

Федеральное государственное автономное образовательное

учреждение высшего образования

«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

На правах рукописи



Щур Василий Алексеевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГООТДАЧИ ГИДРОТУРБИННОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ДЕЙСТВУЮЩИХ ГЭС ПРИ ИХ РЕКОНСТРУКЦИИ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

Доктор технических наук, проф.

Г.И. Топаж

Санкт-Петербург-2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ	4
СОКРАЩЕНИЯ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
1. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ ГИДРОЭНЕРГЕТИКИ И ГИДРОТУРБОСТРОЕНИЯ В РОССИИ И ЗА РУБЕЖОМ	9
1.1. Состояние гидроэнергетики за рубежом и в России	9
1.2. Тенденции развития гидротурбостроения	22
1.3. Энергетические и эксплуатационные характеристики гидротурбин со сроком службы выше нормативного	31
1.4. Постановка задачи диссертационной работы.....	35
2. НАДЕЖНОСТЬ ГИДРОТУРБИН СО СРОКОМ СЛУЖБЫ ВЫШЕ НОРМАТИВНОГО	39
2.1. Комплексные показатели надежности гидроагрегата	41
2.1.1. Методика определения комплексных показателей надежности гидроагрегата	43
2.1.2. Анализ комплексных показателей надежности гидроагрегатов	54
2.2. Ресурсопределяющие узлы гидротурбин.....	68
3.1. Понятие режима работы гидроагрегата.	72
3.2. Состояние вопроса изучения режимов работы гидроагрегата	76
3.3. Развитие методики ЦКТИ изучения режимов работы гидротурбины....	82
3.3.1. Закономерности выбора режимов работы новой турбины	87
3.4. Информационный банк данных по режимам работы гидротурбин на реконструируемых ГЭС	101
3.4.1. Распределение объемов воды по напору $V_T(H)$	101
3.4.2. Использование мощности агрегата в энергосистеме на реконструированных ГЭС	107
3.4.3. Кавитационные условия работы гидромашин на реконструируемых ГЭС.....	114
4. МЕТОДИКА ВЫБОРА НОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА РЕКОНСТРУИРУЕМЫХ ГЭС.....	118
4.1. Основные положения	118
4.2. Оценка выбора нового оборудования реконструируемых ГЭС	123
5. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГООТДАЧИ НОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА РЕКОНСТРУИРУЕМЫХ ГЭС	131
5.1. Иркутская ГЭС.....	131

5.2. Капчагайская ГЭС (Казахстан)	134
5.3. Нижегородская ГЭС	145
5.4. Широковская ГЭС	155
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	163
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	165

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ

D_1 — диаметр рабочего колеса;

H_p — напор расчетный;

N_T — мощность турбины;

n — частота вращения;

$n_{11} = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}$ — приведенная частота вращения;

p — давление;

Q — объемный расход;

$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}$ — приведенный расход;

S — площадь;

V — скорость;

$Z_{рк}$ — число лопастей рабочего колеса;

$Z_{на}$ — число лопаток направляющего аппарата;

ρ — плотность;

η — коэффициент полезного действия;

Индексы:

“а” — агрегат;

“Т” — турбина;

“ген” — генератор;

“опт” — оптимальное значение;

“мин” — минимальное значение;

“мах” — максимальное значение;

“ср” — среднее значение.

СОКРАЩЕНИЯ

ГЭС	—	гидроэлектростанция;
ГА	—	гидроагрегат;
ГТ	—	гидротурбина;
КПД	—	коэффициент полезного действия;
ЛМЗ	—	Ленинградский металлический завод;
НА	—	направляющий аппарат;
ОТ	—	отсасывающая труба;
ПЛ	—	поворотно-лопастная;
РК	—	рабочее колесо;
РО	—	радиально-осевая;
СК	—	спиральная камера;
ХТГЗ	—	Харьковский турбинный государственный завод.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы.

После развала СССР в России работало 98 крупных ГЭС, общей мощностью 48 млн. кВт, причем около 80% из них к настоящему времени выработали нормативный срок эксплуатации и требуют существенного ремонта и реконструкции. После 1990 года в результате экономического кризиса потребность в электроэнергии в России упала на 22%, однако сейчас наблюдается рост промышленного производства и необходимость в существенном развитии гидроэнергетики. В нашей стране в ближайшие годы не ожидается существенного увеличения строительства новых ГЭС, поэтому на ближайшую перспективу основные усилия будут направлены на продление срока службы ныне работающих гидростанций. По мнению специалистов, для крупных ГЭС более эффективным является модернизация и реконструкция существующего оборудования ГЭС, которая по техническому эффекту может сравниться с вводом новой электростанции. Из сказанного следует большая актуальность задачи реконструкции и модернизации гидротурбинного оборудования существующих ГЭС.

Цель и задачи работы.

Целью работы является разработка общей методики выбора гидротурбинного оборудования реконструируемых ГЭС, которая учитывает индивидуальные особенности данной гидростанции и обеспечивает надежность эксплуатации, высокие гидравлические показатели и максимальную выработку энергии от проходящего через турбины водотока.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие задачи:

- проведение массового обследования гидротурбин со сроком службы выше нормативного для выявления целесообразности реконструкции и способов повышения их энергетических показателей.

- развитие методики НПО ЦКТИ выбора нового гидротурбинного оборудования реконструируемых ГЭС в направлении повышения их энергоотдачи.
- создание информационной системы данных, необходимых для выбора нового оборудования реконструируемых ГЭС.

Научная новизна заключается в следующем:

- предложена методика, позволяющая оценить целесообразность реконструкции гидротурбины по условию надежности. Методика основана на оценки надежности гидротурбин с помощью предложенного в работе физически обоснованного коэффициента оперативной готовности $\overline{K}_{ог}^*$ генераторного режима.
- разработана и запрограммирована расчетно-экспериментальная методика выбора нового гидротурбинного оборудования, которая на основе анализа реальных режимных параметров позволяет увеличить выработку энергии на реконструируемой ГЭС.
- предложена методика расчета топограммы на эксплуатационной характеристике $H-N_t$ новой турбины по данным опыта эксплуатации предыдущего оборудования.

Практическая ценность работы состоит в следующем:

- создан банк данных коэффициентов оперативной готовности $\overline{K}_{ог}^*$ для 12 ГЭС–аналогов, который позволяет оценить целесообразность реконструкции ГЭС по условию надежности.
- выполнено обследование 47 подлежащих реконструкции ГЭС и создана информационная система, которая включает данные, необходимые для выбора нового оборудования реконструируемой ГЭС.
- для нескольких реконструируемых ГЭС (Иркутская, Капчагайская, Нижегородская, Широковская) предложены практические мероприятия, позволяющие повысить гидравлические показатели и выработку энергии при их реконструкции.

Реализация результатов работы.

Предложенные в данной работе методики расчета могут быть использованы для решения различных прикладных задач, связанных с реконструкцией гидротурбинного оборудования действующих ГЭС, а также для научных и учебных целей.

Апробация работы.

Результаты работы были доложены и обсуждены на: МНТК «XXXIX неделя науки СПбГПУ» (6-11 декабря 2010 г, Санкт-Петербург); 7-й МНТК «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (июнь 2012 г, Санкт-Петербург); 7-й НТК «Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии» (25-27 октября 2012 г, Санкт-Петербург); 8-й МНТК «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (10-11 июня 2014 г, Санкт-Петербург); МНТК «HydroVision Russia 2015» (3-5 марта 2015 г, Москва).

Публикации.

По теме диссертации опубликовано 10 печатных работ, в том числе 4 в журналах, рекомендованных ВАК.

Структура и объем работы.

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы из 106 наименований. Основное содержание работы изложено на 175 страницах, содержит 34 рисунка и 43 таблицы.

1. АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ ГИДРОЭНЕРГЕТИКИ И ГИДРОТУРБОСТРОЕНИЯ В РОССИИ И ЗА РУБЕЖОМ

1.1. Состояние гидроэнергетики за рубежом и в России

Из всех существующих возобновляемых источников энергии (солнечной, ветровой, геотермальной, энергии волн и приливов и др.) использование водной энергии имеет наибольшее значение. В мире на долю ГЭС приходится примерно 23% всей мощности и 21% производства электроэнергии. Интерес к использованию гидравлической энергии в мире очень высок. По международным прогнозам выработка электроэнергии на ГЭС должна удвоиться к 2020 году. За последние 15 лет объем мирового производства электроэнергии на гидростанциях увеличился на 1100 млрд. кВт·ч и превысил 3,6 трлн. кВт·ч в год. Степень освоения экономического потенциала гидроресурсов в мире составляет 30%, в том числе в России – 20%, в США и Канаде 75%, во Франции – 97% и 40% в КНР, обладающей самым большим экономическим потенциалом (15% мирового) [2].

Впечатляют успехи Китая в использовании гидроресурсов. На 2015 год в Китае освоено около 40 % гидроэнергетических ресурсов, а выработка электроэнергии на ГЭС приблизилась к 20 % от общей выработки. Темпы ввода новых мощностей в этой стране очень высокие. С 1990 г. по 2010 г. установленная мощность ГЭС выросла в 6 раз и приблизилась к 220 млн. кВт, а к 2020 году должна достигнуть 500 млн. кВт. Гидроэнергетический комплекс “Три ущелья” имеет установленную мощность 18 200 МВт и вырабатывает в среднем по водности году 84,7 млрд. кВт·ч (на этом комплексе установлено 26 гидроагрегатов единичной мощностью 700 МВт).

Приведенные данные показывают несостоятельность заявлений в некоторых средствах массовой информации о некоем спаде гидроэнергостроительства.

По запасам гидроэнергии Советский Союз занимал первое место в мире. Экономический потенциал страны оценивался в 1095 млрд. кВт·ч [11], из

которого было использовано только около 20 %. К 1990 году на гидростанциях Союза было установлено гидротурбин общей мощностью около 63,5 млн. кВт. За счет выработки электроэнергии на ГЭС ежегодная экономия топлива оценивалась в 85 млн. тонн условного топлива (13 % от добычи топлива). В перспективных планах развития СССР на 1990÷2005 г.г. гидроэнергетике уделялось также большое внимание [46, 47,49,60]. По различным регионам СССР планировался следующий ввод мощностей: Европейская часть (Кольский полуостров, Кавказ) – 4 млн. кВт (выработка 10 млрд. кВт·ч); Сибирь – 25 млн. кВт (выработка 95 млрд. кВт·ч); Дальний Восток – 15 млн. кВт (выработка 45 млрд. кВт·ч); Средняя Азия, Казахстан – 16 млн. кВт (выработка 50 млрд. кВт·ч). Кроме того, в Европейской части страны предполагалось строительство гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) общей мощностью 10 млн. кВт. Реализация этой программы гидростроительства сэкономила бы в год 60÷70 млн. тонн условного топлива.

В дальнейшем (к 2015 году) ожидалось достичь освоения 45 % гидроресурсов СССР, при этом ввод мощностей по годам предполагался таким: 1991÷1995 г.г. – 8÷9 млн. кВт; 1996÷2005 г.г. – 27÷32 млн. кВт; 2005÷2015 г.г. – 30÷32 млн. кВт. К сожалению, этим планам не суждено было реализоваться [46].

Что касается России, то в ней сегодня имеется 102 ГЭС общей установленной мощностью 51 млн. кВт. Ежегодная выработка электроэнергии на ГЭС составляет 157÷170 млрд. кВт·ч в зависимости от водности года. По установленной мощности ГЭС и выработке энергии Россия находится на 5 месте после США, Китая, Канады и Бразилии (табл. 1.1) [96].

Таблица 1.1. Основные показатели по ГЭС в мире на 2012 год [96]

№ п/п	Страна	Установленная мощность ГЭС	Выработка энергии на ГЭС	Общая выработка энергии	Доля гидро- энергии в об- щем балансе выработки
		МВт	ГВт.ч/год	ГВт.ч/год	%
1	Китай	249 000	856 350	4 768 000	18,0
2	Бразилия	84 294	411 189	537 000	76,6
3	США	78 738	276 240	4 047 000	6,8
4	Канада	75 396	376 706	616 000	61,2
5	Россия	47 430	164 420	1 012 000	16,2
6	Индия	42 804	124 569	1 052 000	11,8
7	Норвегия	28 618	140 473	144 000	97,6
8	Япония	22 228	74 731	966 000	7,7
11	Турция	19 609	57 286	228 000	25,1
9	Франция	18 382	58 130	533 000	10,9
10	Швеция	16 315	78 143	161 000	48,5
12	Венесуэла	14 622	81 188	123 000	66,0
13	Италия	14 325	41 456	281 000	14,8
14	Испания	13 293	20 340	280 000	7,3
15	Мексика	11 650	31 536	278 000	11,3

О наращивании мощности гидроэнергетики за последние 40 лет в России можно судить из приведенных ниже цифр:

1975 г. – 27 400 МВт; 1990 г. – 43 400 МВт; 2005 г. – 45 800 МВт;

1980 г. – 35 100 МВт; 1995 г. – 43 900 МВт; 2010 г. – 47 400 МВт;

1985 г. – 41 500 МВт; 2000 г. – 44 000 МВт; 2015 г. – 50 900 МВт.

За 10 лет с 1975 г. по 1985 г. мощность ГЭС выросла на 14 100 МВт, а за 10 лет перестройки с 1990 г. по 2000 г. мощность ГЭС увеличилась всего на 600 МВт. За последние 15 лет (2000÷2015 г.г.) прирост мощности составил 6 900 МВт. При столь низком приросте генерирующих мощностей энергетическая безопасность страны оказывается под угрозой [2,46].

Важнейшими тенденциями развития гидроэнергетики в СССР были: комплексное использование водных ресурсов, создание на реках каскадов ГЭС, концентрация мощностей путём увеличения мощностей агрегатов ГЭС и

уменьшения их числа. Комплексное использование водных ресурсов было обязательным принципом гидротехнического строительства [10]. Главной задачей было, конечно, получение выработки энергии, но при этом с помощью водохранилищ решался целый ряд сопутствующих задач: обеспечение работы водного транспорта и рыбного хозяйства; водоснабжение населённых пунктов; борьба с наводнениями; ирригация и так далее. Строительство каждой мощной ГЭС в восточных районах СССР приводило к хозяйственному освоению большого нового района, созданию современных производственных и бытовых условий для работы и жизнедеятельности тысяч людей. Одновременно с сооружением ГЭС строились крупнейшие лесопромышленные комплексы, алюминиевые заводы и другие предприятия. Напоминанием о процветании гидроэнергетики советских времен могут служить существующие сегодня Братский и Саяно-Шушенский территориально-производственные комплексы.

Сегодня, в условиях отсутствия плановой экономики в России и СНГ, происходит пересмотр всей концепции развития гидроэнергетики — выдвигается тезис деконцентрации источников энергии, приближения их к потребителям. Трансформация в подходах к формированию структуры генерирующих мощностей страны вызвана многими причинами: крайней ограниченностью долгосрочных инвестиций в новое энергетическое строительство, усилением «регионального фактора» в управлении энергетикой, возрастанием экологических ограничений. В области гидроэнергетики считается целесообразным вместо одного гидроузла большой мощности с высоким напором (требует больших капитальных вложений и длительных сроков строительства) создавать каскад ГЭС с малыми напорами. Первая ГЭС такого каскада может быть построена в короткий срок, а реализация ее энергии даст средства для сооружения последующих ГЭС (не надо требовать авансирования у государства). Такая концепция развития гидроэнергетики исключает создание гидротурбин большой единичной мощности для России.

Возрождение энергетики России начнется с гидроэнергетики, имеющей объективные преимущества перед другими источниками энергии и, прежде всего, перед органическим топливом, стоимость которого непрерывно возрастает. Напомним о некоторых из них.

Отсутствие топливной составляющей, слабая изнашиваемость основных фондов, низкая численность обслуживающего персонала на ГЭС (в 10÷12 раз меньше, чем на тепловых станциях даже без учета занятости людей на добыче и транспортировке топлива), совершенство технологического процесса приводит к тому, что себестоимость энергии на ГЭС ниже в 5÷6 раз, чем на тепловых электростанциях [8]. Помимо низких стоимостных показателей электроэнергии гидростанции имеют и другие положительные факторы, которые вкратце сводятся к следующим моментам. Высокие маневренные свойства гидростанций и независимость их от поставки топлива обеспечивают устойчивую работу энергосистемам и улучшают одновременно показатели тепловых и атомных станций. Время пуска гидроагрегата вместе с набором нагрузки составляет 2÷3 минуты.

Гидростанции являются экологически чистыми источниками электроэнергии. Ее производство не сопряжено с выбросами вредных веществ в атмосферу, не расходуется кислород, отсутствуют сброс загрязнений в сточные воды. По расчетам использование ГЭС вместо ТЭС в получении выработки энергии обеспечивало бы улучшение экологической обстановки в СССР следующим образом: снижение выбросов серы – 2900 тыс.т/год; снижение выбросов азота – 1600 тыс.т/год; снижение выбросов золы – 1400 тыс.т/год; снижение расхода кислорода – 250 млн.т. Расчеты указанного экологического эффекта сделаны в предположении, что введены в работу гидростанции суммарной мощностью около 60 млн. кВт с выработкой энергии порядка 200 млрд. кВт·ч [46].

Огромно значение водохранилищ ГЭС и в водном хозяйстве страны [75]. Их появление создало предпосылки для орошения засушливых земель, более

60% всего объема перевозок по внутренним водным путям осуществляется по водохранилищам. Размещение многих промышленных объектов и целых территориально-производственных комплексов определяется наличием водохранилищ. Водоснабжение промышленности и населения таких крупнейших индустриальных районов страны как Московская, Нижегородская области осуществляется из водохранилищ Волжских ГЭС.

Несмотря на сказанное, природоохранные требования стали во многих случаях основной причиной неприятия нового гидроэнергетического строительства. К отрицательным сторонам гидростроительства относят, прежде всего, затопление земель. В начале перестройки появилось множество спекуляций на эту тему. Самая громкая из них – затопление водохранилищами СССР якобы 12 млн. гектар [2]. Однако реальное положение дел здесь совсем другое. За все время строительства ГЭС в СССР было затоплено 6,2 млн. гектар земель (0,28% от общей площади в стране). Это не мало, но в 1,5 раза меньше, чем в США, и в 2 раза меньше, чем в Канаде. На долю пашни в затопленных землях пришлось 0,6 млн. га. Для сравнения укажем, что площадь изъятых земель всеми отраслями народного хозяйства составила в СССР 5% общей площади, причем 0,34% были потери пашни. Наибольшее отчуждение земель имело место в первый период становления гидроэнергетики (недостатки проектов ГЭС 30-40-летней давности). В последние годы ущерб от затопления земель был значительно снижен. Так, за последние 20 лет мощность ГЭС удвоилась, а площадь затопленных земель увеличилась всего лишь на 15% [46]. Концепция строительства гидростанций последних лет предусматривала строгое выполнение экологических требований, предусматривающих минимальное затопление земель сельскохозяйственного и лесного фонда, полную очистку ложа водохранилища.

Что касается России, то на ее территории водохранилищами ГЭС затоплено 4,6 млн. га, в том числе 2,0 млн. га в бассейне реки Волги (район наиболее плотного заселения страны) и 1,3 млн. га в бассейне реки Енисей.

Распределение этих земель по площади затопленных угодий показывают данные табл. 1.2 [2].

Таблица 1.2. Площадь территорий России, затопленных водохранилищами, в млн. га

Угодья	Общая площадь	Территория	
		Европейская	Азиатская
Леса	2,18	1,16	1,02
Сельхозугодья,	1,68	1,28	0,40
в т.ч. пашня	0,48	0,33	0,15
Прочее	0,75	0,41	0,34
Итого	4,61	2,85	1,76

С затопленных территорий было переселено 840 тыс. человек с улучшением условий проживания. Из них 660 тыс. человек с территории, ныне занятой водохранилищами на Волге и Каме.

Второй негативный фактор, приписываемый ГЭС, - это ущерб, наносимый рыбному хозяйству. Однако последствия гидроэнергетического строительства на рыбное хозяйство двояки:

1. Располагаемые в низовьях рек гидроузлы создают препятствия для прохода рыб к местам нереста.

При строительстве таких гидроузлов на смету гидроэлектростанции принимаются затраты, связанные со строительством нерестово-выростных хозяйств и рыболовных заводов, задачей которых является воспроизводство рыб в масштабах, имеющих место в естественных условиях.

2. Водоохранилища гидроэлектростанций создают условия для развития рыбного хозяйства на внутренних водоемах.

Улов рыб в районах создания водохранилищ увеличивается в несколько раз и приобретает межобластное и даже республиканское значение (табл.1.3).

