62а, 66; 1984. 63, 64).

33. Штронер Ф., Вах Э. Современные конструкции для малых гидроэлектростанций//OZE 7. Juli 1982. Jahrgang P. 400—410.

34. Тейхман Х. Т. Международная стандартизация малых ГЭС//International Water Power and Dam Construction. 1983. 35. № 5. P. 41—44.

35. Стандартизация малых гидротурбин//Escher Wyss Mitteilungen. 1979. 52. № 2. P. 13—15.

36. Мощность и типы агрегатов для малых ГЭС, работающих на водотоке / L. Da Deppo, C. Datei, V. Fiorello, A. Rinaldo//International Water Power and Dam Construction. 1984. № 10. P. 33—37.

#### К главе 21

37. Васильев Ю. С., Претро Г. А. Гидроаккумулирующие электростанции. ЛПИ. Л., 1984.

38. Гидроаккумулирующие электростанции/Под ред. Л. Б. Шеймана. М.: Энергия, 1978.

39. Претро Г. А. Открытые и полукрытые ГАЭС//Энергохозяйство за рубежом. 1985. № 5. С. 34—36.

40. Претро Г. А. Полуподземные ГАЭС//Энергохозяйство за рубежом. 1986. № 1. С. 36—41.

41. Претро Г. А. Крупнейшие ГЭС и ГАЭС зарубежных стран (анализ статистических данных)//Энергохозяйство за рубежом. 1980. № 1. С. 38—42.

#### К главе 22\*

42. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции гидротехнических систем. М.: Энергия, 1980.

43. Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции с центробежными насосами. М.: Стройиздат, 1983.

44. Крупные лопастные насосы для мелiorации, теплоэнергетики и водоснабжения/О. В. Захаров, В. С. Эрдрайх и др. М.: ЦИНИХимнефтемаш, 1979.

45. Крупные осевые и центробежные насосы/И. И. Киселев, А. Л. Герман и др. М.: Машиностроение, 1977.

46. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы: Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981.

47. Робожев А. В. Насосы для атомных электростанций. М.: Энергия, 1979.

#### К главе 23

48. Каширин М. М., Лапшинов К. П. Конструкция насос-турбин на напоры до 120 м/Энергомашиностроение. 1986. № 5. С. 10—14.

49. Обратимые гидромашин//Л. П. Грян-

ко, П. И. Зубарев, В. А. Умон и др. Л.: Машиностроение, 1981.

#### К главе 24\*\*

50. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашин гидроаккумулирующих электростанций. М.: Энергия, 1977.

51. Grein H., Baumann K. M. J. Die Ereignisse bei der Inbetriebsetzung der Pumpturbine Vianden 107//Escher Wyss Mitteilungen. 1976. Heft 2.

52. Ochi A., Yokoyama T. Development of high-head single and double-stage reversible pump-turbines//Symposium IAHR. 1980. Tokyo. P. 441—452.

53. Tanaka H., Tsunoda S. The development of high head single stage pump-turbines//Symposium IAHR. 1980. Tokyo. P. 429—440.

#### К главе 25\*\*\*

54. Пылев Н. М., Гряко Л. П. К вопросу о систематизации основных параметров лопастных гидромашин//Изв. вузов. Энергетика. 1985. № 2. С. 100—106.

55. Исследование сооружений и оборудования гидроаккумулирующих электростанций: Сб. науч. трудов/МИСИ, М., 1978, № 171.

56. De Siervo F., Lugaresi A. Modern Trends in Selecting and Designing of Francis Type Reversible Pump Turbines//Water Power and Dam Construction. 1985. № 5. P. 33—42.

57. Graeser J. E. Abaque pour pompes et pompes-turbines reversibles. Lausanne, 1978.

#### К главам 26, 27

58. Волкова Е. А. Мощные гидрогенераторы-двигатели зарубежных фирм для гидроаккумулирующих электростанций. М.: Информэлектро, 1978.

59. Пинский Г. Б., Пинская Т. И. Особенности конструкций мощных гидрогенераторов зарубежных фирм//Электротехническая промышленность. Электрические машины. 1983. Вып. 6(148). С. 13—19.

К главе 28 см. [1, 2, 4, 8, 10, 38, 49, 50]

#### К главе 29

60. Варламов А. А., Вихирев В. А. Опыт эксплуатации горизонтальных осевых гидротурбин//Энергомашиностроение. 1984. № 11. С. 37—39.