Таблица 1.3. Уловы рыб до и после создания водохранилищ
(данные Гидрорыбпромпроекта)

Наименование водохранилища	Улов в границах водохранилища, тыс. центнеров	
	до строительства ГЭС	после строительства ГЭС
Братское	2,5	50,0
Саратовское	4,0	34,0
Волгоградское	22,0	173,5
Нижне-Камское	8,1	201,0

Основной урон рыбному хозяйству наносит плохое качество воды (сбросы загрязненных и отравленных промышленных, бытовых и сельскохозяйственных стоков).

Несмотря на высокую эффективность гидростанций, начала строительства новых объектов в ближайшие годы не предусматривается. Единственным реальным путем ввода новых мощностей перестроечного периода экономики России было до недавнего времени завершение строительства шестнадцати ГЭС, заложенных еще в советские годы (табл. 1.4). В большинство этих объектов в советские годы были вложены большие средства (от 30 до 60% их сметной стоимости), выполнены значительные объемы подготовительных и основных строительно-монтажных работ и даже осуществлена поставка оборудования. К настоящему времени строительство этих ГЭС практически завершено.

Основным направлением гидроэнергетики в России на ближайшую перспективу будет повышение технического уровня действующих ГЭС. Работы этого направления можно подразделить на два вида:

- модернизация действующего оборудования (без его замены) с целью приведения параметров турбины в оптимальное соответствие со сложившимися на ГЭС режимными условиями;
- замена отработавших свой нормативный срок службы гидромашин на новые с улучшенными энергетическими характеристиками.

Таблица 1.4. Энергетические показатели недостроенных гидроэлектростанций России

Регион	Наименование ГЭС	Мощность ГЭС, МВт	Среднеголетняя выработка, млрд. кВт.ч	Число турбин
Дальний Восток	Бурейская	2000,0	7,10	6
	Нижне-Бурейская	321,0	1,60	3
	Усть-Среднеканская	570,0	2,55	4
	Толмачевские (каскад)	45,2	0,16	6
	ГЭС-1	2,0	0,008	2
	ГЭС-2	24,8	0,087	2
	ГЭС-3	18,4	0,065	2
	Вилуйская ГЭС-3	360,0	1,20	4
Сибирь	Богучанская	3000,0	17,60	9
Северный Кавказ	Аушигерская	60	0,22	3
	Советская	60	0,23	3
	Ирганайская	800	1,30	4
	Зеленчукские	320	0,12	4
	Зарамагские (каскад)	352	0,81	3
	ГЭС-1	342	0,79	2
	Головная ГЭС	10	0,023	1
	Гоцатлинская	100	0,31	
Северо-Запад	Белопорожская	130	0,33	3
Всего		8515,4	34,503	61

Работы по модернизации действующего оборудования всегда были весьма эффективными и ведутся на всех ГЭС мира практически постоянно, начиная с первых лет эксплуатации. Необходимость проведения таких работ вызвана не только конструктивными недоработками машин, **но и отличием фактических режимов работы от проектных** [16,37]. Характер работ по модернизации действующего оборудования весьма разнообразен, но чаще всего ставит целью повышение мощности гидромашин, имеющих изначально «скрытый» резерв. Повышение мощности, по зарубежным данным [100], обходится здесь порядка 50÷100 долл./кВт (в США $\frac{3}{4}$ всех ГЭС имели «скрытый» резерв мощности, который постепенно осваивался эксплуатацией).

В США приняты правительственные решения, направленные на повышение энергоотдачи действующих ГЭС. Руководство гидроэлектростанций должно сделать все необходимое для повышения технического уровня ГЭС: в противном случае они лишаются лицензии на эксплуатацию. Следует отметить,

что гидроэнергетика во многих странах с рыночной экономикой находится в руках государства, не приватизируется и развивается за счет государственных средств в виду ее особой роли в регулировании режима работы энергосистем.

В СССР аналогичные работы также велись широким фронтом различными организациями (ЦКТИ, ОРГРЭС, Гидропроект, заводы отрасли), в результате чего была увеличена проектная установленная мощность гидромашин на подавляющем большинстве ГЭС Советского Союза на 10÷15% [24].

Сегодня эти работы практически прекращены в нашей стране. К сожалению, в России отсутствуют законодательные акты (подобные американским) обязующие и стимулирующие повышение энергоотдачи гидроузлов. Например, на Князегубской ГЭС гидроагрегаты работают в режимах с низким уровнем КПД (менее 75%) основную часть времени, однако рекомендации НПО ЦКТИ по улучшению использования водотока не встречают поддержки руководства Колэнерго [38].

Другим примером может служить ситуация, сложившаяся на Вилуйской ГЭС-II. Фактические напоры на ГЭС оказались много выше расчетного. В результате радиально-осевая турбина ($N_t = 88$ МВт при $H_p = 55$ м) не может работать в оптимальной по КПД зоне эксплуатационной характеристики из-за ограничения по генератору. Предложение ЦКТИ увеличить мощность машин и повысить тем самым одновременно эффективность использования водотока (КПД) остается не востребованным руководством ГЭС.

Замена морально устаревших и физически изношенных гидротурбин на новые машины с улучшенными энергетическими и эксплуатационными характеристиками является магистральным путём повышения технического уровня действующих ГЭС. Эти работы ведутся во всех странах мира [82,90,99,100]. Повышенное внимание к работам этого направления вызвано несколькими причинами. Во-первых, высокой степенью освоенности гидроресурсов во многих странах, о чем уже говорилось выше. Во-вторых,

высокими экологическими требованиями со стороны общественности, затрудняющими получение новых площадок под гидростроительство. Например, в Швеции 1/3 гидропотенциала не подлежит промышленному использованию, так как многие водопады рек причислены к природным богатствам, охраняемым государством. Под настойчивым давлением “зеленых” было сорвано строительство Худони ГЭС в Грузии, поскольку в зону затопления попадал реликтовый лес. По схожим причинам было остановлено строительство Катунь ГЭС на Алтае, хотя этот район России испытывает острый дефицит в энергообеспечении. Третьей причиной является высокая эффективность подобных работ. По оценкам американских специалистов техническое перевооружение с заменой оборудования позволяет повысить КПД машин большинства ГЭС более чем на 2% и мощность до 15% при сохранении диаметра рабочего колеса [87,105]. О значимости этих цифр говорит хотя бы такой факт, что цена 1% КПД [52] на международных торгах приравнивается к цене самой турбины. Дополнительная мощность от замены гидроагрегата мощностью 100 МВт на более мощный оценивается 500 дол./кВт, тогда как на новой ГЭС та же мощность будет стоить не менее 1500 дол./кВт.

Поучительным примером в этом плане может служить эксплуатация ГЭС Hoover, где оборудование за 60 лет заменялось трижды. Первый раз после 33 лет эксплуатации рабочие колеса из углеродистой стали были заменены новыми, изготовленными из нержавеющей стали (1968 г.). Это обеспечило повышение КПД машин на 7,5% и мощности на 12,5%. Затем колеса менялись еще дважды (в 1979 г. и в 1986 г.), в результате чего номинальная мощность агрегатов была увеличена по сравнению с исходной сначала на 40%, а потом на 60%, и достигла к настоящему времени 133 МВт.

Отечественный опыт замены мощного гидросилового оборудования начинается с восстановления разрушенного войной ДнепроГЭС-1 [45]. В предвоенный период на этой станции были установлены девять радиально-осевых турбин фирмы “Newpot-News” (США) единичной мощностью 67 МВт

при $H_p = 35,5$ м. После войны эта фирма поставила три машины мощностью $N_T = 73,6$ МВт при более высоком расчетном напоре $H_p = 36,3$ м. Из-за отказа в дальнейших поставках остальные шесть машин были изготовлены ЛМЗ. Энергетические испытания показали, что советская турбина имеет более высокий уровень максимального КПД (на 1%) и развивает бóльшую мощность ($N_T = 75$ МВт) по сравнению с американской [45].

После восстановления разрушенных войной крупных гидростанций (Нижне-Свирской, Днепровской, Раухиала ГЭС) значительных работ по замене оборудования не велось в Советском Союзе. Лишь в последние годы советского периода была организована замена гидротурбинного оборудования на Нижне-Тулумской и Иовской ГЭС (вместо турбин поворотно-лопастного типа установлены пропеллерные машины повышенной мощности на 15% и 20% соответственно). Замена рабочих колес ПЛ-91 Угличской ГЭС на современные колеса ПЛ20/811 увеличила их мощность на 18%, а КПД – на $1,5 \div 2,0$ %. Была осуществлена замена радиально-осевой турбины НиваГЭС-2 и нескольких гидротурбин Волховской ГЭС.

Проблема реконструкции ГЭС с большим сроком службы активно стала дискутироваться в 80-х годах прошлого века [5,16,41,50,53,54,55]. В 1987 году институт «Гидропроект» разработал программу технического перевооружения действующих ГЭС. Эти работы должны были финансироваться из централизованных источников. Программа предусматривала комплекс технических и организационных мероприятий, направленных на улучшение энергетических показателей ГЭС.

Еще раньше, в 1981 году, Минэнерго СССР на основании обработки пученных от ГЭС материалов выпустило приказ «О техническом перевооружении, дальнейшем повышении надежности и эффективности эксплуатации ГЭС».

В соответствие с этим приказом были организованы комиссии по обследованию технического состояния гидроэнергетического оборудования

ГЭС, отработавшего нормативный срок службы. Комиссии, составленные из специалистов различных организаций, приходили в подавляющем большинстве случаев к одному выводу – техническое состояние действующих гидромашин требует **незамедлительной их замены**. Несостоятельность и необъективность таких заключений полностью проявились в последующие годы. На большинстве ГЭС, обследованных комиссиями, гидромашин продолжают работать до настоящего времени, хотя с момента обследования прошло тридцать лет. Визуальное обследование оборудования и анализ существующих на ГЭС отчетных данных оказывается недостаточными для решения вопросов реконструкции гидромашин. На каждом конкретном объекте требуется специальное исследование проблемы, для чего необходимо централизованное выделение средств и государственная программа реконструкции ГЭС.

Поднятая на щит в конце 80-х годов прошлого века проблема реконструкции действующих ГЭС перестала считаться актуальной после развала Советского Союза и наступившего экономического хаоса в России. В условиях ограниченного финансирования основным направлением поддержания работоспособности гидроагрегатов стало считаться проведение расширенных капитальных ремонтов с восстановлением, реконструкцией и заменой отдельных **узлов**. Эта вынужденная мера ставила своей целью продление срока службы действующего оборудования даже при его низких энергетических качествах. Следует заметить, что на многих действующих ГЭС данное на правление считается основным даже сегодня (Иркутская, Уч-Курганская, Нижегородская ГЭС и т.д.).

В последние десять лет (особенно после катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС) отношение к реконструкции действующих ГЭС резко изменилось в лучшую сторону. Сегодня техническое перевооружение ведется на Жигулевской, Волгоградской, Саратовской, Братской, Новосибирской, Усть-Хантайской ГЭС.

Таким образом, особенность развития гидроэнергетики России на современном этапе состоит в том, что при незначительных масштабах строительства новых ГЭС имеет место нарастающая потребность в реконструкции старых. Чтобы энергетический эффект реконструкции был ощутимым, новое оборудование должно находиться в оптимальном соответствии с режимными условиями действующей ГЭС (обеспечивать получение наибольшей мощности или выработки энергии). К сожалению, это требование далеко не всегда выполняется (см. раздел 3 диссертации).

1.2. Тенденции развития гидротурбостроения

Закономерности развития гидротурбостроения определяются, прежде всего, направленностью развития гидроэнергетики.

Первая закономерность. До сравнительно недавнего времени общей закономерностью развития энергетики была всемирная концентрация генерирующих мощностей на отдельных электростанциях. С экономических позиций это направление развития оправдывалось необходимостью быстрого наращивания энергетического потенциала той или иной страны. Этот процесс сопровождался ростом единичных мощностей турбин и наблюдался во всем мире. В начале 70-х годов основным в строительстве тепловых станций СССР был энергоблок мощностью 300 МВт, затем появились серийные блоки мощностью 500 и 800 МВт, а теперь мощность энергоблоков достигла 1200 МВт.

В гидроэнергетике до начала 50-х годов технические и экономические трудности задерживали создание гидроагрегатов больших мощностей по сравнению с теплоэнергетикой. Рост мощностей лимитировался возможностями литейного производства и отсутствием мощных станков для обработки крупногабаритных деталей [45]. Применение сварных конструкций деталей и узлов и внедрение различных видов электросварки в производство благоприятствовало росту мощности агрегатов. Серия поворотно-лопастных турбин единичной мощностью 126 МВт при напоре 21,5 м и диаметре колеса

9,3 м для Жигулевской и Волгоградской ГЭС стала отправной точкой в создании гидротурбин большой мощности. Эксплуатация турбин показала их высокие качества и надежную работу на всех режимах. До настоящего времени указанные турбины являются лучшими в своем классе машин. Отметим, что схожие по своим характеристикам турбины появились за рубежом на десять лет позднее (в США на ГЭС John Day установлено 16 машин единичной мощностью 135 МВт при напоре 25 м). Следующим большим успехом нашей страны стало изготовление для Братской ГЭС радиально-осевых турбин единичной мощностью 230 МВт при напоре 101,0 м и диаметре колеса $D_1 = 5,5$ м (1960 год). Модель гидротурбины была удостоена высшей награды (медали "Гран При") на международной выставке в Брюсселе. Затем последовало создание гидроагрегатов еще большей единичной мощностью: Усть-Илимской ГЭС ($N_T = 245$ МВт, 60-е годы), Красноярской ГЭС ($N_T = 508$ МВт, 70-е годы), Саяно-Шушенской ГЭС ($N_T = 640$ МВт, 80-е годы).

В СССР рассматривались планы создания гидротурбин гигантской мощности [9]. Планировалось увеличить единичную мощность поворотно-лопастных турбин до $300 \div 500$ МВт (для Средне-Енисейской и Осиновской ГЭС), а в радиально-осевых машинах достичь мощности $1000 \div 1500$ МВт (в качестве предполагаемого объекта рассматривалась Туруханская ГЭС, турбина которой имела бы $N = 1000$ МВт при $H = 180$ м и $D_1 = 8,5$ м). Увлечение сверхгигантскими единичными мощностями гидротурбин диктовалось здесь не экономическими, а конъюнктурными, политическими соображениями, обусловленными соревновательным духом социалистической и капиталистической систем развития хозяйства.

По существу (до распада Союза) единичная мощность гидрогенераторов удваивалась каждые $10 \div 15$ лет (увеличение мощности турбогенераторов происходило каждые $7 \div 10$ лет). В результате уже к 1980 году свыше 80 % суммарной установленной мощности ГЭС было сосредоточено в СССР на 20 крупных ГЭС мощностью более 500 тыс. кВт. Аналогичная картина роста

единичных мощностей турбин отмечалась и за рубежом. В США установлены на ГЭС Грэнд Кули-3 турбины номинальной мощностью 690 МВт, которые при высоком напоре ($H = 87$ м) развивают максимальную мощность до 820 МВт (1974 г.). Эти радиально-осевые турбины являются сегодня самыми крупными в мире ($D_1 = 9,7$ м). В Бразилии, на Итайпу ГЭС, с 1978 года эксплуатируются машины мощностью 800 МВт при $H = 118,4$ м (эксплуатационный диапазон напоров $90 \div 124$ м).

Существующая в России концепция деконцентрации источников энергии исключает создание гидротурбин большой единичной мощности, о чем уже говорилось выше. Так для Средне-Енисейской ГЭС вместо планируемой раньше поворотно-лопастной турбины с параметрами $N_T = 375$ МВт при $H = 54,9$ м теперь предлагается турбина мощностью 165 МВт при $H = 30,3$ м и $D_1 = 9,5$ м.

Зарубежная практика также не дает оснований надеяться, что гидротурбины единичной мощностью $900 \div 1000$ МВт и выше имеют перспективу. Наибольшая потребность ожидается в гидротурбинах следующих единичных мощностей: радиально-осевые – $250 \div 450$ МВт; поворотно-лопастные – $100 \div 150$ МВт; капсульные – $25 \div 50$ МВт.

Вторая закономерность. Во всем мире гидроэнергетическое строительство смещается в отдаленные, малонаселенные районы и ориентировано на освоение высоких напоров. Примерами таких гидроузлов может служить самые крупные из действующих ГЭС Итайпу в Латинской Америке, и ГЭС “Три ущелья” в Китае. В России к таким регионам относится Сибирь, Дальний Восток, Алтай, т.е. районы со сложными инженерно-геологическими и климатическими условиями. Если в период $1950 \div 1965$ г. в СССР доля ГЭС с напорами менее 100 метров составляла 90%, то в последующие годы уже более 50% введенных мощностей приходилось на ГЭС с напорами свыше 100 м. Эта тенденция оказывает влияние не только на условия и методы возведения

гидротехнических сооружений, но и на технические характеристики гидромашин.

Долгое время в гидротурбостроении господствовала идея продвижения поворотно-лопастных машин в область высоких напоров. Практическая реализация этой идеи привела к появлению новых конструкций рабочих колес: диагональных и двухперовых (на одном фланце располагаются две лопасти).

Основные параметры созданных в СССР мощных поворотно-лопастных турбин показаны в таблице 1.5.

Таблица 1.5. Основные характеристики высоконапорных поворотно-лопастных турбин

Наименование ГЭС, год изготовления	Число машин	$H_{\text{макс}},$ м	Тип колеса	Параметры турбины			Примечание
				$N_T,$ МВт	$D_1,$ м	$n_c,$ мин ⁻¹	
Верхне-Туломская (1963)	4	62,0	традиц. ПЛ	67,8	4,2	187,5	
Усть-Хантайская (1970)	7	55,0	традиц. ПЛ	63,0	4,1	187,5	
Вилуйская (1963)	4	66,0	традиц. ПЛ	79,5	4,1	187,5	В 1989 г. рабочие колеса заменены новыми
Серебрянская ГЭС-I (1969)	2	82,7	двух- перо- вые	68,3	3,6	250,0	В 1996 г. заменены традицион. ПЛ
Зейская (1975)	7	90,0	диаго- наль- ные	220,0	6,0	136,4	
Колымская (1980)	5	116,0	диаго- наль- ные	184,0	4,2	214,3	

В перспективных планах развития гидроэнергетики СССР планировалось широкое применение поворотно-лопастных машин на высокие напоры. Так в последней пятилетке СССР (1986-1990 г.г.) предполагалось интервал напоров $30 \div 70$ метров освоить следующими типами машин [46].

$H_{\text{макс}},$ м	Всего, шт.	Радиально-осевые колеса, шт.	Поворотно-лопастные колеса, шт.
30 ÷ 40	18	3	15
40 ÷ 50	12	9	3
50 ÷ 60	3	-	3
60 ÷ 70	17	4	13
Итого	50	16	34

Как видим, в планах строительства ГЭС на напор 50÷70 м явное предпочтение отдавалось гидротурбинам поворотно-лопастного типа.

В зарубежной практике в 50÷60 годах также имело место увлечение продвижением поворотно-лопастных турбин на высокие напоры. К первым мировым достижениям в этой области следует отнести создание десятилопастной турбины для ГЭС Орлик (Чехословакия). Турбина с параметрами $N_T = 94,5$ МВт, $D_1 = 4,6$ м и $n_c = 187$ мин⁻¹ была рассчитана на работу при максимальном напоре 70,5 м. На Брюссельской выставке эти турбины были удостоены в 1958 году золотой медали. В конце 80-х годов десятилопастное колесо было заменено новым восьмилопастным колесом, в результате чего единичная мощность возросла до 105 МВт при $H = 70,5$ м. Мощностной эффект был достигнут здесь как за счет увеличения расхода, так и уровня КПД турбин.

Однако в последние годы интерес к рассматриваемой проблеме пропал: поворотно-лопастные турбины не применяются за рубежом при напорах выше 40 м. Основной причиной является более низкая надежность поворотно-лопастных машин на высокие напоры по сравнению с радиально-осевыми турбинами. Фактор надежности является решающим при выборе нового оборудования для реконструируемой ГЭС.

Третья закономерность. Во всех странах мира большое внимание уделяется повышению технического уровня гидроэнергетического оборудования действующих ГЭС [15,92,101,104]. Причины такого внимания были изложены выше.

С позиций гидротурбинного оборудования необходимость замены гидромашин вызвана, в общем случае, рядом факторов [34].