61. Douma A., Stewart G. D., Meier W. Strallo Turbine Annapolis Royal, Erstes Gezeitenkraftwerk in der Bay of Fundy//Escher Wyss Mitteilungen. 1981. № 1—2. S. 3—11.

62. Miller H. Choice of hydro-electric equipment for tidal energy//Korea tidal power symposium. Seoyl. 1978. № 14—15. P. 19.

63. Wilson E. M. Tidal power reviewed//Water Power and Dam Construction. Vol. 35. 1983. № 9. P. 13—16.

\*\*См. также [49].

\*\*\* См. также [1, 4, 49, 52, 53].

## ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Автоматизация гидрогенераторов 220  
Аппарат:  
направляющий насос-турбины 301  
— турбины 22, 76
- Быстроходность:  
насоса 292  
насос-турбины 306  
турбины 7, 11, 14
- Блок гидроагрегатный:  
ГАЭС 280  
ГЭС 259  
ПЭС 367
- Вал:  
генератора 211  
турбины 76
- Вибрация:  
допустимая генератора 205, 389  
испытания 382
- Водовод:  
деривационный 355  
напорный 363  
эквивалентный 160
- Водоём ГАЭС 280
- Водоприёмник турбины 93
- Воздухоохладитель генератора 219
- Время:  
остановки насос-турбины 353  
— трехмашинного агрегата 354  
пуска насос-турбины 353  
— трехмашинного агрегата 354  
торможения гидроагрегата 218
- Всасывающе-отсасывающая труба насос-турбины 324
- Высота:  
всасывания насоса вакуумметрическая 292  
— допустимая 292  
— насос-турбины 317  
отсасывания турбины 31, 34, 72
- Гарантии регулирования 160, 164, 167
- Генератор см. Гидрогенератор
- Гидравлическая турбина 5  
активная 5, 6  
вертикальная 6, 74  
горизонтальная 6  
диагональная 7  
капсульная 7  
ковшовая 7, 280, 282, 283  
малая 269  
осевая 7  
поворотно-лопастная 6  
пропеллерная 6  
радиально-осевая 7, 283  
реактивная 5, 6
- Гидравлические потери в отсасывающей трубе 24, 163, 165  
на выходе 165  
на расширение 165  
на трение 165  
циркуляционные 165
- Гидроабразивный износ 42, 43
- Гидроагрегат:  
ГАЭС 280  
— горизонтальный 252, 283  
— двухмашинный 250, 281, 284, 343  
— обратимый 280, 284  
— двухскоростной 284, 343  
— трехмашинный 280, 281, 283, 343  
— четырехмашинный (раздельный) 280, 281, 282, 283  
ГЭС 5  
— вертикальный 269  
— горизонтальный 269, 368  
— капсульный 88, 369  
— прямой 349  
— «Страflo» 372  
малых ГЭС 269
- Гидроаккумулирующая электростанция (ГАЭС) 280, 301  
высоконапорная 327  
классификация 280  
подземная 282, 283, 256, 328  
смешанного типа (ГЭС-ГАЭС) 280, 281  
— (ГЭС-НС) 281, 282  
средненапорная 327
- Гидромашинна обратимая (насос-турбина) 280, 281, 284, 283, 299  
двухступенчатая 286  
диагональная 284  
многоступенчатая 280, 284, 285, 286  
одноступенчатая 284, 286  
радиально-осевая 284, 285
- Гидрогенератор (генератор):  
зонтичный 206, 207, 221  
капсульный 237  
малых ГЭС 276  
подвесной 206, 207
- Двигатель вертикальный синхронный 329, 333
- Двигатель-генератор 335  
— двухскоростной 343
- Дефлектор ковшовой турбины 98
- Длина активной стали 193
- Заглубление агрегатов ГАЭС 327
- Закладные и фундаментные части турбины 74
- Законы (формулы) подобия:  
геометрического 9  
динамического 10  
кинематического 9
- Закрытие регулирующих органов программного 167
- Затвор кольцевой 81
- Инерционная постоянная:  
агрегата (вращающихся частей) 360  
водоводов 161, 355  
времени агрегата 161, 199, 360  
проточного тракта насос-турбины 355
- Индукция в зазоре генератора 193

**Испытания:**  
— модельные гидромашин 63  
— — кавитационные 32  
— натурные генераторов 385  
— турбин 376

**Кавитационный запас:**  
— критического режима 293  
— насоса 293

**Кавитационный износ (эрозия):**  
— насос-турбины 317  
— турбины 29

**Кавитация в гидромашинных 29, 317**  
— местная 36  
— профильная 36  
— щелевая 36

**Камера:**  
— подводная 60  
— рабочего колеса 23  
— спиральная насос-турбины 323  
— турбинная 14  
— — прямоосная 14  
— — спиральная 14, 74, 78  
— — бетонная 15  
— — металлическая 15  
— — сталежелезобетонная 15  
— — унифицированная 17, 18

**Капсула агрегата 89**

**Класс турбины 5**

**Кожух турбины 94**

**Колесо рабочее:**  
— насоса 295  
— насос-турбины радиально-осевой 301  
— турбины 81  
— — диагональной 85  
— — ковшовой 98  
— — осевой поворотной-лопастной 83  
— — радиально-осевой 81

**Колонка управления гидромеханическая 112**

**Колонка статора турбины 22**

**Командоаппарат 123**

**Контроль генератора тепловой 220**

**Контроль подпятника капсульного генератора 241, 244**

**Корпус:**  
— насос-турбины 326  
— статора генератора 208  
— турбины 53, 59

**Коэффициент:**  
— быстроходности гидромашин обратной 306  
— — насоса 292  
— — турбины 7, 11, 14  
— износостойкости 45  
— использования активного объема 193, 340  
— кавитации гидромашин обратной 317  
— — насоса 293  
— — турбины 31  
— мощности 192, 193, 335  
— перерегулирования 174  
— потерь насоса 292  
— саморегулирования нагрузки 99  
— — турбины 99  
— — системы 99  
— угона 198

**КПД:**  
— подводящего тракта 286, 260  
— генератора 192, 196, 286, 390  
— гидроагрегата 259  
— гидроагрегатного блока 259  
— гидроаккумулятора 286  
— насоса 286, 293  
— насос-турбины 286, 317, 308  
— собственных нужд 286  
— трансформатора 286  
— трубы отсасывающей 25  
— турбины модельной 63  
— — натурной 63  
— полной 12, 63

**Крестовина верхняя и нижняя гидрогенератора 211**

**Критерии моделирования 10, 32**

**Легкоразрушаемое покрытие 35**

**Логарифмические частотные характеристики 175**

**Лопатка направляющего аппарата 76**

**Маслонапорная установка (МНУ) 135**

**Маслоприемник 86**

**Маркировка:**  
— генератора 216  
— насоса 29  
— насос-турбины 307  
— турбины 51

**Масса:**  
— генератора 217, 222, 224  
— двигателя 330  
— двигателя-генератора 343, 336  
— подпятника 217  
— ротора 217, 222, 224  
— статора 222, 224  
— турбины 62  
— — удельная 62

**Меры борьбы с износом гидротурбин 50**

**Механизм:**  
— автоматического управления лопастями рабочего колеса 121  
— обратных связей 123  
— ограничения открытия 113  
— ручного управления 121  
— программного закрытия 121, 125

**Моделирование:**  
— агрегатов ГАЭС 364  
— кавитационных явлений 32

**Модельные испытания см. Испытания модельные гидротурбин**

**Момент маховый:**  
— генератора 198  
— гидроагрегата 198  
— двигателя 333  
— двигателя-генератора 336

**Мощность:**  
— водотока потенциальная 9  
— ГАЭС 341  
— гидроагрегата электрическая 9  
— гидрогенератора 192  
— — активная (действительная) 192  
— — зарядная 205  
— — номинальная 192  
— — полная (кажущаяся) 192

**Мощность:**  
— гидрогенератора реактивная 192, 206  
— — форсированная 252  
— двигателя-генератора 335  
— насос-турбины в насосном режиме 308  
— — в турбинном режиме 308.  
— турбины полезная на валу 9

**Муфты сцепления-расцепления ГАЭС 283, 284**  
— зубчатые 283, 284  
— преобразователи момента гидравлические 284  
— фрикционные (трения) 283, 284

**Мультипликатор 372**

**Нагрев допустимый генератора 252**

**Нагрузка:**  
— линейная 193  
— несимметричная 204

**Напор:**  
— брутто (гидроагрегатного блока) 9  
— геометрический (полный) 9  
— ГАЭС 8  
— насоса 290, 292  
— насос-турбины 318  
— турбины гарантированный 249  
— — пусковой 249  
— — рабочий 9  
— — расчетный 249  
— — среднезвешенный 249