1. Гидроэнергетическое оборудование морально устарело и не обеспечивает эффективное использование энергии водотока. Разница по КПД современных гидротурбин и построенных в предыдущие десятилетия увеличивается с возрастом оборудования. По сравнению с довоенным уровнем максимальное значение КПД поворотно-лопастных турбин на напор 20 м увеличилось в России на 6 %, а для расходов, где обычно выбирается расчетный режим турбины, - на 10 % [4,44]. При современном уровне развития машина Рыбинской ГЭС (поворотно-лопастная турбина диаметром 9,0 м и мощностью $N_T = 65$ МВт при расчетном напоре $H_p = 13,2$ м) имела бы в расчетном режиме КПД 90,5 %, в то время как КПД довоенной турбины составляет в этом режиме менее 76 % (все значения указаны по модели). Современная номенклатура требует от рабочих колес уровня максимального КПД не ниже 90 % на модели. Максимальное значение КПД 94 % не является уже необычным, а для уникальных рабочих колес достигает сегодня в натуре 95÷96 % для осевых машин и 96÷97 для радиально-осевых турбин.

2. Сложившиеся на действующих ГЭС режимные условия в большинстве случаев отличаются от проектных, вследствие чего существующие турбины работают с низким уровнем КПД. Наиболее частыми причинами этих отличий являются:

- изменение характера использования установленной мощности ГЭС, а, следовательно, и агрегатов в энергосистеме;
- рост зарегулированности водотока в результате строительства гидростанций с водохранилищами многолетнего регулирования (Куйбышевская ГЭС на р. Волге);
- расширение действующих ГЭС путем установки новых гидромашин;
- строительство нижележащей ГЭС, подпирющей уровень нижнего бьефа рассматриваемого гидроузла;

- размыв русла в нижнем бьефе или консервация строительства нижележащей ГЭС;
- пересмотр правил использования водных ресурсов водохранилищ в процессе эксплуатации в целях удовлетворения требований сельского и рыбного хозяйств, речного транспорта и т.д.

3. Из-за большого объема ремонтных работ лопастные системы рабочих колес деформированы на турбинах многих ГЭС [7], в результате чего абсолютный уровень КПД машин на $4\div 5$ % ниже первоначального (Иркутская ГЭС).

4. Ресурсоопределяющие узлы турбины (рабочее колесо, камера осевых машин) выработали свой ресурс и в любой момент времени могут привести к аварии на ГЭС.

Задача реконструкции не только обновить гидротурбины, но и повысить их мощность, КПД, надежность. Эти улучшения технических характеристик гидротурбин достигается практически только за счет применения более совершенного рабочего колеса при сохранении неизменными остальных элементов проточной части гидротурбин (спиральная камера, статор, отсасывающая труба, а во многих случаях и направляющий аппарат), отметки средней линии направляющего аппарата (оси разворота лопастей для ПЛ турбин), располагаемых высот отсасывания и синхронной частоты вращения.

При выборе параметров и типов гидротурбин для реконструируемых ГЭС необходимо тщательное задание напоров и высот отсасывания (отметок уровней нижнего бьефа), а также режимов эксплуатации гидроагрегатов по мощности в энергосистеме (задание продолжительности мощностных нагрузок). Тщательность задания режимных условий новой турбины определяет, главным образом, эффективность реконструкции ГЭС.

В целом создание гидротурбин для реконструируемых ГЭС представляет собой комплексную задачу. Она не может быть успешно решена механическим объединением старых элементов существующей проточной части гидроблока с

новой современной лопастной системой, поскольку они разработаны под разные концепции возведения гидроузлов.

Техническое перевооружение действующих ГЭС должно предусматривать в укрупненном виде выполнение следующих работ:

- анализ технического состояния действующих гидромашин с начала их пуска по имеющимся на обследуемой ГЭС станционным данным (изучение комплексных показателей надежности и отказов ресурсопределяющих узлов);
- исследование режимов работы гидроагрегатов и ГЭС в целом с учетом суточного регулирования (ежечасных изменений N , N_s , N_a , $N_{ГЭС}$) за последние 5÷7 лет;
- проведение энергетических испытаний с определением абсолютного уровня КПД действующей турбины;
- проведение вибрационных испытаний гидроагрегата с целью определения амплитудно-частотного спектра динамических нагрузок;
- определение остаточного ресурса нереконструируемых узлов турбины;
- расчетное исследование различных вариантов нового оборудования с учетом сложившихся на ГЭС режимных условий и конструктивных особенностей существующего гидроблока.

Задачи реконструкции оборудования действующих ГЭС должны решаться специализированными организациями, а не силами персонала действующих ГЭС. В отечественной практике известны случаи, когда замена турбин по техническим заданиям специалистов ГЭС, не только не давала энергетического эффекта, но и сопровождалась снижением выработки энергии (Вилуйская ГЭС-I, Павловская ГЭС).

Замена морально устаревшего и физически изношенного оборудования является кардинальным решением проблемы повышения технического уровня действующих ГЭС.

Наибольшие возможности улучшения энергетических качеств имеются для гидротурбин радиально-осевого типа. Выполненная ОАО ЛМЗ замена рабочих колес на Бухтарминской ГЭС (Казахстан) обеспечила комплексное решение вопросов повышения мощности, КПД и надежности оборудования. Как показали натурные испытания НПО ЦКТИ, гидротурбина с новым колесом развивает не только бóльшую мощность (примерно на 20 %), но и характеризуется высоким уровнем КПД. Энергетический эффект тем значительнее, чем выше мощность турбины: при мощности 80 МВт разница в уровне КПД новой и старой машины составляет 6 %, а при 85 МВт достигает 8%. Максимальный уровень КПД модернизированной турбины равен 94 %.

Новое радиально-осевое колесо на условия Нива–3 (совместная разработка НПО ЦКТИ и Сызранского завода тяжелого машиностроения) позволило поднять максимальное КПД на 3,5 % и увеличить мощность турбины с 38,5 МВт до 44,0 МВт при расчетном напоре 74 м. Как показал опыт эксплуатации, новое рабочее колесо с большим запасом укладывается в допуски на эрозионные повреждения.

Еще одним примером повышения технического уровня действующего оборудования может служить проект замены радиально-осевых колес Братской ГЭС, разработанный ОАО «ЛМЗ». После реконструкции достигнуты следующие эффекты:

- повышена единичная мощность турбины с 230 МВт до 250 МВт при напоре 100 м;
- увеличен КПД на 5 ÷ 6 % (в зависимости от режима);
- устранены недопустимые кавитационные повреждения, имеющие место на существующих машинах.

Достигнуть аналогичных эффектов по КПД и мощности на турбинах поворотно-лопастного типа сложно. Это объясняется тем, что такие турбины работают на комбинаторных режимах, на которых лопастная система уже достаточно согласована с параметрами потока и обеспечивает высокий уровень

КПД в широком диапазоне режимов. Кроме того, основные потери энергии в турбинах этого класса приходятся на элементы подвода и отвода воды, которые остаются неизменными при замене колеса. Повышение КПД на 2÷3 % следует считать большим успехом реконструкции. Что касается повышения мощности таких турбин, то ограничением здесь является, как правило, кавитация.

1.3. Энергетические и эксплуатационные характеристики гидротурбин со сроком службы выше нормативного

Изготовленные в довоенные и послевоенные годы гидротурбины создавались по совершенно иной концепции развития энергетики, чем существующей сегодня. Современная гидроэнергетика ориентирована на получение максимальной выработки энергии от проходящего через турбины объема водостока, тогда как перед гидротурбостроением предыдущих десятилетий ставилась задача всемирного удешевления гидротехнического строительства и ускоренного наращивания гидроэнергетического потенциала страны. Эта задача решалась форсировкой режима работы турбин путем увеличения их пропускной способности (даже за счет снижения уровня КПД), при одновременном сокращении габаритов проточного тракта. Пропускная способность советских машин была всегда значительно выше зарубежных (на 15-30 %) [42,67], и этот фактор считался достижением отечественного гидротурбостроения. В результате на режимах номинальной мощности уровень КПД гидротурбины оказывался, зачастую, на 10 % и более ниже, чем максимально возможный КПД для соответствующего колеса (даются данные по модельным испытаниям).

На рабочих колесах зарубежных машин устанавливалось большее количество лопастей, чем предусматривалось номенклатурой заводов бывшего СССР. Так, ПЛ турбины на напор 20÷25 м имели у нас 4 лопасти (Воткинская, Каунасская, Шардаринская, Новосибирская ГЭС), тогда как за рубежом на такие напоры устанавливались пятилопастные и шестилопастные колеса.

Турбина Красноярской ГЭС на напор $H = 100$ м имела 14 лопастей, а зарубежная машина на такой же напор имела 16÷17 лопастей.

Сказанное не означает, что за рубежом отсутствует стремление к увеличению пропускной способности машин. Такая тенденция также существует, но решается эта задача (в основном) расширением габаритов проточного тракта. Созданные же в нашей стране в советские годы турбины отличаются «зауженными» габаритами гидроблока.

Разница в габаритах проточного тракта (рис. 1.1) ранее выпущенных машин и создаваемых сегодня показана в табл.1.6 применительно к рабочим колесам на напор 20 м (проточные части расположены в таблице в порядке их создания). Все линейные размеры соответствуют диаметру рабочего колеса $D_1 = 1,0$ м.

«Зауженные» габариты проточного тракта играют решающую роль в снижении энергетических качеств турбины. Установка номенклатурного колеса в существующую проточную часть вызывает снижение КПД турбины во всей области характеристики. При этом, чем дальше от оптимума по КПД будет выбираться расчетный режим новой турбины по приведенному расходу, тем больше будет снижение КПД турбины из-за несоответствия размеров существующего гидроблока требуемым номенклатурой габаритам. Такой характер снижения КПД с увеличением расхода объясняется возрастанием в общем балансе потерь энергии роли отсасывающей трубы, высота которой существенно меньше номенклатурной.

Таблица 1.6. Габариты проточной части гидротурбин, созданных в разные годы
на напор $H = 20$ м,

Тип Турбины	Спир. камера	Направляющий аппарат			Рабочее колесо			Отсасывающая труба	
	фсп, град	$\bar{b}_0$	$\bar{D}_0$	Z_0 , шт	$\bar{d}_{вт}$	$\bar{D}_г$	Z_1 , шт	$\bar{h}_{от}$	$\bar{L}_{от}$
ПЛ91	192	0,41	1,20	32	0,45	0,973	4	1,91	3,40
ПЛ510	192	0,41	1,20	32	0,45	0,943	4	1,91	3,61
ПЛ495	192	0,40	1,16	24	0,50	0,938	6	1,91	3,60
ПЛ548	180	0,40	1,16	32	0,41	0,973	4	1,5	4,15
ПЛ661	180	0,41	1,16	32	0,35	0,973	4	1,91	4,10
ПЛ20/811 (совр)	210	0,43	1,20	28	0,40	0,960	4	2,43	4,05

В таблице приняты следующие обозначения:

$\varphi_{сп}$ – угол охвата спиральной камеры;

$\bar{b}_0$ – относительная высота лопаток направляющего аппарата;

$\bar{D}_0$ – относительный диаметр расположения осей лопаток
направляющего аппарата;

Z_0 – число лопаток направляющего аппарата;

$\bar{d}_{вт}$ – относительный диаметр втулки рабочего колеса;

$\bar{D}_г$ – относительный диаметр горловины камеры рабочего колеса;

Z_1 – число лопастей рабочего колеса;

$\bar{h}_{от}$ – относительная высота отсасывающей трубы;

$\bar{L}_{от}$ – относительная длина отсасывающей трубы;

$\bar{B}_1$ – относительная ширина отсасывающей трубы в выходном сечении.

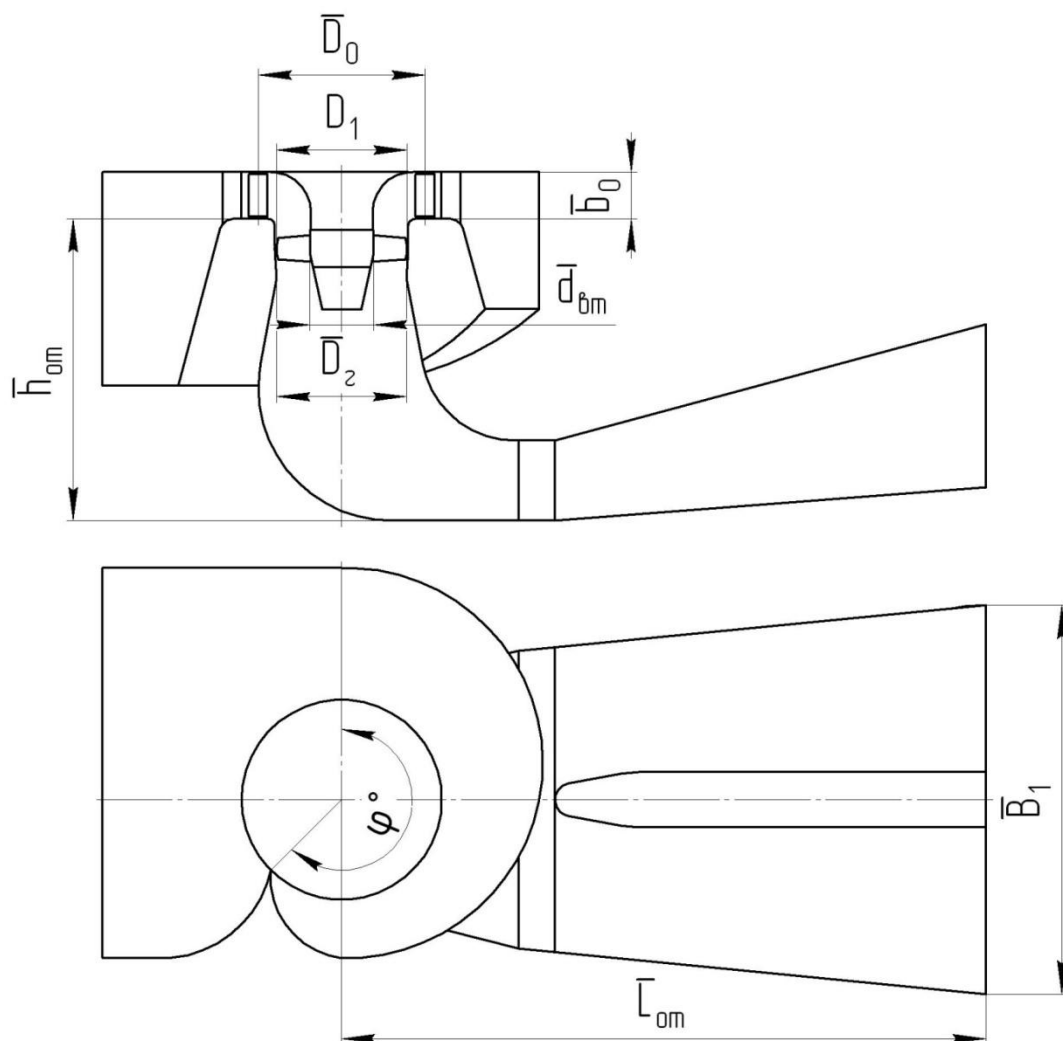


Рис. 1.1. Габариты проточного тракта гидротурбины.

В качестве иллюстрации к сказанному на рис. 1.2 показаны результаты эксперимента, выполненного НИС «Гидропроект» [34] на современном колесе ПЛ-20/811 при его установке в «зауженный» по размерам блок гидротурбины ПЛ-661 Рижской ГЭС (см. табл. 1.6). Испытания выполнялись на модели диаметром $D_1=1,0$ м.

«Зауженность» гидроблока сказывается также и на надежности гидромашин. Близкое расположение лопаток аппарата к рабочему колесу ($D_0=1,16 \cdot D_1$) вызывает повышенные гидродинамические нагрузки **лопаточной** частоты в рабочем колесе, которые играют основную роль в накоплении усталости металла лопастей. Неполный угол охвата спиральной камеры в сочетании с небольшим числом лопастей является причиной повышенных вибраций **лопастной** частоты опорных узлов осевых турбин [25].

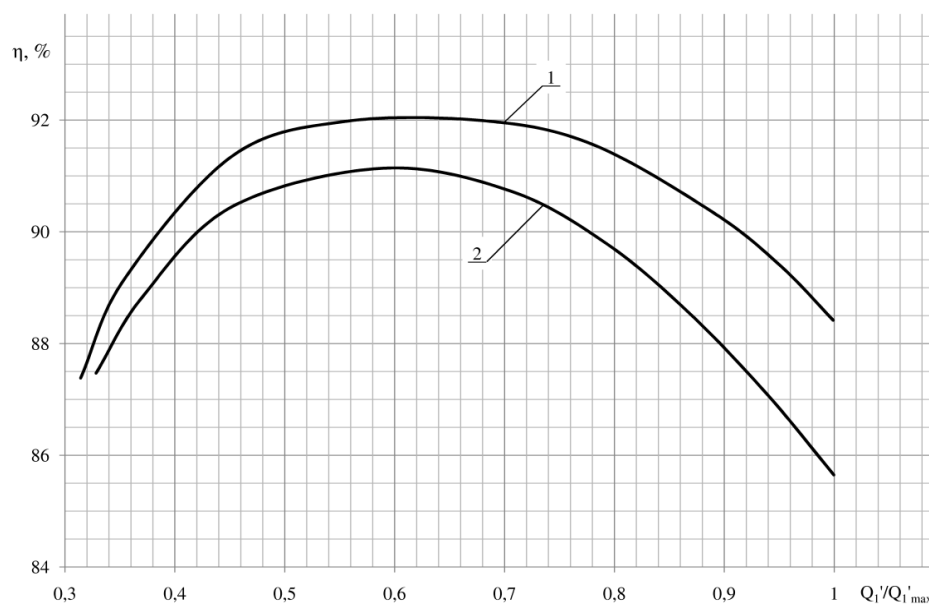


Рис.1.2. Рабочие характеристики колеса ПЛ20/811

1 – номенклатурная проточная часть; 2 – зауженная проточная часть.

Такое состояние гидроэнергетики свойственно всему мировому гидротурбостроению. Сегодня уровень КПД гидротурбин США в среднем на 5% выше, чем в 1930 г., и на 15% выше по сравнению с 1900 г [85,91,98]. Максимальный КПД радиально-осевых турбин фирмы «Фойт» вырос на 8% за 50-летний период развития.

Приведенные данные объясняют, почему замене морально устаревшего оборудования уделяется во всем мире повышенное внимание.

1.4. Постановка задачи диссертационной работы

Одной из основных задач реконструкции ГЭС является замена старых гидротурбин, которые отработали свой нормативный срок службы на новые, обладающие высокими гидравлическими показателями и обеспечивающие получение максимальной выработки энергии от проходящего через турбины водотока. При этом любая реконструкция должна иметь положительный технологический и экономический эффекты, как со стороны эксплуатации, так и со стороны современных требований и разработок в области гидротурбостроения.

Из рассмотренного выше современного состояния отечественного гидротурбостроения видно, что реконструкция ГЭС является в настоящее время весьма актуальной и практически важной многокритериальной задачей, требующей индивидуального подхода к каждому конкретному случаю.

Сегодня активно ведутся работы по замене гидроэнергетического оборудования с большим сроком службы на Волгоградской, Жигулевской, Саратовской, Новосибирской, Усть-Хантайской, Миатлинской, Братской ГЭС. Работы ведутся не только отечественными фирмами ОАО «Силовые машины» и ОАО «ТЯЖМАШ», но и зарубежными фирмами («Фойт»; ХТГЗ, Андритц). Однако, в основном, решение практических задач реконструкции конкретной ГЭС проводится недостаточно обоснованно и носит частный характер, не учитывающий основные проблемы, возникающие при реконструкции гидротурбинного оборудования ГЭС.

Для эффективного решения задач реконструкции действующих ГЭС в НПО ЦКТИ под руководством И.П.Иванченко был разработан системный подход, учитывающий индивидуальные особенности данной ГЭС и основанный на рассмотрении следующих общих принципов и проблем, возникающих при реконструкции гидротурбинного оборудования:

1. Прежде всего, необходимо оценить целесообразность проведения реконструкции рассматриваемой ГЭС, в частности выяснить фактические показатели ее эксплуатационной надежности и остаточного ресурса. В сложившихся сегодня в стране экономических условиях проблеме оценки надежности и остаточного ресурса энергетического оборудования должно быть уделено повышенное внимание, поскольку на большинстве ГЭС гидротурбины отработали свой нормативный срок службы. Это обстоятельство требует интенсификации работ по диагностическому обследованию оборудования ГЭС, включающему проведение вибрационных испытаний, контроль металла, обследование технического состояния основных узлов турбины и генератора с проведением их дефектоскопии.

2. С целью получения максимальной выработки электроэнергии необходимо исследовать и оптимизировать сложившиеся на реконструируемой ГЭС фактические режимные условия работы оборудования (на стадии проектирования ГЭС режимные условия задавались прогнозно).
3. По необходимости следует сохранить основные габариты существующего «зауженного» гидроблока (спиральная камера, статор, отсасывающая труба). Желательно сохранение узлов турбины, не определяющих ее энергетические качества, но не выработавших свой ресурс (например, крышка турбины, вал, подшипники).
4. Выбор типа и параметров нового рабочего колеса должен производиться с учетом указанных в пунктах 2 и 3 конструктивных особенностей существующего гидроблока и реально сложившихся режимных условий. Заметим, что установка номенклатурного рабочего колеса в существующую проточную часть вызывает снижение КПД и ухудшение кавитационных показателей турбины во всей области характеристики. «Зауженность» существующего гидроблока сказывается также и на надежность работы гидротурбины. Поэтому в каждом конкретном случае следует искать возможные пути повышения технического уровня гидротурбины, например, за счет изменения типа или диаметра рабочего колеса, модификаций его лопастной системы. При этом необходимо оценить влияние старой проточной части на энергетические и кавитационные показатели нового рабочего колеса.
5. Важной проблемой реконструкции ГЭС является также правильная оценка экономического эффекта предполагаемой реконструкции.

В данной работе дается развитие предложенного в НПО ЦКТИ указанного системного подхода.

В частности, в главе 2 на основе полученных в НПО ЦКТИ результатов натурных исследований многих ГЭС предложены рекомендации по оценке эксплуатационной надежности гидротурбины.

Глава 3 посвящена анализу режимов работы гидротурбин действующих ГЭС с целью выбора наиболее эффективного варианта нового гидротурбинного оборудования при их реконструкции. Особое внимание в этой главе уделено проблемам повышения энергетических показателей гидротурбинного оборудования реконструируемых ГЭС.

В главе 4 рассматривается предлагаемая в данной работе методика выбора нового оборудования на реконструируемых ГЭС.

Глава 5 посвящена практической реализации задачи повышения энергоотдачи гидротурбин при реконструкции. нескольких действующих ГЭС.

2. НАДЕЖНОСТЬ ГИДРОТУРБИН СО СРОКОМ СЛУЖБЫ ВЫШЕ НОРМАТИВНОГО

Вопросам надежности энергетического оборудования уделяется сегодня повышенное внимание во всем мире, что объясняется, прежде всего, экономическими соображениями. Надежность оборудования закладывается при его проектировании и монтаже, а в процессе эксплуатации надежность только расходуется и восстанавливается (не всегда полностью) при ремонтах. Экономическая эффективность создаваемых энергетических машин реализуется, в основном, не в сфере производства, а в сфере эксплуатации. Наибольшей эффективностью в эксплуатации обладают агрегаты не большей единичной мощности, а большей надежности. По литературным данным [6] ущерб от вынужденного простоя турбогенератора в течение $2\div 3$ месяцев соизмерим с его первоначальной стоимостью даже при отсутствии недоотпуска энергии потребителю. Это соответствует вынужденным простоям агрегата длительностью $60\div 100$ часов в год. По оценкам американских специалистов повышение надежности гидростанций США на 1% дает чистую прибыль около 125 млн. долл. в год.

Повышение надежности и долговечности машин вообще, и энергетических в частности, является одной из важнейших задач человеческого общества. Для гидротурбин актуальность этой проблемы тем более очевидна, что моральное старение оборудования замедляется с годами. Действительно, по уровню гидравлического КПД и кавитационным качествам гидротурбины уже достигли в ряде случаев своих предельных значений, и поэтому необходимость их замены будет диктоваться, в основном, соображениями повышения надежности гидромашин.

Понятие “надежность гидроагрегата” может трактоваться в широком и узком смысле.

Ориентируясь на терминологию Академии Наук [57] под “надежностью гидроагрегата” **в широком смысле** понимается его способность работать в режимах, предусмотренных техническими условиями, без снижения

эксплуатационных показателей. Такая трактовка вполне понятна, когда речь идет о надежности действующего оборудования в текущем (настоящем) времени. Надежность связывается здесь со **стабильностью** эксплуатационных характеристик, в качестве которых могут выступать для гидротурбины уровень КПД, вибрации опорных узлов, биения вала и т.д. Важность непрерывного контроля указанных параметров для обнаружения дефектов на ранней стадии их развития, предупреждения аварийных ситуаций, обоснованного вывода оборудования в ремонт не вызывает сомнений, и такой контроль находит свое воплощение в современных системах мониторинга и диагностики. Однако ухудшение эксплуатационных характеристик гидроагрегата является показателем ущерба от снижения надежности, но не может служить количественной мерой надежности. В качестве меры надежности должны выступать **вероятностные оценки ухудшения эксплуатационных показателей** турбин в процессе их работы, построение которых на сегодняшнем уровне знаний невозможно.

Действительно, опыт эксплуатации свидетельствует [18,28], что фактические характеристики гидротурбин одной и той же ГЭС могут значительно разниться между собой. Ситуации здесь возникают самые разнообразные. Один агрегат имеет, например, повышенный уровень вибраций опорных узлов, другой - эксплуатируется с кавитационными ограничениями мощности, на третьем - отмечается сниженный уровень КПД из-за эрозионных разрушений проточного тракта, четвертый - переведен в пропеллерный режим и так далее. Иначе говоря, в эксплуатационных характеристиках машин имеют место те или иные отклонения, и поэтому они не обладают должной надежностью в приведенной выше широкой трактовке этого понятия. Но общим во всех перечисленных случаях является то, что все гидротурбины выполняют свою главную функцию - участвуют в покрытии графика электропотребления.

Исходя из последней основной функции, под “надежностью гидроагрегата” в **узком смысле** понимается его вероятностная способность работать в требуемых энергосистемой режимах. В такой постановке вопроса не учитывается, что отдельные машины могут выдавать требуемую энергосистеме мощность с низким уровнем КПД, высоким уровнем вибраций и даже иметь ограничения номинальной мощности.

Нахождение количественных показателей надежности основано на статистической информации, получаемой из опыта эксплуатации действующего оборудования. Опыт эксплуатации действующих гидроагрегатов является громадным по объему экспериментом с реальными условиями работы оборудования, который не может быть проведен ни в одной лаборатории. В этом опыте находят свое отражение все определяющие надежность гидроагрегата факторы: проектирование, изготовление, монтаж, условия эксплуатации, ремонта и т.д. Ретроспективные данные опыта эксплуатации действующего оборудования используются в диссертационной работе для определения надежности двух видов: комплексных (обобщающих) показателей, описывающих в целом надежность гидроагрегатов, и характеристик надежности ресурсопределяющих узлов машин.

2.1. Комплексные показатели надежности гидроагрегата

В современных номенклатурных документах надежность оборудования оценивается целым рядом показателей, одни из которых считаются основными, а другие - дополнительными.

К основным показателям относятся:

- полный срок службы, в годах;
- срок службы между капитальными ремонтами, в часах;
- установленная безотказная наработка, в часах;
- коэффициент оперативной готовности $K_{ог}$.

Группу дополнительных показателей составляют:

- срок службы до первого капитального ремонта, в часах;

- наработка в генераторном режиме и режиме синхронного компенсатора до первого капитального ремонта, в часах;
- наработка в генераторном режиме и режиме синхронного компенсатора между капитальными ремонтами, в часах;
- средняя оперативная трудоемкость капитального ремонта, в чел.-часах;
- удельная суммарная трудоемкость на один год ремонтного цикла, в нормо-часах / тыс. часов;
- коэффициент готовности K_r .

При критическом рассмотрении перечисленных показателей нетрудно убедиться, что большинство из них или не связано напрямую с характеристикой надежности, или не является вообще таковой. Действительно, наработка турбины в генераторном режиме и режиме синхронного компенсатора описывает режимные условия работы оборудования, а не его надежность. Полный срок службы есть характеристика долговечности машины, а трудоемкость капитального ремонта определяет его ремонтпригодность и так далее.

Непосредственное отношение к надежности гидротурбин имеют только две характеристики: коэффициент готовности K_r и коэффициент оперативной готовности $K_{ог}$. Их определение базируется на времени готовности агрегата к работе и времени его простоя. Исходными данными для расчета комплексных показателей надежности гидроагрегата K_r и $K_{ог}$ являются в этом случае:

- продолжительность работы в генераторном режиме $t_{ген}$;
- продолжительность работы в режиме синхронного компенсатора $t_{ск}$;
- продолжительность нахождения в резерве $t_{рез}$;
- суммарный простой в ремонте Σt_p ;
- плановый простой в ремонте $t_{р.пл}$.

Временные соотношения применяются также при вычислении комплексных показателей надежности и всех других видов энергетического оборудования: паровых турбин, ГТУ и т.д. Однако сами выражения для

расчета показателей надежности энергетических машин и методы обработки станционных сведений предлагаются разные.

2.1.1. Методика определения комплексных показателей надежности гидроагрегата

Чаще всего надежность энергетических машин оценивается коэффициентом оперативной готовности $K_{ог}$, который определяется по формуле:

$$K_{ог} = \frac{t_{ген} + t_{ск} + t_{рез}}{t_k} = \frac{t_k - \sum t_p}{t_k}, \quad (2.1)$$

где t_k - календарное время в часах.

Этот коэффициент характеризует долю времени нахождения агрегата в работоспособном состоянии относительно рассматриваемой календарной продолжительности эксплуатации. В отечественной литературе его также часто называют коэффициентом технического использования. **Период эксплуатации, для которого определяется этот показатель, должен содержать все виды технического обслуживания и ремонтов, т.е. учитывать все затраты времени на плановые и неплановые (вынужденные) ремонты.** Несомненными достоинствами коэффициента $K_{ог}$ является простота его определения по отчетным материалам электростанций и возможность объективного сравнения надежности разнообразных видов энергетического оборудования. В советские годы коэффициент $K_{ог}$ был одним из главных показателей отчетности об использовании гидроагрегатов действующих ГЭС страны. В зарубежной практике коэффициент $K_{ог}$ считается основным в оценке надежности энергетического оборудования.

Недостатком показателя $K_{ог}$ является то, что он не подразделяет ремонты на плановые и вынужденные. С учетом плановости ремонтов коэффициент готовности может быть записан в следующем виде:

$$K_{г} = \frac{t_{ген} + t_{ск} + t_{рез}}{t_k - t_{р.пл}}, \quad (2.2)$$

где $t_{р.пл}$ - продолжительность плановых ремонтов в часах.

Из рассмотрения формул (2.1) и (2.2) видно, что коэффициент K_r всегда больше по величине, чем $K_{ог}$:

$$K_r = \frac{K_{ог}}{\left(1 - \frac{t_{р.пл}}{t_k}\right)}$$

Действующие сегодня официальные нормы простоя гидроагрегатов в планово-предупредительных ремонтах были разработаны Минэнерго в советские годы [68]. Простой агрегата в ремонте устанавливается в них в зависимости от типа турбины, диаметра рабочего колеса и мощности (табл. 2.1.). Рекомендации этих норм приняты в диссертации за основу оценок продолжительности **плановых** работ $t_{р.пл}$ действующих гидроагрегатов, оборудованных турбинами разного типа, и расчета коэффициента K_r по формуле (2.2).

Таблица 2.1. Нормы простоя в планово-предупредительных ремонтах гидроагрегатов с разными типами гидротурбин

Тип гидротурбины	Диаметр колеса, м	Мощность N _т , МВт	Продолжительность ремонта, календарные сутки				Коэффициент оперативной готовности (плановый) K _{ог.пл}
			в год проведения капитального ремонта			в год проведения тек. ремонта	
			в кап. ремонте	в тек. ремонте	всего		
Радиально-осевые турбины	1,5 – 2,9		22	4	26	6	0,970
	3,0 - 5,4	≤ 100	28	5	33	8	0,961
		> 100	30	6	36	9	0,957
	5,5 – 6,5	≤ 150	32	7	39	9	0,955
		> 150	37	8	45	14	0,940
	≥ 7,0		42	9	51	16	0,932
Поворотно-лопастные турбины	< 3,6		25	4	29	7	0,966
	3,6 – 4,5		28	5	33	8	0,961
	5,0 - 7,5		31	7	38	9	0,956
	8,0 – 9,5		35	8	43	12	0,946
	> 9,5		38	9	47	14	0,939
Капсульные агрегаты	< 6,0		30	7	37	9	0,956
	> 6,0		35	8	43	9	0,952

- Примечания:
1. Периодичность капитальных ремонтов всех типов гидротурбин составляет не менее 4 лет при наработке не менее 25000 часов (ГОСТ 10595-80, п.1.19).
 2. Продолжительность планово-предупредительного ремонта гидравлических турбин мощностью до 10 МВт не нормируется.
 3. Нормы продолжительности ремонта гидротурбин в зимних условиях увеличиваются на 10 %, а для ГЭС, расположенных в условиях Крайнего Севера, - на 15 %.

Рассматриваемые нормы периодичности капитальных ремонтов всех типов гидротурбин принимались в советское время не менее четырех лет. В постсоветские годы периодичность капитальных ремонтов увеличилась до 6÷9 лет. Поэтому при использовании указанных в табл. 2.1. норм простоя гидроагрегата в год проведения капитального ремонта эту норму следует увеличить пропорционально увеличению продолжительности межремонтного периода. Если, например, при периодичности капитальных ремонтов в 4 года, плановый простой агрегата составлял 31 день в капитальном ремонте и 7 дней в текущих **в год проведения капитального ремонта** (см. табл. 2.1.), то при увеличении межремонтного периода до 6 лет плановый простой агрегата в год проведения капитального ремонта должен приниматься 46 дней, а текущих ремонтов 10 дней (всего 56 дней).

Коэффициент готовности K_r показывает **вероятность** застать агрегат в любой момент времени в работоспособном состоянии, кроме периода планируемых ремонтов. Тогда противоположным событием работоспособного состояния агрегата будет его вынужденный простой, а вероятность этого события (аварийность) составит $q = (1 - K_r)$. Равнозначным выражением для определения q является зависимость [59]:

$$q = \frac{t_v}{t_k - t_{p.пл}} ,$$

где t_v - продолжительность вынужденных простоев ($t_v = \Sigma t_p - t_{p.пл}$).

Превышение фактической продолжительности ремонта гидроагрегата над нормативом ($t_{p.пл}$) рассматривается как вынужденный простой оборудования. В таком подходе к определению вынужденных простоев t_v имеются тонкости, с которыми надо считаться.

На многих ГЭС проводились и проводятся работы, связанные с реконструкцией оборудования, причем продолжительность этих работ бывает значительная, и требуется дифференцированный подход к простоям из-за них агрегатов. Время реконструкции $t_{рек}$ не следует учитывать, когда

реконструкция связана с изменением проектных показателей оборудования, например, увеличением установленной мощности агрегата, внедрением непредусмотренного проектом режима синхронного компенсатора, расширением диапазона эксплуатационных режимов и т.д. В этом случае время вынужденных простоев будет:

$$t_v = \Sigma t_p - t_{p.пл} - t_{рек}.$$

Аналогичным образом простой агрегата из-за отсутствия на ГЭС необходимого для нормальной работы турбины значения напора должны исключаться из общей продолжительности ремонта агрегата. Это требование относится также к простоям гидромашины из-за отказов не основного оборудования, т.е. не имеющего прямого отношения к гидроагрегату (например, трубопровода, трансформатора, водоприемника, выключателя и т.д.).

Зато реконструкция, связанная с доводкой агрегата до проектных параметров (замена лопастей из-за их поломок или больших кавитационных повреждений, реконструкция уплотнений, облицовка цапф лопаток направляющего аппарата, замена или установка дополнительного подшипника и т.д.), должна рассматриваться как вынужденное мероприятие, удлиняющее продолжительность ремонтных работ. Затраченное на реконструкцию время $t_{рек}$ не должно исключаться из общей продолжительности Σt_p .

В пусковой период эксплуатации (когда шел процесс освоения оборудования) капитальные ремонты машины проводились чаще одного раза в 4 года (иногда каждый год). Норма плановых простоев агрегата в ремонте $t_{p.пл}$ принималась для таких межремонтных периодов равной продолжительности **только плановых текущих ремонтов** (этот принцип выдерживался до наступления очереди **планового капитального ремонта** агрегата).

Встречались также случаи, когда общее время ремонтных работ оказывалось меньше нормативного $t_{p.пл}$. При такой ситуации вынужденный простой агрегата принимался равным нулю ($t_v = 0$).

Структурные формулы комплексных показателей надежности (2.1) и (2.2) являются наиболее распространенными в энергетике. Но имеются и другие предложения по их структуре. Так, в одной из первых работ, посвященных надежности гидросилового оборудования [12], приводится следующее выражение для подсчета коэффициента готовности:

$$K_{\Gamma}^I = \frac{t_{\text{ген}} + t_{\text{ск}}}{t_{\text{ген}} + t_{\text{ск}} + \sum t_p} \quad (2.3)$$

Этот коэффициент не учитывает время нахождения агрегата в резерве и не подразделяет ремонтные простои оборудования на плановые и вынужденные.

Необычный коэффициент (так называемый коэффициент условной готовности) предложен для оценки надежности газотурбинных установок (ОСТ 22700-77 “Установки газотурбинные, энергетические”):

$$K_{\text{уг}} = \frac{t_{\text{раб}}}{t_{\text{раб}} + t_{\text{в}} \left(\frac{t_{\text{раб}} + t_{\text{в}}}{t_{\text{к}}} \right)}, \quad (2.4)$$

где: $t_{\text{раб}}$ - время работы установки.

Из структуры этой формулы видно, что она дает завышенные значения надежности по сравнению с другими формулами. В других областях энергетического машиностроения коэффициент $K_{\text{уг}}$ не нашел распространения.

Таким образом, в зависимости от трактовки коэффициента готовности оборудования можно получить разные его значения. Определим, например, по вышеуказанным формулам надежность работы агрегата за межремонтный период длительностью 4 года (календарное время $t_{\text{к}} = 34049$ ч), находившегося в следующих состояниях:

- время работы в генераторном режиме $t_{\text{ген}} = 19690$ ч;
- время работы в режиме СК $t_{\text{ск}} = 4084$ ч;
- время нахождения в резерве $t_{\text{рез}} = 7968$ ч;
- суммарный простой в ремонте $\sum t_p = 2307$ ч;
- продолжительность вынужденных простоев в ремонте $t_{\text{в}} = 411$ ч.

Расчеты дают следующие значения надежности работы агрегата:

$$K_{ог} = 0,932 \quad (\text{формула 2.1})$$

$$K_{г} = 0,987 \quad (\text{формула 2.2})$$

$$K_{г}^I = 0,912 \quad (\text{формула 2.3})$$

$$K_{уг} = 0,988 \quad (\text{формула 2.4}).$$

Указанное обстоятельство всегда следует иметь в виду при сопоставлении показателей надежности энергетических машин по различным литературным источникам.

Согласно структуре формул $K_{ог}$ и $K_{г}$, одни и те же значения коэффициентов готовности могут быть получены за счет разных состояний агрегатов. На одних ГЭС (например, Иркутской) [36] основное состояние машин – это генераторный режим (составляет 95% календарного времени) и полностью отсутствует режим синхронного компенсатора и пребывание в резерве. Зато на Рыбинской ГЭС нахождение агрегатов в резерве превышает 40% календарного времени. Совершенно очевидно, что одинаковые значения коэффициентов готовности в этих случаях должны оцениваться по-разному.

Определяющим надежностью работы оборудования режимом является генераторный режим, вызывающий накопление усталостных явлений в металле основных узлов [22,23,25]. Чтобы подчеркнуть эту роль генераторного режима, в диссертации введен дополнительный показатель оперативной готовности $K_{ог}^*$, который, по нашему мнению, является более физически обоснованным для оценки надежности гидротурбины по сравнению с коэффициентом $K_{ог}$. Он представляет собой отношение общего времени работы машины в генераторном режиме $t_{ген}$ за межремонтный период t_k к сумме времени безотказной работы $t_{ген}$ и суммарного времени ремонтов Σt_p :

$$K_{ог}^* = \frac{t_{ген}}{t_{ген} + \sum t_p}, \quad (2.5)$$

где: $t_{ген}$ – общая продолжительность работы турбины в генераторном режиме за рассматриваемый межремонтный календарный период, в часах;

Σt_p – общая продолжительность всех ремонтов турбины (текущих, капитальных) за рассматриваемый межремонтный период, в часах.

Структура этой формулы аналогична приведенному выше выражению (2.3). Поскольку режим синхронного компенсатора (СК) не сопровождается накоплением усталостных явлений в металле несущих узлов, то продолжительность режима $t_{ск}$ не учитывается при определении $K_{ог}^*$.