**Напряжение гидрогенератора 192**

**Насос:**  
— гидроаккумуляторной станции 287  
— двустороннего входа 290  
— двухступенчатый 297  
— диагональный 289  
— многоступенчатый 297, 299  
— осевой 287, 289  
— поворотной-лопастной 287, 289  
— центробежный 290

**Насос-турбина:**  
— диагональная 284, 326, 327  
— осевая 326  
— радиально-осевая 284, 285, 299  
— — многоступенчатая 280, 284, 327  
— — одноступенчатая 284, 286, 327  
— — высоконапорная 325

**Нограмма вибрации гидроагрегата 378**

**Обмотка статора 208**

**Обод ротора 210**

**Остановка агрегата:**  
— ГАЭС 124, 125  
— — аварийная 129  
— обратного двухмашинного 351  
— — из насосного режима 351  
— — из режима синхронного компенсатора 352  
— — из турбинного режима 351

**Отсасывающая труба:**  
— изогнутая 26  
— прямоосная коническая 25  
— раструбная 28  
— унифицированная 28

**Охлаждение генератора:**  
— косвенное воздушное 214  
— — самовентилирующей 214

**Охлаждение генератора:**  
— принудительное 215  
— — воздушное 215  
— — жидкостное 215  
— — смешанное 215

**Оценка качества переходного процесса 174**

**Панель электрооборудования регулятора 105**

**Перевод агрегата из одного режима в другой 352, 354**

**Перегрузка допустимая по току 203**

**Перепад давления масла в сервомоторах 163**

**Подача насоса 289, 290**

**Подпятник 212, 217, 220, 226**  
— — капсульного генератора 241, 244

**Подшипник:**  
— направляющий 87, 214, 297, 303  
— опорный 94, 241

**Полюс ротора генератора 210**

**Постоянная времени см. Инерционная постоянная времени**

**Потери энергии в генераторе 197**

**Потеря привода обратным агрегатом 361**

**Процесс переходный:**  
— гидроагрегата ГАЭС 349  
— — оперативный 349  
— — особый 349  
— — ГАЭС 163

**Пуск агрегата:**  
— ГАЭС 123  
— двухмашинного в насосный режим 344, 351  
— — — — асинхронный прямой 345  
— — — — от вспомогательного электродвигателя или пусковой турбины 348  
— — — — частотный 346  
— — — — асинхронный 347  
— — — — асинхронно-синхронный 348  
— — — — от другого агрегата 346  
— — — — от статического преобразователя 346  
— в режим синхронного компенсатора 352  
— в турбинный режим 344, 351  
— трехмашинного 354

**Распределитель турбины ковшовой 96**

**Расход:**  
— насос-турбины  
— в насосном режиме 319  
— в турбинном режиме 319  
— приведенный 307, 319, 328, 329  
— насоса см. Подача насоса турбины 10  
— приведенный 10, 53, 54, 58, 59

**Расчет:**  
— гарантий регулирования 172  
— гидравлического удара в водопроводе 160, 363  
— МНУ 143  
— ожидаемого гидраабразивного износа 49  
— переходного процесса в гидроагрегатах 166, 167