Принимая во внимание выше изложенное, коэффициенты надежности должны всегда анализироваться в комплексе с режимными показателями работы агрегатов в энергосистеме. К показателям, характеризующим режимные условия работы оборудования в энергосистеме, относятся следующие коэффициенты:

- коэффициент использования турбины в генераторном режиме $K_{ген} = \frac{t_{ген}}{t_k}$;
- коэффициент использования турбины в режиме синхронного компенсатора $K_{ск} = \frac{t_{ск}}{t_k}$;
- коэффициент нахождения турбины в резерве $K_{рез} = \frac{t_{рез}}{t_k}$.

Даже при использовании одних и тех же формул значения показателей надежности оказываются разными в зависимости от способа обработки станционных сведений. В общепринятой практике показатели надежности рассматриваются как случайные величины, а расчет их значений выполняется по отдельным годам. На малоагрегатных ГЭС такая обработка станционных сведений дает искаженную картину о надежности оборудования: в годы проведения капитальных ремонтов надежность агрегатов оказывается значительно ниже, чем в остальное время. Например, осредненный по агрегатам коэффициент оперативной готовности оборудования Нарвской ГЭС (установлено три машины) составлял в 1979г $K_{ог} = 0,974$ (капитальных ремонтов не было), а в 1980г был равен $K_{ог} = 0,739$ (проводился капитальный ремонт одной из турбин). Этот результат является следствием некорректной обработки станционных материалов.

Обработка отчетных станционных сведений выполнялась в диссертации при следующих условиях.

1. Показатели надежности гидроагрегата в разрезе календарного времени t_k представляются случайными дискретными функциями $K_{ог} = f(t_k)$, $K_{ог}^* = f(t_k)$ и $K_{г} = f(t_k)$, расчет которых ведется по отдельным периодам. Продолжительность периода отсчитывается от начала эксплуатации машины после i -го капитального ремонта до завершения $(i+1)$ -го капитального ремонта. Каждый период учитывает все состояния гидроагрегата: продолжительность работы в генераторном режиме $t_{ген}$; продолжительность работы в режиме синхронного компенсатора $t_{ск}$; время нахождения в резерве $t_{рез}$; общее время простоя в ремонте Σt_p .

2. Рассчитанные по формулам (2.1), (2.2) и (2.5) показатели надежности агрегата $K_{ог}$, $K_{ог}^*$ и $K_{г}$ считаются постоянными для всего рассматриваемого периода. В результате выполнения расчетов по всем периодам с начала пуска машины получаются дискретные (ступенчатые) графики $K_{ог} = f(t_k)$, $K_{ог}^* = f(t_k)$ и $K_{г} = f(t_k)$.

3. Каждый агрегат дает одну реализацию случайной дискретной функции (число реализаций равно числу агрегатов на ГЭС). В результате осреднения этих реализаций по отдельным временным интервалам (например, через $\Delta t_k = 20 \cdot 10^3$ часов календарного времени) получаются функции $\bar{K}_{ог} = f(t_k)$, $\bar{K}_{ог}^* = f(t_k)$ и $\bar{K}_{г} = f(t_k)$, которые характеризуют надежность некоего условного гидроагрегата обследованной ГЭС.

Пример нахождения функции $\bar{K}_{ог} = f(t_k)$ для агрегатов Жигулевской ГЭС с начала их пуска приведен в табл.2.2.

Аналогичным образом рассчитываются осредненные по агрегатам функции надежности $\bar{K}_{г} = f(t_k)$ и $\bar{K}_{ог}^* = f(t_k)$, а также режимные параметры $\bar{K}_{ген} = f(t_k)$; $\bar{K}_{ск} = f(t_k)$ и $\bar{K}_{рез} = f(t_k)$.

Функции $\bar{K}_{ог} = f(t_k)$; $\bar{K}_{ог}^* = f(t_k)$ и $\bar{K}_г = f(t_k)$ представляют собой математические ожидания соответственно $K_{ог}$, $K_{ог}^*$ и $K_г$ в различных интервалах календарного времени Δt_k . Разброс значений показателя надежности (на примере коэффициента $K_{ог}$) относительно математического ожидания описывается в интервале Δt_k среднеквадратичным отклонением:

$$S_{K_{ог}} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (K_{огj} - \bar{K}_{ог})^2}{m-1}},$$

где: $\bar{K}_{ог}$ - математическое ожидание функции $\bar{K}_{ог} = f(t_k)$;

$K_{огj}$ - значение функции $K_{ог} = f(t_k)$ для j -го агрегата;

m - число обследованных агрегатов ГЭС.

Разброс значений $S_{K_{ог}}$ рассчитывается для каждого i -го интервала календарного времени t_k . Среднеквадратичная погрешность в определении самого математического ожидания коэффициента $\bar{K}_{ог}$ будет меньше:

$$S_{\bar{K}_{ог}} = \frac{S_{K_{ог}}}{\sqrt{m}}.$$

В качестве иллюстрации на рис.2.1 показаны дискретные функции $\bar{K}_{ог} = f(t_k)$ и $\bar{K}_{ог}^* = f(t_k)$ с начала эксплуатации до момента последнего обследования гидроагрегатов Нижегородской ГЭС. Представлены две группы машин. Агрегаты 1-4 работают в пиковой части графика электропотребления ($\bar{K}_{ген} = 0,38 \div 0,40$), а большую часть времени находятся в резерве ($\bar{K}_{рез} = 0,51 \div 0,56$). Агрегаты 5-8 эксплуатируют, наоборот, большую часть времени в генераторном режиме с небольшими мощностями ($\bar{K}_{ген} = 0,63 \div 0,75$), поддерживая санитарный уровень в реке. В резерве они находятся в два раза меньше по времени, чем агрегаты первой группы. Коэффициенты готовности $\bar{K}_{ог}$ этих групп машин практически одинаковы, тогда как коэффициент $\bar{K}_{ог}^*$ значительно ниже у машин первой группы, имеющей меньшее число часов работы в генераторном режиме.

Таблица 2.2. Коэффициенты оперативной готовности агрегатов Жигулевской ГЭС с начала их пуска

№ агрегата и дата пуска	Календарный период t _к , ч·10 ³																					
	0-10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60	60-70	70-80	80-90	90-100	100-110	110-120	120-130	130-140	140-150	150-160	160-170	170-180	180-190	190-200	200-210	210-220
1 29.12.1955	0,885	0,665	0,788	0,893	0,918	0,918	0,918	0,945	0,950	0,950	0,950	0,948	0,943	0,943	0,943	0,943	0,897	0,896	0,896	0,896	-	-
2 01.02.1956	0,823	0,870	0,848	0,905	0,945	0,945	0,945	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946	0,925	0,925	0,925	0,925	0,904	0,882	0,882	0,882	0,882	0,882
3 08.06.1956	0,774	0,911	0,911	0,879	0,871	0,931	0,941	0,941	0,938	0,933	0,933	0,933	0,933	0,915	0,915	0,915	0,915	0,919	0,931	0,931	-	-
4 01.08.1956	0,897	0,825	0,847	0,861	0,896	0,896	0,896	0,92	0,924	0,918	0,918	0,919	0,919	0,919	0,919	0,919	0,916	0,914	0,910	0,905	0,905	0,905
5 08.09.1956	0,856	0,840	0,875	0,907	0,897	0,942	0,942	0,942	0,934	0,933	0,933	0,933	0,928	0,925	0,925	0,925	0,925	0,925	0,925	-	-	-
6 03.10.1956	0,909	0,909	0,910	0,912	0,912	0,938	0,942	0,942	0,942	0,936	0,922	0,922	0,922	0,922	0,932	0,941	0,941	0,941	0,941	0,941	-	-
7 28.10.1956	0,898	0,905	0,907	0,918	0,918	0,918	0,918	0,924	0,939	0,939	0,939	0,940	0,949	0,949	0,949	0,949	0,943	0,942	0,942	0,942	0,942	0,942
8 06.11.1956	0,884	0,884	0,883	0,902	0,912	0,945	0,945	0,945	0,940	0,933	0,933	0,933	0,933	0,938	0,944	0,944	0,944	-	-	-	-	-
9 12.11.1956	0,845	0,845	0,904	0,939	0,939	0,939	0,930	0,930	0,930	0,930	0,938	0,945	0,945	0,945	0,945	0,885	0,865	0,914	0,942	0,942	0,942	-
10 13.12.1956	0,900	0,900	0,900	0,928	0,942	0,942	0,941	0,931	0,931	0,931	0,944	0,948	0,948	0,948	0,946	0,940	0,940	0,940	0,940	0,940	-	-
11 20.06.1957	0,839	0,839	0,905	0,910	0,917	0,917	0,922	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946	0,923	0,922	0,922	-	-
12 12.05.1957	0,795	0,903	0,906	0,908	0,924	0,929	0,930	0,940	0,940	0,940	0,940	0,928	0,926	0,926	0,926	0,932	0,936	0,936	0,936	0,936	-	-
13 28.12.1956	0,620	0,709	0,892	0,866	0,860	0,931	0,936	0,936	0,934	0,932	0,932	0,932	0,932	0,933	0,933	0,933	0,933	0,933	-	-	-	-
14 27.12.1956	0,909	0,909	0,911	0,928	0,928	0,926	0,912	0,912	0,912	0,931	0,939	0,939	0,938	0,933	0,933	0,933	0,933	0,932	0,932	0,932	0,932	-
15 19.09.1957	0,854	0,865	0,900	0,889	0,892	0,938	0,938	0,938	0,935	0,933	0,933	0,933	0,933	0,937	0,939	0,939	0,939	0,939	-	-	-	-
16 24.09.1957	0,758	0,894	0,904	0,917	0,920	0,937	0,937	0,937	0,931	0,912	0,912	0,912	0,925	0,935	0,935	0,935	0,935	0,930	0,920	0,920	0,920	0,920
17 04.10.1957	0,895	0,895	0,904	0,918	0,918	0,943	0,943	0,943	0,943	0,930	0,917	0,917	0,917	0,919	0,932	0,932	0,932	0,932	-	-	-	-
18 14.10.1957	0,707	0,910	0,910	0,905	0,905	0,926	0,933	0,933	0,933	0,924	0,919	0,919	0,919	0,927	0,928	0,928	0,928	0,928	0,932	0,932	0,932	0,932
19 11.10.1957	-	0,809	0,843	0,772	0,759	0,843	0,919	0,928	0,928	0,932	0,933	0,933	0,933	0,933	0,935	0,948	0,948	0,948	0,948	0,948	-	-
20 12.10.1957	-	0,849	0,894	0,909	0,920	0,920	0,930	0,930	0,930	0,930	0,929	0,928	0,928	0,928	0,928	0,930	0,941	0,941	0,941	0,941	0,941	0,941
$\bar{K}_{ог} = f(t_k)$	0,836	0,857	0,887	0,898	0,905	0,926	0,931	0,935	0,935	0,933	0,933	0,933	0,932	0,932	0,934	0,932	0,928	0,927	0,928	0,927	0,925	0,920
$S_{Kог} = f(t_k)$	0,079	0,067	0,032	0,036	0,040	0,023	0,013	0,009	0,009	0,009	0,011	0,011	0,010	0,010	0,010	0,015	0,020	0,017	0,018	0,019	0,021	0,023
$S_{\bar{Kог}} = f(t_k)$	0,019	0,015	0,007	0,008	0,009	0,005	0,003	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,003	0,005	0,004	0,005	0,005	0,008	0,010

Примечания: 1. Плановое значение коэффициента оперативной готовности $K_{огпл} = 0,946$ (см. табл.3.1);
2. В таблице выделены календарные периоды со значениями $K_{ог} \geq K_{огпл}$.

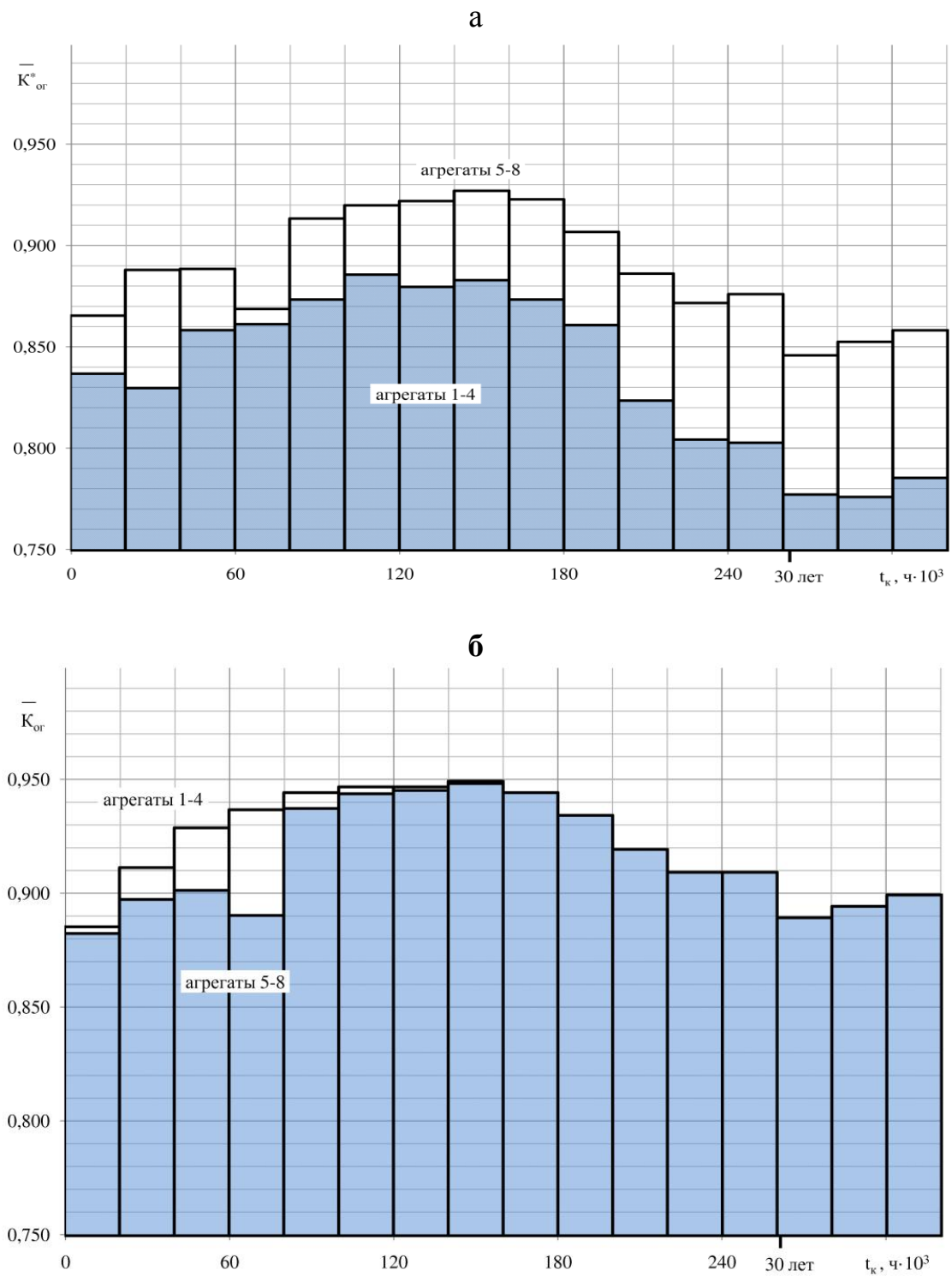


Рис.2.1. Показатели надежности гидроагрегатов

Нижегородской ГЭС с начала эксплуатации

а - коэффициент $\bar{K}_{ог}^* = f(t_k)$; б - коэффициент $\bar{K}_{ог} = f(t_k)$.

Этот пример убедительно показывает, что при анализе надежности гидромашин коэффициент готовности $\bar{K}_{ог}^*$ является более информативным, чем коэффициент $\bar{K}_{ог}$.

2.1.2. Анализ комплексных показателей надежности гидроагрегатов

В данной работе на основе результатов изучения станционной документации были определены комплексные показатели надежности гидроагрегатов более 20 ГЭС со сроком службы 25 лет и выше.

Для каждой из обследованных ГЭС приводятся данные о комплексных показателях надежности $\bar{K}_Г$, $\bar{K}_{ог}$ и $\bar{K}_{ог}^*$ с начала пуска машин, а также сведения об относительной продолжительности нахождения оборудования в генераторном режиме $\bar{K}_{ген}$, режиме синхронного компенсатора $\bar{K}_{ск}$ и резерве $\bar{K}_{рез}$. В некоторых случаях указанные для ГЭС сведения относятся к двум группам машин. Подразделение агрегатов на группы сделано по причине существенной разницы в режимах работы турбин этих групп.

В литературе существует большой разброс мнений относительно показателей надежности гидроэнергетического оборудования. В одних работах показатели надежности связывают только с типом рабочего колеса, в других – полагается наличие их зависимости от мощности машины, в-третьих – учитывается тип турбины и её размер и так далее.

Первая количественная оценка аварийности гидроэнергетического оборудования была предложена в работе [83]. По письму Энергосетьпроекта предлагалось принимать в энергетических расчетах аварийность гидроагрегата равной $q = 0,005$ ($q = 0,5\%$) независимо от типа турбины, её мощности и срока службы. Такая аварийность соответствует коэффициенту готовности агрегата $K_Г = 0,995$. В дальнейшем это значение показателя надежности переносилось из одного литературного источника в другой без всяких комментариев.

Первая официальная оценка надежности **гидротурбин** была сделана в ГОСТ 26945-86 «Турбины гидравлические вертикальные». В этом документе показатели надежности ставились в зависимости от типа турбины и характеризовались следующими значениями (табл.2.3).

Таблица 2.3. Нормативные требования к надежности гидротурбин

Тип турбины	K _{ог}		K _г	
	Выпуск освоенной ранее продукции (до 01.01.91 г.)	Производство новой (модернизированной) продукции (выпуск с 01.01.91 до 01.01.96 г.)	Выпуск освоенной ранее продукции (до 01.01.91 г.)	Производство новой (модернизированной) продукции (выпуск с 01.01.91 до 01.01.96 г.)
Радиально-осевые	0,90 ÷ 0,93 (0,81 ÷ 0,865)	0,92 ÷ 0,94 (0,846 ÷ 0,884)	0,97 (0,94)	0,98 (0,96)
Поворотно-лопастные	0,90 ÷ 0,92 (0,81 ÷ 0,846)	0,91 ÷ 0,93 (0,83 ÷ 0,865)	0,96 (0,92)	0,97 (0,94)
Диагональные	0,90 ÷ 0,92 (0,81 ÷ 0,8461)	0,92 ÷ 0,93 (0,846 ÷ 0,865)	0,95 (0,90)	0,96 (0,92)

Примечание: в скобках указанные коэффициенты готовности K_{ог} и K_г **агрегатов**.

Коэффициент готовности **агрегата** представляет собой по теореме умножения вероятностей произведение коэффициента готовности турбины $K_{г}^{тур}$ на коэффициент готовности генератора $K_{г}^{ген}$. Полагая, что коэффициент готовности генератора равен коэффициенту готовности турбины ($K_{г}^{ген} = K_{г}^{тур}$), получаем нормативное значение коэффициента готовности для всего **агрегата** $K_{г} = (K_{г}^{тур})^2$. Полученные таким образом нормативные значения коэффициента готовности агрегата приведены в скобках табл.2.3. Эти значения коэффициентов готовности агрегатов с турбинами различного типа оказываются много ниже значения, указанного в работе [83] и не соответствуют реальному положению дел.

Другим источником сведений о расчетной (ожидаемой) надежности гидроагрегатов могут служить данные табл.2.1. Ориентируясь на разработанные Минэнерго нормы простоя оборудования в планово-предупредительных ремонтах [68], представляется возможным определить по формуле (2.1) **плановые** значения коэффициента оперативной готовности гидроагрегатов K_{ог} с разными типами турбин. Эти коэффициенты отличаются существенно в ряде случаев от представленных в табл.2.3. значений. Если простой агрегата в ремонте равен плановому ($\Sigma t_p = t_{p\text{пл}}$), то коэффициент готовности K_г будет равен 1.

Разнообразие мнений относительно показателей надежности гидроэнергетического оборудования объясняется одной причиной – отсутствием фактических сведений о коэффициентах готовности действующих машин. Реальная картина выглядит значительно сложнее. **Фактические показатели надежности гидроагрегатов непрерывно изменяются во времени, при этом разница в абсолютных значениях K_{Γ} и $K_{ог}$ сохраняется практически постоянной в течение всего периода эксплуатации** (разница $K_{\Gamma} - K_{ог}$ находится, как правило, в пределах $0,03 \div 0,06$). В общем случае в графиках зависимостей показателей надежности гидромашин от календарного времени t_k можно выделить три характерных участка (см. рис.2.1.):

- начальный период эксплуатации с пониженными значениями показателей надежности оборудования;
- период эксплуатации с максимальными значениями коэффициентов готовности;
- период постепенного снижения показателей надежности оборудования.

Начальный период эксплуатации с низкой надежностью оборудования отмечался на большинстве действующих ГЭС [20,61], особенно при установке новых неотработанных типов турбин и генераторов. В этот период проявлялись дефекты изготовления и монтажа гидроагрегатов, ошибочные проектные решения, недостатки в подготовке эксплуатационного персонала. В ряде случаев дефекты и неисправности оборудования (как и недоделки в строительной части ГЭС) были заведомо известны, но из-за директивных требований “ускоренных пусков” машин их устранение переносилось на начальный период эксплуатации. Пуск турбин нередко осуществлялся при использовании временных сооружений и временных технологических схем. “Приоритет” таких пусков принадлежал отечественной энергетике.

По мере освоения оборудования надежность гидроагрегатов увеличивалась, и через некоторое время показатели надежности $\bar{K}_{\Gamma}$, $\bar{K}_{ог}$ и $\bar{K}_{ог}^*$ достигали максимальных значений. По достигнутому максимальному

уровню надежности агрегаты разнятся не только по ГЭС, но отличаются заметно даже внутри одной и той же ГЭС (см. приложение 1). Разница в надежности однотипных гидроагрегатов объясняется двумя причинами:

- индивидуальными особенностями и качеством их изготовления (например, на агрегатах ГЭС устанавливались лопасти и камеры рабочих колес из материалов разной кавитационной стойкости, применялись подпятники разной конструкции);
- отличиями в режимах работы турбин.

Наглядным примером первой причины могут служить гидромашины ДнепроГЭС-I. После второй мировой войны на этой ГЭС были установлены три радиально-осевые машины (агрегаты 1-3) фирмы “Newpot-News” (США) с диаметром колеса $D_1 = 5,426$ м и мощностью $N_T = 73,6$ МВт при расчетном напоре $H_p = 36,3$ м. Остальные восстановленные турбины (агрегаты 4-9) были советского производства ЛМЗ. Гидротурбины имели диаметр $D_1 = 5,45$ м и развивали мощность 75 МВт при $H_p = 36,3$ м [45].

Советский Союз не имел в то время опыта создания столь мощных гидротурбин, а культура производства уступала американской (сказывалось отсутствие квалифицированной рабочей силы после войны, отсталость технологий производства и станочного парка). Преимущества американских машин в полной мере проявились в показателях надежности машин в последующие годы эксплуатации (табл.2.4).

Показатели надежности американских машин были всегда выше советских, хотя турбины работали больше по времени в генераторном режиме. В настоящее время советские машины заменены на ДнепроГЭС-I, а американские продолжают эксплуатироваться при высоких показателях надежности.

Таблица 2.4. Коэффициенты надежности $\bar{K}_{ог}$ и $\bar{K}_{ог}^*$ агрегатов ДнепроГЭС-I

Фирма	Коэфф.	Календарное время $t_k, ч \cdot 10^3$										
		40÷60	60÷80	80÷100	100÷120	120÷140	140÷160	160÷180	180÷200	200÷220	220÷240	240÷260
ЛМЗ (СССР)	$\bar{K}_{ог}$	0,938	0,927	0,954	0,974	0,974	0,971	0,970	0,962	0,952	0,947	0,942
	$\bar{K}_{ог}^*$	0,928	0,901	0,927	0,959	0,959	0,956	0,957	0,943	0,918	0,890	0,870
Newpot- News (США)	$\bar{K}_{ог}$	0,961	0,972	0,975	0,982	0,982	0,979	0,976	0,968	0,956	0,982	0,983
	$\bar{K}_{ог}^*$	0,959	0,969	0,970	0,975	0,974	0,970	0,966	0,956	0,939	0,970	0,966

Влияние режимного фактора на надежность гидроэнергетического оборудования (вторая причина) встречается на действующих ГЭС также нередко. Помимо рассмотренного выше примера с эксплуатацией агрегатов Нижегородской ГЭС (см. рис.2.1), аналогичная ситуация наблюдалась в отдельные эксплуатационные периоды на Камской и Воткинской ГЭС и всегда имеет место на Красноярской и Братской ГЭС.

По достигнутым максимальным значениям показателей надежности отечественное гидротурбостроение соответствует, в целом, мировому уровню. Подтверждением сказанному служат следующие данные.

Выборочное обследование 28 ГЭС в США за период с 1970 по 1980 гг. показало, что осредненное значение коэффициента оперативной готовности гидроагрегатов $\bar{K}_{ог} = 0,95$, а у обратимых гидромашин ниже и составляет $\bar{K}_{ог} = 0,85$ [95]. В Чехословакии анализировались суммарные наработки и простои гидромашин 23 ГЭС с начала их пуска до момента обследования. Коэффициент готовности $K_{ог}$, оказалось, колеблется по агрегатам в пределах $0,83 \div 0,97$, но чаще всего равен $0,92 \div 0,95$ [102]. Полученные чешскими специалистами низкие значения показателя надежности некоторых машин объясняется упрощенностью принятой ими методики обследования. Действительно, если гидроагрегат имел низкое значение коэффициента готовности в первые годы после пуска, то и осредненный за весь период эксплуатации коэффициент готовности будет невысоким, хотя турбина большую часть времени могла иметь надлежащий уровень надежности.

Ситуации с выходом гидроагрегатов на максимальный уровень надежности также разнятся не только по гидростанциям, но и по агрегатам одной и той же ГЭС. Чем больший объем доводочных работ приходилось вести на ГЭС, тем позднее выходил агрегат на максимальные значения показателей надежности. Так, высоконапорные гидротурбины Усть-Хантайской ГЭС достигли максимальной надежности только в последние пятнадцать лет, хотя к этому времени их срок службы превысил нормативный [62]. На Иркутской ГЭС наивысшие показатели надежности $\bar{K}_{ог}$ были достигнуты по истечению нормативного срока службы [36]. Этот факт свидетельствует о больших скрытых резервах в части повышения надежности гидроагрегатов и о хорошей адаптации созданных в советские годы машин к современным техническим достижениям.

Чаще всего гидроагрегаты с **осевыми** турбинами начинали выходить на максимальный уровень надежности после $t_k = 50 \cdot 10^3$ часа; причем основная масса машин выходила на высокие показатели $\bar{K}_{г.маx}$ и $\bar{K}_{ог.маx}$ во временном интервале $60 \cdot 10^3 \div 120 \cdot 10^3$ часов [33]. Достижение максимального уровня надежности **высоконапорными радиально-осевыми турбинами** обычно растягивалось на более длительный период из-за постепенного выхода турбин на расчетные значения напора и мощности (затяжного характера заполнения водохранилищ) [29,31].

Сказанное подтверждается собственными исследованиями, приведенными в табл.2.5. Коэффициенты оперативной готовности на момент последнего обследования (последний столбец таблицы) имеют немногим более низкий уровень по сравнению со своими максимальными значениями за весь период эксплуатации. Исключениями являются случаи, где на момент исследований уже началась реконструкция (Братская, Усть-Каменогорская, Новосибирская и др. ГЭС)

Таблица 2.5. Значение коэффициента оперативной готовности и коэффициента генераторного режима гидроагрегатов исследованных ГЭС (максимальные и на момент последнего обследования)

Наименование ГЭС	Тип турбины	Проектные параметры турбины			Максимальные значения			После $t_k \geq 200 \cdot 10^3$ ч		
		$H_{\max}$	D_1	N_T	t_k	$\bar{K}_{\text{ГЕН}}$	$\bar{K}_{\text{ОГ}}$	t_k	$\bar{K}_{\text{ГЕН}}$	$\bar{K}_{\text{ОГ}}$
		м	м	МВт	$\cdot 10^3$			$\cdot 10^3$		
Угличская	К-91	16	9	55	320	0,264	0,972	360	0,331	0,964
Рыбинская		18	9	65	140	0,489	0,962	320	0,522	0,934
Кегумская		15,9	4,875	18,85	60	0,829	0,953	300	0,480	0,949
Кайрак-Кумская	ПЛ-495	24,5	5	20,9	80	0,611	0,928	220	0,568	0,915
Нарвская		25	6,6	48	140	0,502	0,949	260	0,678	0,859
Цимлянская		23,5	6,6	41,6	40	0,851	0,948	260	0,540	0,890
Камская (агр. 1-6)	ПЛ-510	21	5	21,8	100	0,650	0,948	260	0,500	0,921
(агр. 19-23)					100	0,361	0,961	220	0,558	0,936
Нижегородская (агр. 5-8)		18	9	59	160	0,642	0,950	320	0,608	0,900
(агр. 1 - 4)					120	0,410	0,949	320	0,367	0,900
Новосибирская	ПЛ-548	19,8	8	58,6	160	0,635	0,913	420	0,620	0,770
Иркутская	ПЛ-577	32	7,2	90	260	0,967	0,971	440	0,908	0,912
Волгоградская	ПЛ-587	30	9,3	108,5	80	0,711	0,945	220	0,673	0,906
Жигулевская		27	9,3	108,5	80	0,741	0,934	220	0,754	0,928
Дубоссарская	Tampella Финляндия	11,5	3,9	10,5	200	0,900	0,950	440	0,797	0,883
Чир-Юртская	ПЛ-642	45,3	3,7	36	260	0,850	0,943	280	0,750	0,910
Усть-Хантайская	ПЛ-5а	55,5	4,1	65	200	0,787	0,928	200	0,787	0,928
ДнепроГЭС I (агр. 1 - 3)	NN Америка	39,4	5,426	73,6	120	0,704	0,983	300	0,413	0,980
(агр. 4 - 9)			5,45	75	120	0,601	0,974	260	0,387	0,942
Нива-II	РО-123	37,5	2,5	15,3	300	0,931	0,955	3200	0,928	0,949
Усть-Каменогорская		41,8	5,45	85	60	0,735	0,927	240	0,601	0,871
Нива-III	РО-82	79	2,95	39	60	0,852	0,928	260	0,797	0,903
Риони	РО-100	62	1,75	12,6	320	0,950	0,977	420	0,965	0,972
Усть-Илимская	РО-810	90	5,5	245	40	-	0,922	320	-	0,865
Красноярская (агр. 1-6)	РО-697	100,5	7,5	508	140	0,690	0,936	280	0,563	0,912
(агр. 7-12)					200	0,400	0,935	240	0,320	0,800
Братская	РО-662	106	5,5	217	180	-	0,954	440	-	0,808
Гюмушская	РО-246	290	2,65	55,2	60	0,764	0,904	220	0,398	0,889
Земоавчальская	Ф-140	24,1	1,95	3,2	440	0,887	0,970	560	0,835	0,907

Продолжительность периода работы турбин с максимальными показателями надежности зависит от многих факторов и, естественно, различна для разных ГЭС. На многих ГЭС этот период сохранялся, как отмечалось выше, и на момент проведения обследования. Но более типичная тенденция заключается в постепенном снижении уровня надежности машин, однако катастрофического его падения (когда прекращается эксплуатация машин) не наблюдалось ни на одной ГЭС даже после 30÷50 лет эксплуатации. Снижение показателей надежности оборудования после длительного периода эксплуатации связано в гидротурбинах, как правило, с ростом отказов ресурсопределяющих узлов (рабочее колесо, камера РК) [28,35,65,66,93]. Хорошей организацией восстановительных ремонтных работ можно поддерживать надежность оборудования на высоком уровне очень долгое время [13]. Работы этого направления были основой технической политики России в 90-е годы в гидроэнергетике.

Зарубежные исследования также подтверждают сохранение гидромашинami высокой надежности за пределами нормативного срока службы оборудования. По данным иностранных специалистов гидротурбины мощностью от 100 до 200 МВт со сроком службы 30-45 лет имели коэффициенты оперативной готовности $K_{ог} = 0,90 \div 0,94$, а на турбинах мощностью до 50 МВт удавалось достигнуть $K_{ог} \geq 0,95$ даже после 60 лет эксплуатации.

Сделанный в диссертации вывод противоречит бытующему в нашей стране мнению, что возраст машин играет определяющую роль в снижении надежности оборудования и следует ожидать лавинообразного нарастания отказов оборудования после завершения его нормативного срока службы [3,14].

Повышенная надежность технологического оборудования ГЭС связана с особенностями применяемой Гидропроектом методики экономического обоснования мощности ГЭС [61]. Основной характеристикой ГЭС, как энергоисточника, является средняя многолетняя выработка электроэнергии,

которая при прочих равных условиях определяется нормой годового стока. Норма годового стока определяется как среднеарифметическое значение наблюдаемых стоков за 40÷60 лет. В зависимости от водности года выработка колеблется в широких пределах: в маловодные сокращается в 1,6÷2,3 раза, а в многоводные повышается в 2,1÷4,9 раза. Следовательно, выработка электроэнергии на каждой конкретной ГЭС в каждом конкретном году определяется вероятностным характером годового стока, а для ГЭС с регулирующей способностью водохранилищ менее сезонного и от внутригодового распределения стока.

В качестве проектных параметров ГЭС принимается выработка по году 50% обеспеченности. Выбор основных параметров ГЭС при водности года обеспеченностью 50% приводит к тому, что всегда появляется резерв по выработке, а резерв по мощности обеспечивается в 80÷90% времени в году. **Установленная мощность ГЭС всегда превосходит гарантированную, то есть сама методика обоснования мощности ГЭС предопределяет наличие на ГЭС резерва, обеспечивающего выдачу её гарантированных параметров.** В табл.2.6 приведены расчетные данные Гидропроекта [61] по установленной мощности ГЭС и располагаемой пиковой мощности в год 90% обеспеченности для некоторых ГЭС бывшего Советского Союза. Располагаемая мощность ГЭС колеблется в интервале от установленной до гарантированной и обуславливается конкретными условиями, складывающимися в водохозяйственных и энергетических режимах ГЭС.

Наше обследование режимов действующих ГЭС показывает, что фактически установленная мощность ГЭС используется в большинстве случаев крайне редко, а в ряде случаев вообще не используется. Примеры топограмм $N-N_{ГЭС}$ показаны для Иркутской и Красноярской ГЭС [21] на рис.2.2. В клетках топограмм проставлено число часов работы ГЭС в течение года.

Наличие на ГЭС больших резервов мощности ставит под сомнение целесообразность реконструкции действующего оборудования с целью

повышением его мощности на большинстве ГЭС страны. Подробнее этот вопрос будет рассмотрен в главе 4 и 5 диссертационной работы.

Таблица 2.6. Установленная и гарантированная пиковая мощности ГЭС по расчетным данным Гидропроекта

№	Наименование ГЭС	Число машин, шт	Установленная мощность $N_{ГЭС}$, МВт	Гарантированная среднедекабрьская мощность $N_{ГЭС}$ в год 90% обеспеченности, МВт
1	Жигулевская	20	2300	650
2	Волгоградская	22	2541	700
3	Чебоксарская	18	1404	270
4	Воткинская	10	1000	145
5	Саяно-Шушенская	10	6400	2080
6	Усть-Илимская	16	3840	2132
7	Красноярская	12	6000	1800
8	Нурекская	9	2700	973
9	Токтогульская	4	1200	210
10	Плявинская	10	825	48

Благодаря существующим резервам мощности, агрегаты эксплуатируются на большинстве ГЭС в генераторном режиме 50÷70 % календарного времени. Наибольшее число часов работы в генераторном режиме на обследованных ГЭС имеют турбины Иркутской ГЭС ($\bar{K}_{ген} > 0,92$), а наименьшее турбины Угличской ГЭС ($\bar{K}_{ген} = 0,2÷0,3$). Ограниченное время работы агрегатов в генераторном режиме позволяет (в случае уменьшения при этом отношения $\Sigma t_p/t_{ген}$) действующим машинам сохранять высокий уровень надежности (высокие значения коэффициентов готовности) даже на момент реконструкции (табл. 2.5).

Представленные в табл.2.7 коэффициенты оперативной готовности $\bar{K}_{ог}^*$ на момент замены оборудования могут быть приняты за базовые значения, по достижению которых на других ГЭС со сроком службы выше нормативного также целесообразно ставить вопрос о реконструкции машин по условию

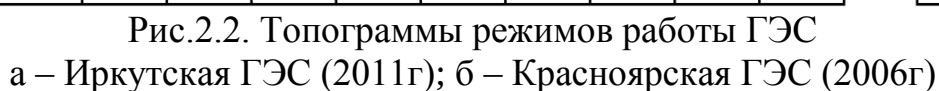


Таблица 2.7. Коэффициент оперативной готовности агрегатов в генераторном

$$\bar{K}_{ог}^*$$
 на момент начала реконструкции

Наименование ГЭС и тип турбины	Параметры турбины			Коэфф. готовности $\bar{K}_{ог}^*$	Коэфф. ген. режима $\bar{K}_{ген}$
	H_{max} , м	D_1 , м	N_T , МВт		
Усть-Хантайская (ПЛ-5а)	55,5	4,1	65	0,916	0,787
Волгоградская (ПЛ-587)	30,0	9,3	129	0,877	0,673
Жигулевская (ПЛ-587)	27,0	9,3	126	0,912	0,754
Цимлянская (ПЛ-495)	23,5	6,6	41,6	0,831	0,540
Камская (ПЛ-510)	21,0	5,0	21,8	0,897	0,558
Новосибирская (ПЛ-548)*	19,8	8,0	67,0	0,729	0,620
Рыбинская (ПЛ-91)	18,0	9,0	65	0,888	0,522
Кременчугская (ПЛ-661)	16,9	8,0	58,0	0,876	0,413
Каунасская (ПЛ-661)	20,2	5,0	23,4	0,899	0,535
Днепро ГЭС-I (РО -123)	39,4	5,54	75	0,870	0,387
Нива ГЭС-II (РО)	36,0	2,5	15,3	0,948	0,928
Нива ГЭС-III (РО-82)	74,0	2,95	39,0	0,891	0,797

Примечание: на турбинах ПЛ-548 Новосибирской ГЭС после 60 тыс. часов работы были установлены нержавеющие лопасти рабочего колеса ПЛ-661

Допустим, речь идет о замене радиально-осевых турбин типа РО-123 Усть-Каменогорской ГЭС ($H_{max} = 41,8$ м, $\bar{K}_{ген} = 0,668$), отработавших свой нормативный срок службы. На момент проведения обследования ($t_k = 240 \cdot 10^3$ ч) коэффициент оперативной готовности составлял $\bar{K}_{ог}^* = 0,823$. В качестве ГЭС-аналога могут быть приняты советские радиально-осевые турбины типа РО-123 ДнепроГЭС-I, отработавшие до замены рабочих колес более $t_k = 300 \cdot 10^3$ часов ($H_{max} = 39,4$ м, $\bar{K}_{ген} = 0,616$). Замена оборудования производилась при $\bar{K}_{ог}^* = 0,870$ (см. табл. 2.6).

Из сравнения значений $\bar{K}_{ог}^*$ гидромашин Усть-Каменогорской и Днепро ГЭС-I видим, что по условию обеспечения надежной работы оборудования замена рабочих колес Усть-Каменогорской ГЭС является давно назревшей необходимостью.

Или другой пример. На Цимлянской ГЭС поворотные-лопастные турбины типа ПЛ-495 были заменены новыми при коэффициенте оперативной готовности $\bar{K}_{ог}^* = 0,831$ еще десять лет назад. Следовательно, аналогичные по

конструкции турбины Нарвской ГЭС, имеющие $\bar{K}_{ог}^* = 0,828$, также подлежат замене.

В главе 5 диссертации будет рассмотрена замена оборудования со сроком службы выше нормативного для ряда действующих ГЭС. Для оборудования этих ГЭС были определены коэффициенты готовности $\bar{K}_{ог}^*$ и произведено их сравнение с соответствующими значениями ГЭС-аналогов. Оказалось, что в большинстве случаев уровень надежности гидромашин, рассмотренных в диссертации ГЭС, ниже, чем у агрегатов ГЭС-аналогов. Необходимость замены оборудования на таких ГЭС не вызывает, следовательно, сомнений.

Однако встречаются ситуации, когда $\bar{K}_{ог}^*$ планируемых к реконструкции машин выше значения $\bar{K}_{ог}^*$ ГЭС-аналога. В этом случае стоит задача определить время t_k , при котором $\bar{K}_{ог}^*$ оборудования рассматриваемой ГЭС снизится до $\bar{K}_{ог}^*$ ГЭС-аналога. Схема расчёта этого времени следующая.

Снижение надежности гидроэнергетического оборудования во времени (впрочем как и всех объектов материального мира) подчиняется экспоненциальному закону [73]. Этот закон используется в теории надежности в качестве модели для времени безотказной работы систем с большим числом последовательно соединенных элементов. Вероятность безотказной работы оборудования в момент календарного времени t_k , трактуемая как его коэффициент готовности равна:

$$P(t_k) = P(t_{k0}) \cdot e^{\lambda(t_k - t_{k0})} \quad (2.6)$$

где: $P(t_{k0})$ – значение коэффициента готовности в предыдущий момент времени t_{k0} ;

λ – интенсивность снижения коэффициента оборудования на временном участке $(t_k - t_{k0})$.