Расчет:  
 — исходного процесса в ГАЭС 363  
 — — — ГЭС 167  
 системы охлаждения гидрогенератора 219  
 спиральной камеры гидромеханический 19  
 устойчивости системы регулирования 173  
 Регулирование обратных гидромашины 360  
 Регулятор:  
 возбуждения генератора 232  
 — — вспомогательного 234  
 гидромеханический 102  
 частоты вращения агрегата малой ГЭС 278  
 электрогидравлический 103  
 — ковшовой гидротурбины 126  
 — насос-турбины 127  
 Режим работы:  
 генератора 201  
 — асинхронный 204  
 — синхронным компенсатором 205  
 гидроагрегата ГАЭС 349  
 — — стационарный 349  
 — — — рабочий 349  
 — — — насосный 301, 305, 349, 36  
 — — — синхронного компенсатора 348  
 — — — турбинный 301, 305, 306  
 — — — промежуточный 349  
 — — — противотока 312  
 — — — пусковой насосный 349  
 — — — холостого хода 349  
 — — торможение 348, 313  
 — — механическое 348  
 — — электрическое 348  
 — ГЭС 250, 251  
 — — переходный 124  
 — — эксплуатационный 258  
 двигателя 332  
 Ротор гидрогенератора 210, 226  
 Сброс нагрузки с гидроагрегата 125, 159  
 Сервомотор:  
 направляющего аппарата 78  
 — — индивидуальный 80  
 — — крыльчатый 81  
 — — насос-турбины 303, 304  
 — — торový 81  
 рабочего колеса 86  
 Сердечник статора генератора 208  
 Система:  
 автоматического управления гидромашинной 98, 153, 157  
 — — микропроцессорная 133  
 возбуждения генератора 245  
 — двигателя 248  
 — двигателя-генератора 248  
 насос-турбины 306  
 охлаждения капсульного генератора 239  
 — — аксиальная воздушная 239  
 — — — водяная 240  
 — — — радиальная 240  
 — двигателя-генератора 338  
 пожаротушения 218, 220  
 турбин 6  
 циркуляции дистиллята 215  
 Сопло ковшовой турбины 97  
 Сопротивление индуктивное:  
 нулевой последовательности 195  
 обратной последовательности 195  
 переходное по продольной оси 194  
 полное обмотки возбуждения 194  
 сверхпереходное по оси поперечной 194  
 — — — продольной 194  
 синхронное по оси поперечной 194  
 — — — продольной 194  
 Статор:  
 генератора 208  
 насос-турбины 323  
 турбины 22, 78  
 Тип:  
 насоса 287  
 насос-турбины 307  
 турбины 7  
 Ток короткого замыкания 196  
 обмотки статора 192  
 Трубопровод см. Водовод  
 Турбина см. Гидравлическая турбина  
 Угол конусности отсасывающей трубы 25, 26, 325  
 — охвата спирали 20, 324  
 — подъема диффузора отсасывающей трубы 27  
 — установки лопастей турбины 71  
 Удар гидравлический 160, 173  
 скорость волны 161  
 фаза 161  
 Уплотнение:  
 направляющего аппарата 81  
 насос-турбины 301  
 радиально-осевой турбины 82  
 Усилие осевое 13, 164, 314  
 Установка испытательная кавитационная 33  
 Устойчивость системы регулирования 173  
 Устройство комбинаторное 119  
 Характеристика:  
 гидроагрегатного блока рабочая 261  
 — — эксплуатационная 259  
 генератора рабочая 259  
 насоса универсальная 287, 294  
 — эксплуатационная 295, 298  
 насос-турбины рабочая насосная 311  
 — — турбинная 311  
 — силовая 313  
 — универсальная 309, 310, 372  
 — четырехквadrантная 312, 313, 357  
 — эксплуатационная 316  
 турбины рабочая 8  
 — статическая расходно-моментная 168  
 — универсальная типовая 65  
 — эксплуатационная 73  
 Холостой выпуск турбины 166, 265  
 Частота вращения:  
 приведенная 10  
 синхронная 193  
 угонная 198  
 Энергия:  
 кинетическая 8  
 массы жидкости удельная 8  
 потенциальная 8