Тогда интенсивность λ , выраженная через вероятности безотказной работы оборудования (коэффициенты готовности $\bar{K}_{ог}^*$) есть:

$$\lambda = - \frac{\bar{K}_{ог}^*(t_k) - \bar{K}_{ог}^*(t_{k0})}{\bar{K}_{ог}^*(t_{k0}) \cdot (t_k - t_{k0})} \quad (2.7)$$

Расчеты λ ведутся по данным опыта эксплуатации для временного интервала, соответствующему **последнему** снижению коэффициента готовности.

Принимая за t_{k0} и $\bar{K}_{ог}^*(t_{k0})$ значения, соответствующие наибольшему уровню надежности оборудования, а за t_k и $\bar{K}_{ог}^*(t_k)$ – значения на текущий момент проведения обследования, можно рассчитать по формуле (2.7) интенсивность снижения коэффициента готовности λ на временном участке $t_k - t_{k0}$ (рис.2.3). Величина λ считается неизменной и в последующий период эксплуатации при выполнении двух условий:

- на оборудовании ГЭС не осуществляются принципиальные мероприятия по замене и реконструкции основных узлов, а ведутся только ремонтно-восстановительные работы существующих узлов, причем их состав и организация остаются неизменными;
- режимные условия работы гидроагрегатов ($\bar{K}_{ген}$, $\bar{K}_{рез}$, $\bar{K}_{ск}$) не отличаются от режимов в предыдущий период эксплуатации.

При сделанных допущениях представляется возможным оценить коэффициент готовности оборудования в отдаленной перспективе, когда его значение снизится до коэффициента оперативной готовности $\bar{K}_{ог}$ ГЭС-аналога.

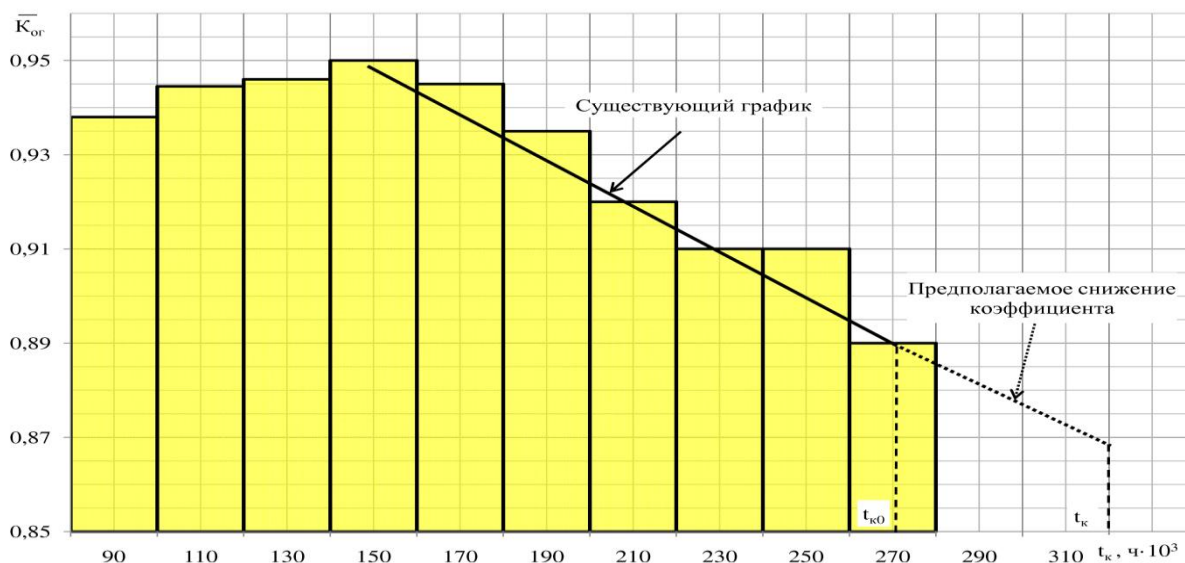


Рис. 2.3. Изменение коэффициента оперативной готовности $\bar{K}_{ог}$ Новосибирской ГЭС в процессе эксплуатации

2.2. Ресурсопределяющие узлы гидротурбин

Высокие коэффициенты готовности гидротурбинного оборудования подтверждаются многочисленными исследованиями основных рабочих узлов [20,25,29,31,35]. К таким узлам относятся: статор, крышка турбины, направляющий аппарат, сервомотор направляющего аппарата, рабочее колесо, камера, вал турбины, направляющий подшипник, маслоприемник, МНУ. Каждый из перечисленных узлов может быть разбит, в свою очередь, на отдельные элементы. Например, рабочее колесо состоит из следующих элементов: лопасти, втулка, болты крепления лопастей, уплотнения лопастей, направляющие втулки цапф, детали механизма поворота, шток, конус обтекателя. Такое расчленение турбины на узлы и элементы позволяет построить структурную схему гидромашины, удобную для выявления деталей, определяющих остаточный ресурс гидротурбины **в целом**. Используя структурную схему, можно изучить характер отказов каждого из элементов и оценить значимость этих отказов для узла и гидротурбины в целом [28].

Под отказом элемента понимается любое нарушение его механических или функциональных характеристик, требующее проведения восстановительных работ или замены элемента. Например, для такого элемента, как колонна статора, отказами будут следующие нарушения механических характеристик: появление трещин, коррозионно-эрозионный износ. Примерами отказов, связанных с нарушением функциональных характеристик являются вырывы, износ, потеря эластичности таким элементом, как уплотнение лопастей рабочего колеса.

Восстановление работоспособности отказавшего элемента может быть достигнуто двумя способами: заменой элемента или его ремонтом.

Замена элемента означает выработку ресурса элементом, а время наработки до его замены есть количественная характеристика ресурса.

При таком понятии «выработки ресурса» все отказы, связанные с заменой элемента, следует считать ресурсопределяющими для данного элемента.

Например, ресурсопределяющими отказами для элемента «крепеж корпуса направляющего подшипника» будут обрывы болтов и трещины на них (при обнаружении подобных повреждений персонал ГЭС проводит полную замену крепежа турбинного подшипника). Но отказ в виде ослабления затяга крепежа корпуса подшипника не является ресурсопределяющим для рассматриваемого элемента – «крепежа корпуса», так как этот отказ устраняется подтяжкой существующего крепежа (ремонтными средствами).

Следует отметить, что значительная часть элементов гидротурбины не имеет ресурсопределяющих отказов, поскольку восстановление работоспособности достигается ремонтными мероприятиями, даже если речь идет об ответственных узлах машины. В качестве примера такого узла можно назвать статор турбины, через который передаются нагрузки агрегата на бетон здания ГЭС. Повреждения (отказы) элементов этого узла нередко встречаются на действующих ГЭС [35], но замена узла никогда на ГЭС не проводилась.

В соответствии с изложенными выше представлениями отказы различных элементов гидротурбины подразделяются на ресурсопределяющие и нересурсопределяющие.

Среди ресурсопределяющих отказов есть такие, которые характеризуют ресурс не только элемента, но и всего узла, в который входит данный элемент. Иначе говоря, отказ элемента влечет за собой замену всего узла. Например, появление трещины (отказ) на корпусе (элемент) подшипника приводило нередко к замене всего подшипника (узла). Или трещина (отказ) на цилиндре (элемент) сервомотора направляющего аппарата вынуждала заменять весь сервомотор (узел).

Наконец, существуют ресурсопределяющие отказы не только элемента и узла, но и всей гидротурбины в целом. Эти отказы представляют наибольший интерес. Например, массовое появление трещин в корневых сечениях лопастей (отказы) осевой турбины **после длительного периода эксплуатации (за пределами нормативного срока службы турбины)** неизбежно ставит вопрос

о замене рабочего колеса (узла). Поскольку действующее колесо не только физически выработало свой ресурс, но и морально устарело, то оно должно заменяться новым современным колесом с улучшенными энергетическими характеристиками (обеспечивающими повышение КПД, мощности агрегата или того и другого вместе).

Установка нового колеса в существующий гидроблок (с «зауженными» размерами по сравнению с современными требованиями) приводит к замене механизма поворота лопастей, направляющего аппарата, к изменению конфигурации камеры рабочего колеса. Может возникнуть также необходимость замены подшипника и вала турбины, не говоря уже о более мелких узлах.

Таким образом, выработка ресурса элементами «лопасти» вызывает цепь замен других узлов турбины, каждый из которых может не иметь ресурсопределяющих отказов. **Применительно к поворотной-лопастной гидромашине такими ресурсопределяющими узлами всей турбины являются: лопасти рабочего колеса, обечайка камеры рабочего колеса.**

Аналогичный анализ радиально-осевой машины выделяет только один ресурсопределяющий узел – рабочее колесо.

Анализ технического состояния лопастных систем осевых и радиально-осевых турбин [18,20,25,33,36], показывает, что безотказная наработка этих ресурсопределяющих узлов, как правило, существенно превышает нормативный срок службы оборудования (30 лет). Хорошее состояние рабочих колес за пределами нормативного срока службы обеспечивает гидроагрегатам высокий уровень комплексных показателей надежности $\bar{K}_{ог}$, $\bar{K}_{ог}^*$ и $\bar{K}_Г$. В принципе по критерию надежности срок службы таких рабочих колес может быть существенно увеличен, что подтверждается соответствующими расчетами их усталостной прочности. Отечественный и зарубежный опыт замены гидромашин свидетельствует, что обоснование целесообразности выполнения этих работ практически всегда строится на

улучшение энергетических характеристик турбин (увеличения мощности или КПД), а повышение надежности оборудования рассматривается лишь как дополнительный фактор. Такое положение объясняется отсутствием методики, учитывающей экономическую эффективность повышения надежности гидромашин при их реконструкции.

Исключением из вышеописанной закономерности являются **четырехлопастные** осевые турбины на напоры $H = 20 \div 25$ м. Даже выполненные из нержавеющей стали лопасти этих турбин попадают в стадию выработки ресурса раньше истечения нормативного срока службы оборудования (Воткинская, Новосибирская, Каунасская, Шардаринская ГЭС). При замене турбин на таких ГЭС на первый план выходит критерий обеспечения надежности работы лопастных систем в течение всего нормативного срока службы. Чтобы выполнить это условие, новые турбины на напор $H < 20 \div 25$ м должны иметь 5÷6 лопастей, изготовленных из нержавеющей стали.

Камеры рабочих колес осевых турбин (третий ресурсопределяющий узел) играют не однозначную роль в обосновании необходимости замены машин со сроком службы выше нормативного. Если камеры выполнены полностью из нержавеющей стали или имеют заводское кавитационное покрытие из нержавеющей стали, хорошо сплавленное с основным металлом, то их замена не требуется даже при напорах $H = 60 \div 70$ м. Кавитационная стойкость покрытия оказывается выше уровня кавитационного воздействия потока.

Но на подавляющем большинстве ГЭС с большим сроком службы камеры гидротурбин выполнены из обычной углеродистой стали, которая подвержена интенсивной кавитационной эрозии при напорах $H \geq 10$ м. Необходимость замены таких камер возникала нередко до истечения нормативного срока службы турбин (Камская, Каунасская ГЭС). В этих случаях плохое состояние камер должно быть основным аргументом в обосновании необходимости замены гидромашин.

3. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДЕЙСТВУЮЩИХ ГИДРОТУРБИН И ГЭС

3.1. Понятие режима работы гидроагрегата.

В широком понимании режим гидромашины определяется совместным сочетанием следующих параметров: напором H ; высотой отсасывания H_s ; мощностью агрегата N_a ; приведенными оборотами n_1' и приведенным расходом Q_1' . Ниже речь будет идти о режимах работы действующих турбин, для которых основные параметры оборудования (частота вращения n_c и диаметр колеса D_1) уже выбраны и, следовательно, определена зона их работы в поле универсальной характеристики $n_1' - Q_1'$. В этом случае под режимом работы агрегата понимается изменяющаяся во времени совокупность трех параметров: мощности N_a , напора H и высоты отсасывания H_s .

В соответствии с существующими правилами эксплуатации режимы работы ГЭС и гидроагрегатов регистрируются **в конце каждого часа** в специальной суточной ведомости (табл.3.1). **Этот документ является до настоящего времени единственным источником сведений по режимам работы гидромашин [32].** Автоматизированного учета режимов работы действующего оборудования не ведется до настоящего времени на подавляющем большинстве российских ГЭС. Изучение режимов сводится, в конечном итоге, к анализу данных суточных ведомостей ГЭС.

Трудности в изучении режимов обусловлены их чрезвычайной изменчивостью: режим работы ГЭС (а, следовательно, турбин) изменяется по годам в зависимости от их водности; в разрезе года из-за сезонных колебаний расхода в реке и сезонного характера энергопотребления; в течение суток в соответствии с потребностями энергосистемы. Эксплуатация ГЭС ведет упрощённую обработку [19,30] зарегистрированных в суточной ведомости режимных параметров, сущность которой состоит в переходе от ежечасных значений этих параметров к **осреднённым за сутки** величинам $\bar{N}_a$, $\bar{H}$ и $\bar{H}_s$.

Средний напор суток $\bar{H}$ и высоты отсасывания $\bar{H}_s$ определяются как

среднеарифметические значения за 24 часа. Средняя мощность агрегата $\bar{N}_a$ находится по суммарной выработке энергии за сутки $\Sigma \mathcal{E}_a$ и продолжительности работы агрегата в генераторном режиме $\Sigma t_{\text{ген}}$, то есть
$$\bar{N}_a = \frac{\Sigma \mathcal{E}_a}{\Sigma t_{\text{ген}}}.$$

Обработанная таким образом суточная ведомость искажает реальную картину режимов гидромашины, что хорошо видно из представленных на рис.3.1 графиков. Искаженными оказываются не только кавитационные условия работы гидротурбины (определяются сочетанием H и H_s), но и оценка эффективности использования гидромашины по КПД. Допустим, гидроагрегат единичной мощностью $N_a = 100$ МВт имеет оптимальное (максимальное) значение КПД на мощности $N_a = 80$ МВт. В соответствии с потребностями энергосистемы гидромашин эксплуатировалась в течение суток при постоянном напоре $H = \text{const}$ равное время (12 часов) при двух нагрузках: $N_a = 60$ МВт и $N_a = 100$ МВт, на которых турбина имеет более низкий уровень КПД, чем в оптимуме. Но при обработке суточной ведомости, по принятой на ГЭС методике, получается, что агрегат использовался на оптимальной нагрузке ($N_a = 80$ МВт), хотя в реальности такой нагрузки не было в течение суток. Далее эта искаженная информация входит во все отчетные документы ГЭС по режимам работы агрегата, а суточная ведомость отправляется в архив.

Отсутствие автоматизированного учета многообразия режимных комбинаций N_a , H , H_s является главной причиной незначительного числа публикаций по режимам работы гидромашин и ГЭС в отечественной и зарубежной литературе.

Таблица 3.1 Фрагмент суточной ведомости режимов работы агрегатов Усть-Хантайской ГЭС

25 апреля 2011

Часы суток	▼ВБ, м	▼НБ, м	Н, м	N _{ГЭС} , МВт	Мощность агрегатов N _а , МВт						
					1	2	3	4	5	6	7
1	55,09	6,56	48,53	186	39	-	37	35	-	39	36
2	55,09	6,74	48,35	176	35	-	35	34	-	37	35
3	55,09	6,68	48,41	192	48	-	48	-	-	49	47
4	55,09	6,79	48,30	200	48	-	48	-	-	53	51
5	55,09	6,70	48,39	208	52	-	52	-	-	53	51
6	55,09	6,69	48,40	203	51	-	51	-	-	52	49
7	55,09	6,89	48,20	208	43	-	41	41	-	43	40
8	55,09	6,62	48,47	195	40	-	38	38	-	41	38
9	55,09	6,31	48,78	150	30	-	28	30	-	33	29
10	55,09	6,54	48,55	193	39	-	38	38	-	41	37
11	55,09	6,65	48,44	194	40	-	38	38	-	41	37
12	55,09	6,64	48,45	204	42	-	40	40	-	42	40
13	55,09	6,55	48,54	185	38	-	36	36	-	39	36
14	55,09	6,26	48,83	156	32	-	30	31	-	33	30
15	55,09	6,92	48,17	258	60	-	50	49	-	50	49
16	55,09	6,32	48,77	174	36	-	34	34	-	37	33
17	55,09	5,85	49,24	192	39	-	38	37	-	41	37
18	55,09	5,99	49,10	137	28	-	26	27	-	30	26
19	55,09	6,32	48,77	165	34	-	32	32	-	35	32
20	55,09	6,26	48,83	164	34	-	31	32	-	35	32
21	55,09	6,01	49,08	155	40	-	38	-	-	40	37
22	55,09	6,30	48,79	161	40	-	39	-	-	41	41
23	55,09	6,34	48,75	176	45	-	43	-	-	45	43
24	55,09	6,23	48,86	162	41	-	40	-	-	42	39

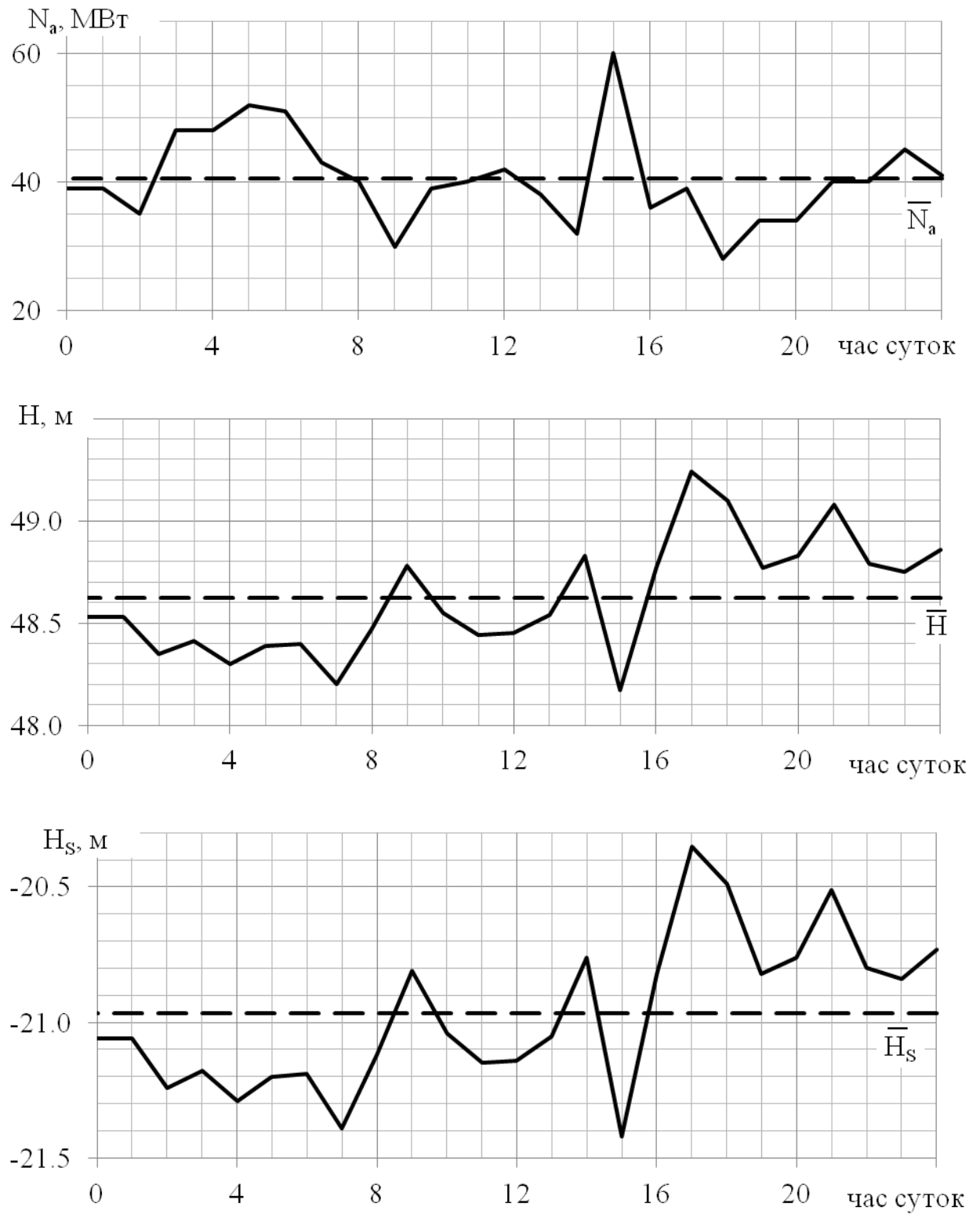


Рисунок 3.1 Изменение режимных параметров N_a , H , H_s агрегата 1
Усть-Хантайской ГЭС в течении суток
 $\overline{N_a}$, $\overline{H}$, $\overline{H_s}$ – среднесуточные значения режимных параметров

3.2. Состояние вопроса изучения режимов работы гидроагрегата

Режимы работы гидротурбин определяют все стороны эксплуатации оборудования. Знание режимов работы действующих гидроагрегатов необходимо для решения следующих задач реконструируемых ГЭС:

- оценки эффективности использования водотока на ГЭС действующим оборудованием;
- прогноза режимов работы новых гидромашин;
- выбора типа и параметров новых гидротурбин (диаметра колеса D_1 , синхронной частоты вращения n_c и номинальной мощности N_T), устанавливаемых на реконструируемых ГЭС;
- расчета усталостных явлений и оценки остаточного ресурса элементов проточного тракта гидротурбин, сохраняющихся после реконструкции (спиральная камера, статор и т.д.);
- оценки энергетического эффекта от установки нового оборудования.