Предисловие . . . . . 3  
 ЧАСТЬ I. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ . . . . . 5  
 Раздел 1. Турбинное оборудование ГЭС . . . . . 5  
 Глава 1. Системы и параметры гидравлических турбин . . . . . 5  
 1.1. Классификация и области применения гидравлических турбин . . . . . 5  
 1.2. Мощность потока, напор и мощность турбины . . . . . 8  
 1.3. Условия моделирования и критерии подобия . . . . . 9  
 1.4. Приведенные величины и коэффициент быстроходности . . . . . 10  
 1.5. Параметры гидротурбин . . . . . 11  
 1.6. Осевое усилие . . . . . 13  
 Глава 2. Турбинные камеры и другие элементы проточной части турбин . . . . . 14  
 2.1. Общие сведения о турбинных камерах . . . . . 14  
 2.2. Унификация спиральных камер . . . . . 17  
 2.3. Гидромеханический расчет спиральных камер . . . . . 19  
 2.4. Статор турбины . . . . . 22  
 2.5. Направляющий аппарат . . . . . 22  
 2.6. Камера рабочего колеса . . . . . 23  
 Глава 3. Отсасывающие трубы . . . . . 23  
 3.1. Назначение отсасывающих труб, их гидравлические и энергетические качества . . . . . 23  
 3.2. Типы отсасывающих труб и их размеры . . . . . 25  
 3.3. Унификация отсасывающих труб . . . . . 28  
 3.4. Энергоэкономическое обоснование основных параметров отсасывающих труб . . . . . 29  
 Глава 4. Кавитация и кавитационная эрозия . . . . . 29  
 4.1. Условия возникновения кавитации и природа кавитационной эрозии . . . . . 29  
 4.2. Коэффициент кавитации и высота отсасывания . . . . . 31  
 4.3. Оборудование и методика определения  $\sigma$ . Кавитационные характеристики турбин . . . . . 32  
 4.4. Кавитация в поворотно-лопастных, радиально-осевых и ковшовых гидротурбинах . . . . . 35  
 4.5. Основные факторы, влияющие на интенсивность кавитационной эрозии . . . . . 36  
 4.6. Меры борьбы с кавитацией . . . . . 38  
 4.7. Международные рекомендации по оценке кавитационных разрушений гидротурбин и насос-турбин . . . . . 40  
 Глава 5. Гидроабразивный износ турбин . . . . . 42  
 5.1. Особенности износа гидротурбин наносами . . . . . 42  
 5.2. Основные факторы, влияющие на гидроабразивный износ . . . . . 43  
 5.3. Оценка истирающей способности наносов и определение межремонтного периода работы турбин проектируемой ГЭС . . . . . 45  
 5.4. Меры борьбы с износом гидротурбин . . . . . 50  
 Глава 6. Номенклатура крупных гидротурбин . . . . . 50  
 6.1. Общие сведения . . . . . 50  
 6.2. Номенклатура вертикальных поворотно-лопастных осевых и радиально-осевых гидротурбин . . . . . 52  
 6.3. Номенклатура капсульных, диагональных и ковшовых гидротурбин . . . . . 57  
 6.4. Стандартизация и унификация гидротурбинного оборудования . . . . . 61  
 6.5. Масса гидротурбин . . . . . 62  
 Глава 7. Характеристики гидротурбин . . . . . 62  
 7.1. Международные рекомендации по модельным приемо-сдаточным испытаниям гидравлических турбин . . . . . 62  
 7.2. Типовые универсальные характеристики гидротурбин . . . . . 65  
 7.3. Методы пересчета универсальных характеристик . . . . . 71  
 7.4. Построение рабочих и эксплуатационных характеристик . . . . . 73  
 Глава 8. Конструкции гидротурбин 74  
 8.1. Вертикальные радиально-осевые, поворотно-лопастные и диагональные турбины . . . . . 74  
 8.2. Горизонтальные капсульные гидроагрегаты с осевыми пово-

ротно-лопастными гидротурбинами	88
8.3. Вертикальные ковшовые турбины	94
<b>Раздел 2. Система автоматического управления гидромашинными</b>	98
<b>Глава 9. Регуляторы частоты вращения гидротурбин</b>	98
9.1. Общие положения	98
9.2. Классификация регуляторов частоты вращения гидротурбин	101
9.3. Электрогидравлические регуляторы	104
9.4. Электрическая часть ЭГР	105
9.5. Гидромеханическая часть ЭГР	112
9.6. Последовательность действия механизмов регулятора в переходных режимах	124
9.7. Системы регулирования ковшовых гидротурбин	126
9.8. Регуляторы для насос-турбин	127
9.9. Система управления направляющим аппаратом с индивидуальными сервомоторами	128
9.10. Система управления аварийной остановкой гидротурбины	129
9.11. Системы регулирования гидротурбин с использованием микроЭВМ	133
<b>Глава 10. Маслонапорные установки</b>	135
10.1. Назначение, типоразмеры и работа маслонапорных установок	135
10.2. Основные узлы МНУ	139
10.3. Выбор типоразмера маслонапорной установки	142
10.4. Маслоохладительная установка	144
10.5. Маслонапорные установки на давление 6,3 МПа	145
10.6. Система автоматического управления маслонапорной установкой	146
10.7. Электропанель автоматик	150
10.8. Пусковые устройства электродвигателей	151
10.9. Датчики давления масла в гидроаккумуляторе	151
10.10. Датчики уровня	152
<b>Глава 11. Система управления механизмами и узлами гидротурбины</b>	153
11.1. Управление элементами гидротурбины	153
11.2. Измерение расхода и откачка дренажной воды	156
11.3. Измерительные щиты и электропанели	156
11.4. Реле контроля частоты вращения гидроагрегата	158

<b>Глава 12. Гидромеханические переходные процессы гидроагрегатов. Гарантии регулирования</b>	159
12.1. Основные положения	159
12.2. Уравнения гидравлического удара	160
12.3. Уравнение гидроагрегата	161
12.4. Уравнения движения регулирующих органов	162
12.5. Особенности переходных процессов гидроагрегатов с турбинами различных систем	163
12.6. Расчет переходных процессов гидроагрегатов с холостыми выпусками	166
12.7. Программное закрытие регулирующих органов	167
12.8. Последовательность расчета переходного процесса	167
12.9. Использование ЭВМ для расчета гарантий регулирования	172
<b>Глава 13. Расчет устойчивости системы регулирования</b>	173
13.1. Общие понятия о расчете устойчивости	173
13.2. Передаточные функции регуляторов	179
13.3. Передаточная функция объекта регулирования	181
13.4. Пример расчета устойчивости системы регулирования с применением частотного метода	187
<b>Раздел 3. Гидрогенераторы</b>	192
<b>Глава 14. Основные данные по гидрогенераторам</b>	192
14.1. Основные технические параметры	192
14.2. Электромагнитные и энергетические характеристики	193
14.3. Механические характеристики	198
14.4. Режимы работы	201
14.5. Работа гидрогенераторов в режиме синхронного компенсатора	205
<b>Глава 15. Конструкции гидрогенераторов</b>	206
15.1. Гидрогенераторы подвесного и эоптичного типов и область их применения	206
15.2. Конструкции современных гидрогенераторов	208
15.3. Подпятники и направляющие подшипники	212
15.4. Системы охлаждения	214
15.5. Определение основных размеров	216
15.6. Расчет расхода охлаждающей воды и определение размеров воздухоохладителей	219
15.7. Автоматизация гидрогенераторов	220
15.8. Конструкции крупных гидрогенераторов	221

<b>Глава 16. Регуляторы возбуждения гидрогенераторов</b>	232
16.1. Основные требования к регуляторам	232
16.2. Автоматический регулятор возбуждения сильного действия	233
16.3. Автоматический регулятор возбуждения вспомогательного генератора	234
16.4. Перспективные регуляторы	235
<b>Глава 17. Генераторы капсульных гидроагрегатов</b>	237
17.1. Основные параметры	237
17.2. Системы охлаждения	239
17.3. Компоновка и конструкции	241
17.4. Режимы работы и система возбуждения	243
17.5. Примеры выполненных генераторов	244
<b>Глава 18. Системы возбуждения</b>	245
18.1. Основные схемы	245
18.2. Унифицированные системы возбуждения	246
18.3. Системы возбуждения двигателей-генераторов ГАЭС и двигателей насосных станций	248
<b>Раздел 4. Гидроагрегаты ГЭС</b>	249
<b>Глава 19. Выбор параметров и компоновка гидроагрегата</b>	249
19.1. Выбор расчетного напора турбины и мощности генератора	249
19.2. Основные положения выбора гидротурбин	252
19.3. Примеры определения параметров гидроагрегата	256
19.4. Коэффициент полезного действия и характеристики гидроагрегата и гидроагрегатного блока	259
19.5. Компоновка вертикальных гидроагрегатов с реактивной турбиной	261
19.6. Схемы компоновки горизонтальных гидроагрегатов	266
19.7. Особенности компоновки гидроагрегатов с ковшовыми турбинами	267
<b>Глава 20. Перспективные конструкции и компоновки гидроагрегатов малых ГЭС</b>	268
20.1. Классификация малых ГЭС и требования к их оборудованию	268
20.2. Типизация гидротурбинного оборудования для малых ГЭС, область применения, конструктивные особенности	269
20.3. Гидрогенераторы, система регулирования и автоматизация работы	276

<b>ЧАСТЬ 2. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОАККУМУЛИРУЮЩИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ</b>	280
<b>Раздел 5. Гидромашинное оборудование ГАЭС</b>	280
<b>Глава 21. Гидроагрегаты ГАЭС</b>	280
21.1. Классификация ГАЭС и типы гидроагрегатов	280
21.2. Четырехмашинная схема	282
21.3. Трехмашинная схема	283
21.4. Муфты сцепления гидроагрегатов ГАЭС	283
21.5. Двухмашинная схема	284
21.6. Коэффициент полезного действия гидравлического аккумулятора энергии	286
<b>Глава 22. Насосы ГАЭС</b>	287
22.1. Классификация и основные параметры насосов	287
22.2. Подбор насосов	290
22.3. Конструкции крупных насосов ГАЭС	295
<b>Глава 23. Насос-турбины ГАЭС</b>	299
23.1. Конструкция насос-турбины	299
23.2. Рабочее колесо	301
23.3. Направляющий аппарат	301
23.4. Сервомотор направляющего аппарата	303
23.5. Направляющий подшипник	303
23.6. Уплотнение вала	305
<b>Глава 24. Характеристики насос-турбин</b>	306
24.1. Классификация, основные параметры и КПД насос-турбин	306
24.2. Главные универсальные характеристики	309
24.3. Характеристики турбинного и насосного режимов обратимых гидромашин	310
24.4. Четырехквadrантные характеристики насос-турбин	312
24.5. Силовые характеристики обратимого гидроагрегата	313
24.6. Эксплуатационная характеристика насос-турбины	316
24.7. Особенности кавитации в обратимых гидромашинных	317
<b>Глава 25. Выбор параметров насос-турбин</b>	318
25.1. Расход, напор и мощность гидравлической машины в турбинном и насосном режимах	318
25.2. Определение диаметра рабочего колеса и частоты вращения радиально-осевой насос-турбины	319
25.3. Определение габаритных размеров спиральной камеры и всасывающе-отсасывающей трубы	323

25.4. Особенности выбора параметров насос-турбин высоконапорных ГАЭС . . . . .	325	28.2. Пуск гидроагрегата в насосный, турбинный режимы и режим синхронного компенсатора . . . . .	344
25.5. Агрегаты ГАЭС с поворотными лопастными насос-турбинами . . . . .	326	28.3. Режимы работы и виды переходных процессов ГАЭС . . . . .	349
25.6. Предварительное определение параметров агрегатов ГАЭС по обобщенным зависимостям, основанным на аналогах . . . . .	327	28.4. Схемы перевода обратимого гидроагрегата из одного режима работы в другой . . . . .	351
<b>Раздел 6. Электрические машины ГАЭС . . . . .</b>	<b>329</b>	28.5. Динамические показатели переходных процессов и режимы регулирования обратимых гидроагрегатов ГАЭС . . . . .	355
<b>Глава 26. Вертикальные электрические синхронные двигатели</b>	<b>329</b>	28.6. Расчеты переходных процессов гидроагрегатов ГАЭС с обратимыми гидромашинами . . . . .	362
26.1. Характеристики, параметры и особенности конструкции . . . . .	329	<b>Глава 29. Гидроагрегаты ПЭС . . . . .</b>	<b>367</b>
26.2. Пусковые характеристики и режимы работы . . . . .	332	29.1. Развитие конструкций гидроагрегатов ПЭС . . . . .	367
26.3. Синхронные двигатели большой мощности для привода насосов . . . . .	333	29.2. Гидроагрегаты ПЭС Сен-Мало и Ранс . . . . .	369
<b>Глава 27. Электрические двигатели-генераторы . . . . .</b>	<b>335</b>	29.3. Насос-турбина Кислогубской ПЭС . . . . .	370
27.1. Номинальные данные и основные параметры . . . . .	335	29.4. Гидротурбина «Страфло» . . . . .	372
27.2. Компоновка и особенности конструкции . . . . .	336	29.5. Проектирование оборудования Кольской ПЭС . . . . .	375
27.3. Системы охлаждения . . . . .	338	<b>Приложение. Натурные испытания гидроагрегатов ГЭС . . . . .</b>	<b>376</b>
27.4. Подпятники . . . . .	338	П.1. Натурные испытания гидротурбин . . . . .	376
27.5. Двигатель-генератор Загорской ГАЭС . . . . .	339	П.2. Натурные испытания гидрогенераторов . . . . .	385
27.6. Тенденция создания двигателей-генераторов . . . . .	340	<b>Список литературы . . . . .</b>	<b>391</b>
<b>Раздел 7. Параметры и режимы работы гидроагрегатов ГАЭС и ПЭС . . . . .</b>	<b>341</b>	<b>Предметный указатель . . . . .</b>	<b>393</b>
<b>Глава 28. Параметры и режимы работы гидроагрегатов ГАЭС</b>	<b>341</b>		
28.1. Мощность гидроагрегатов в турбинном и насосном режимах . . . . .	341		