Сведения по режимам работы оборудования вновь создаваемых ГЭС определяются, как известно, из водноэнергетических расчетов, выполняемых по прогнозным графикам электропотребления и гидрологическим характеристикам речного стока с учетом регулирующих способностей водохранилищ. Получаемая таким образом информация имеет невысокую достоверность по ряду причин:

- значительной удаленности будущего состояния энергосистемы от момента решения задачи (на 15÷20 лет и более);
- вероятностной оценке данных о предстоящем притоке воды и стохастической природе речного стока;
- большого числа водопользователей и трудности предсказания их потребностей на перспективу.

Кроме того, прогноз режимов на проектной стадии ведется, как правило, для ГЭС в целом и не распространяется на агрегатный уровень; тем самым полагается, что закономерность использования мощности ГЭС и агрегатов в

энергосистеме идентичны. Но поскольку гарантированная мощность ГЭС существенно меньше ее установленной мощности (см. раздел 2 диссертации), то характер использования проектной мощности ГЭС в энергосистеме оказывается всегда отличным от характера использования мощности агрегата.

Сложившиеся на действующих ГЭС режимные условия большинстве случаев резко отличаются от проектных. Наиболее частыми причинами этих отличий являются следующие:

- изменение характера использования установленной мощности ГЭС и агрегатов в энергосистеме в соответствии с требованиями народного хозяйства;
- рост зарегулированности водотока в результате строительства гидроэлектростанций с водохранилищами многолетнего регулирования (Жигулевская ГЭС на р. Волге, Кременчугская ГЭС на р. Днепр);
- расширение действующих ГЭС путем установки новых гидромашин (ДнепроГЭС);
- строительство нижележащих ГЭС, подпирающих уровень нижнего бьефа рассматриваемого гидроузла (Волжско-Камский каскад);
- размыв русла в нижнем бьефе или консервация строительства нижележащего гидроузла (Новосибирская, Цимлянская ГЭС);
- пересмотр правил пользования водными ресурсами водохранилищ в целях удовлетворения требований сельского и рыбного хозяйств, речного транспорта и т.д.

Если при строительстве ГЭС режимы работы турбин задавались прогнозно (с элементами неопределенности), то сегодня такой неопределенности не существует. Превалирующее большинство ГЭС эксплуатируется в каскадах, что предопределяет заданность сложившихся условий работы турбин по напору и высоте отсасывания. Водохозяйственные функции ГЭС в энергосистемах также давно устоялись. **Следовательно, в отличие от вновь проектируемых ГЭС изменения режимных условий на**

реконструируемых ГЭС, как правило, ожидать не приходится. Тщательность учета и анализа режимов действующих ГЭС является основным фактором, определяющим величину энергетического эффекта от установки нового оборудования на реконструируемой ГЭС.

Игнорирование сложившихся на ГЭС реальных режимных условий (ориентация на проектный прогноз) нередко становилось причиной снижения энергоотдачи и надежности гидротурбинного оборудования после его реконструкции. Например, замена штатного рабочего колеса ПЛ5а Вилюйской ГЭС-1 на современное колесо ПЛ70/3164 ставило целью повышение мощности ГЭС. График энергопотребления системы не был учтен, в результате чего на ГЭС снизилась выработка энергии от проходящего через турбины того же объема воды. В наглядной форме это видно из сопоставления рабочих характеристик турбины $\eta_t = f(N_t)$ со штатным (ПЛ5а) и новым (ПЛ70/3164) колесами для наиболее продолжительного по времени напора (рис.3.2).

На основных по времени мощностных нагрузках ($N_t = 25 \div 65$ МВт) турбина работает теперь с более низким КПД, чем до замены колеса (характеристики рассчитаны по данным модельных испытаний без учета масштабного эффекта по КПД на разницу диаметров модели и натуре). Мощностные нагрузки турбины ($N_t \leq 60$ МВт) диктуются бытовыми потребностями населения Якутии, а повышенная мощность $N_t = 70 \div 90$ МВт (где турбина имеет наибольший КПД) оказывается невостребованной промышленностью.

Данный пример неудачной реконструкции является не единичным. Замена лопастей штатных четырёхлопастных гидротурбин ПЛ548 единичной мощностью 58,6 МВт при напоре $H_p = 14,3$ м на новые четырехлопастные типа ПЛ661 не дала ожидавшегося повышения мощности агрегатов и прироста выработки энергии на Новосибирской ГЭС по следующей причине. Из-за размыва русла в нижнем бьефе реальные напоры на этой ГЭС оказались более

высокими, а отметки нижнего бьефа более низкими, чем предусматривалось проектом.

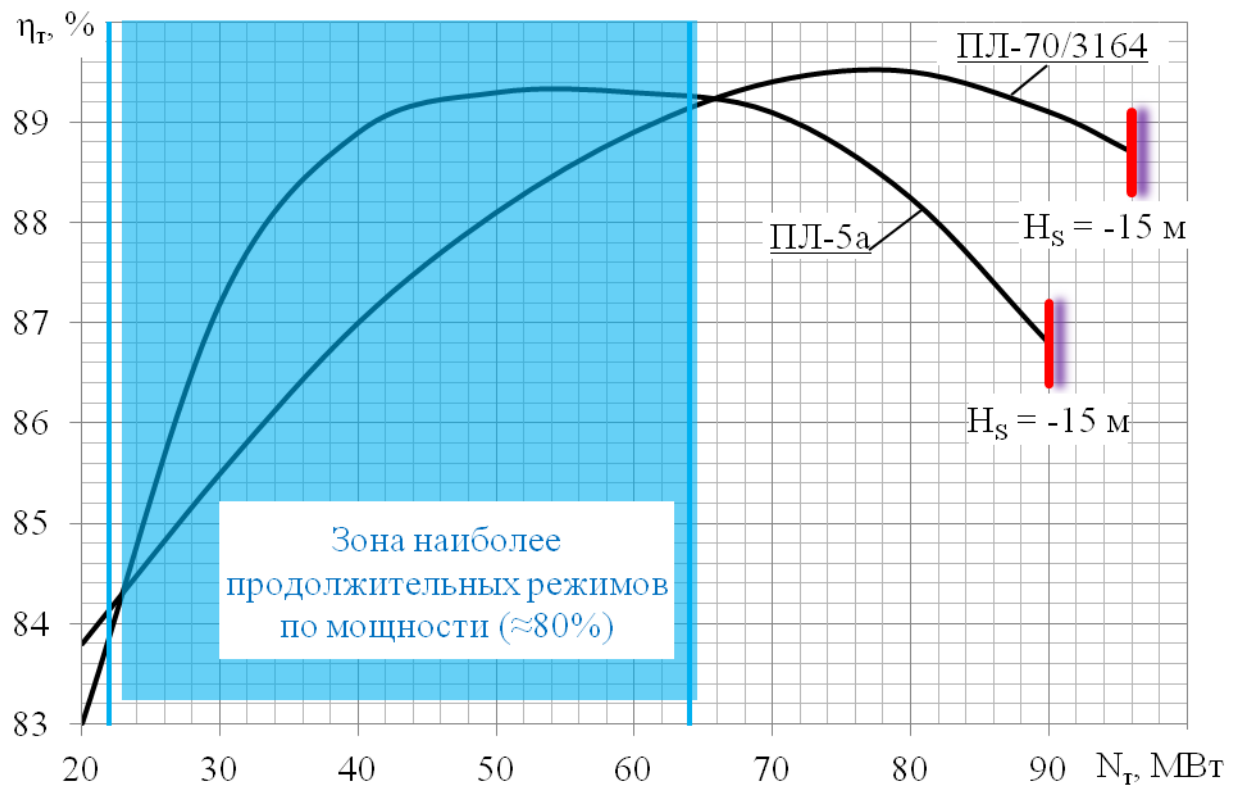


Рисунок 3.2. Рабочие характеристики турбины с рабочим колесом

ПЛ 70/3164 и штатным рабочим колесом ПЛ5а при $H = 63,4$ м

В результате кавитационные условия работы оборудования оказались отличными от проектных, что приводило к кавитационному срыву мощности машин при попытках форсировать расход **четырехлопастных** турбин как ПЛ548, так и ПЛ661. Однако при учете режимного фактора эффективность работы оборудования можно резко поднять. Установка шестилопастного рабочего колеса, имеющего более высокие антикавитационные качества, обеспечивает повышение мощности турбины до $N_{T_{\max}} = 85$ МВт при новом расчетном напоре $H_p = 20$ м. Одновременно увеличивается среднеэксплуатационный КПД гидромашин (а, следовательно, и выработка энергии) на $1,5 \div 2,0$ % в зависимости от водности года. Сегодня схожее техническое решение заложено в проект реконструкции оборудования Новосибирской ГЭС, хотя его следовало бы реализовать еще 50 лет назад.

Аналогичная негативная ситуация из-за пренебрежения режимным фактором произошла также при реконструкции оборудования на Волгоградской ГЭС. Изначально на этой ГЭС были установлены шестилопастные гидротурбины типа ПЛ-587 проектной мощностью $N_T = 108,5$ МВт при расчетном напоре $H_p = 19$ м. Выполненные в 1973 году комплексные испытания ЦКТИ позволили увеличить мощность этих штатных турбин. При существующих на ГЭС сочетаниях напора и отметках нижнего бьефа (высота отсасывания) удалось получить максимальную мощность $N_a = 123$ МВт (по турбине $N_T = 126$ МВт) при напорах $H \geq 21,5$ м. Дальнейшее повышение мощности гидромашин оказалось невозможным из-за кавитационного срыва КПД турбин. Но этот результат, видимо, не был известен разработчикам технического задания на замену оборудования Волгоградской ГЭС. Ориентируясь на исходные проектные сведения (то есть игнорируя фактические режимные условия), разработчики технического задания предложили установить аналогичные рабочие колеса ПЛ-587 с увеличением единичной мощности до $N_T = 145$ МВт при максимальном напоре ($H_{\max} = 27$ м). Чтобы получить такую мощность, число лопастей рабочего колеса было уменьшено с шести до пяти. Сегодня несколько пятилопастных турбин установлено на ГЭС, но ни на одной из них не была получена заявленная мощность, так как при максимальном напоре на ГЭС эту мощность турбина не может выдать из-за кавитационного срыва КПД.

Вместе с тем повышение эффективности некоторых ГЭС за счет использования режимного фактора можно достигнуть даже без замены установленных рабочих колёс. Одним из таких случаев является Вилуйская ГЭС-II на которой установлены четыре гидротурбины радиально-осевого типа единичной мощностью $N_T = 88$ МВт (по агрегату $N_a = 85$ МВт) при расчетном напоре $H_p = 55$ м. Заводское ограничение мощности по генератору ($N_T = 88$ МВт при $H \geq H_p = 55$ м) на эксплуатационной характеристике не допускает работу турбины на **оптимальных** по КПД режимах при максимальных

значениях напора (рис.3.3). Сложившиеся на ГЭС фактические напоры, однако, всегда превышают проектный расчетный напор $H_p = 55$ м.

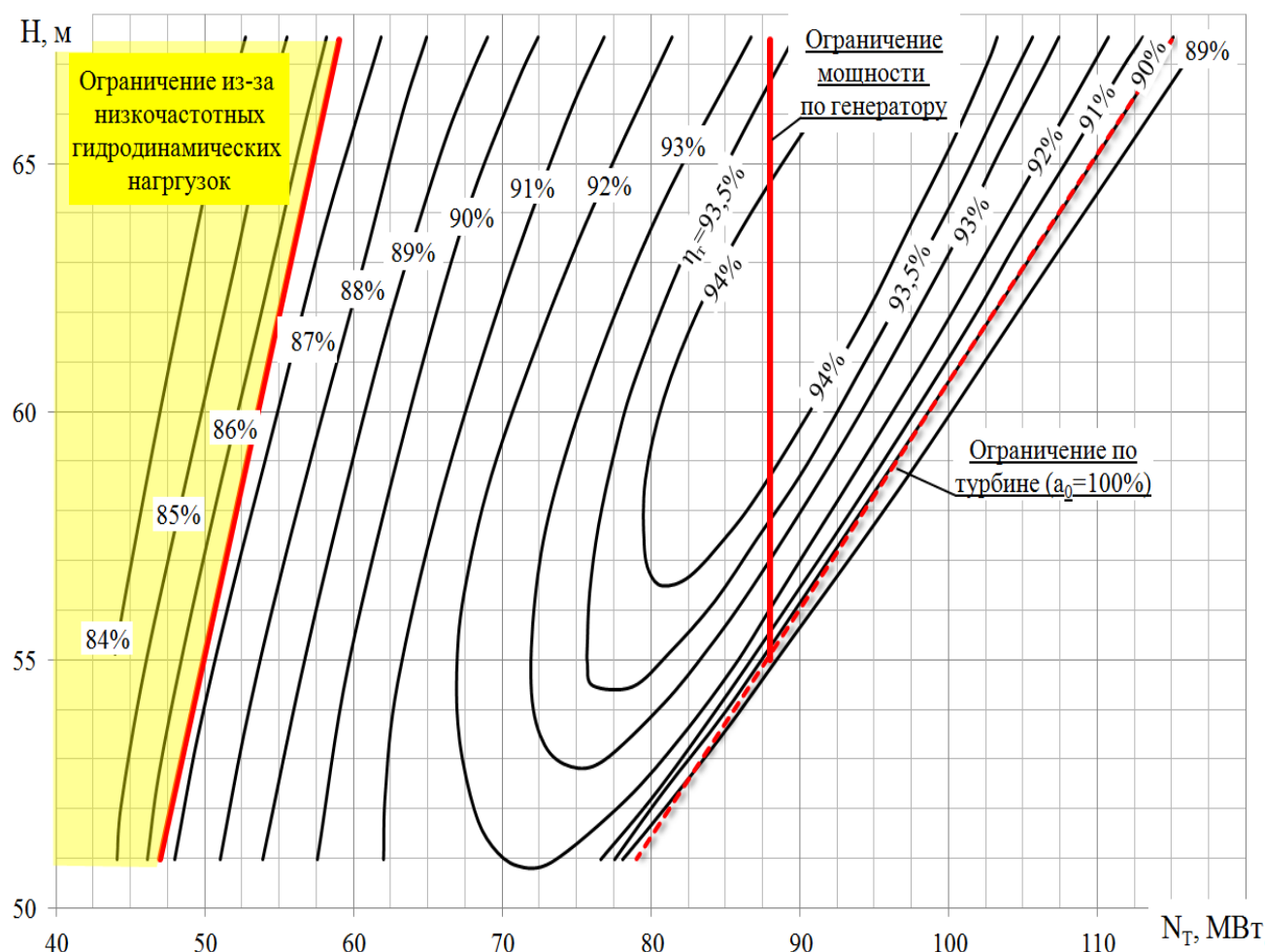


Рисунок 3.3 Заводская эксплуатационная характеристика турбины Вилуйской ГЭС

Продолжительность различных напоров на Вилуйском гидроузле показана ниже в процентном выражении.

Напор, м	67÷66	66÷65	65÷64	64÷63	63÷62	62÷61	61÷60	60÷59	59÷58
Продолжительность, %	13	20	13	14	12	9	9	5	5

При таком распределении напора мощность водотока используется **неэффективно**: - на основных по продолжительности напорах ($H \geq 64$ м) турбины никогда не работают с максимальным уровнем КПД. Неэффективное использование водотока усиливается тем, что оптимум КПД натурной

эксплуатационной характеристики смещен по сравнению с заводской характеристикой (см. рис.3.3) в сторону больших мощностей.

В таких режимных условиях турбины находятся уже более 30 лет. Приведение параметров турбин в соответствие с реальными режимами (путем обоснованного повышения мощности гидромашин) не только дает дополнительную пиковую мощность энергосистеме, но и увеличивает выработку энергии от того же проходящего через турбины объема воды (за счет повышения уровня КПД).

Как уже говорилось в первом разделе диссертации, в Советском Союзе постоянно велись исследования по выявлению резервов пиковой мощности. Базой работ этого направления было одновременное использование заложенных заводами запасов в оборудовании и учёт реальных режимных условий гидромашин.

Аналогичные работы широко практиковались и за рубежом: в США три четверти всех ГЭС имели изначальный «скрытый» резерв мощности, который постепенно осваивался эксплуатацией.

3.3. Развитие методики ЦКТИ изучения режимов работы гидротурбины.

Инициатива организации работ по изучению реальных режимов, зарегистрированных в суточных ведомостях ГЭС, принадлежит в нашей стране Тиме В.А. [69,70], а развитие работ этого направления получило в исследованиях Иванченко И.П. [26,34]. Первый анализ режимов работы агрегатов с учетом суточного регулирования был выполнен более 50 лет назад на Жигулевской ГЭС. С тех пор эти работы ведутся в отделе гидротурбин ЦКТИ постоянно, являясь основой повышения технического уровня оборудования действующих ГЭС.

Изучение режимов по выборке. Сущность разработанной ЦКТИ методики исследования режимов гидроагрегатов состоит в следующем.

Все множество режимов образует за исследуемый период (например, за год) генеральную совокупность. Изучить генеральную совокупность означает

указать продолжительность (в часах) различных сочетаний режимных параметров H , H_s , N_a . Генеральная совокупность предстает перед исследователем как неизвестное множество, так как технически трудно обследовать все зарегистрированные в суточных ведомостях эксплуатационные изменения режимов без автоматического их учета. Поэтому решение указанной задачи осуществляется посредством выборочного метода. **Полагается, что распределение режимов в генеральной совокупности имеет такой же характер, как и в выборке.** Выборка должна хорошо отражать основные особенности генеральной совокупности, т.е. являться представительной. Требование представительности выборки приводит к необходимости изучения режимов с учетом суточного регулирования, т.е. с учетом ежечасных изменений N_a , H и H_s .

Приёмы составления выборки, статистическая ее обработка и перенос результатов выборки на всю генеральную совокупность режимов в году подробно изложены в работах [69,70]. Такой подход к обследованию режимов практиковался ЦКТИ еще несколько лет назад.

Современное состояние вычислительной техники позволило разработать более совершенную методику анализа суточных ведомостей, не требующую трудоемких работ по составлению выборки и повышающую достоверность полученных данных путем тотального обследования суточных ведомостей.

Тотальное обследование суточных ведомостей. Разработанная в диссертации методика построена на **тотальном** изучении ежечасных изменений режимных параметров, содержащихся в суточной ведомости. На языке программирования Python реализован программный пакет по обработке режимов работы ГЭС и агрегатов по отдельности. Обработка суточных ведомостей ведется по годам. Основные положения методики состоят в следующем [40,74]:

- 1) **Подготовка электронного вида суточных ведомостей.** На большинстве ГЭС России, суточные ведомости ведутся в письменной форме на

бумажном носителе (табл.3.1). При «правильном» заполнении рукописных ведомостей (разборчивым подчерком, без исправлений, помарок и выхода за границы ячеек) их перевод в электронный формат может проводиться с помощью компьютерных программ распознавания рукописного текста (например, Abbyy FineReader). В противном случае и для исключения «программных» ошибок это делается вручную, путем постепенного переноса данных с бумажного носителя в файл для программы обработки. Если же на ГЭС налажен электронный учёт ежечасной информации (Иркутская ГЭС ведёт такой учёт с 1995 года), то в программе предусмотрена возможность распознать эти файлы. Они должны иметь текстовую составляющую, т.е. файл может быть в виде таблицы ПО МО Excel (набор таблиц) по форме суточных ведомостей или обычный текстовый файлы (набор файлов) в которых есть четкое указание режимных параметров в зависимости от времени.

- 2) **Определение границ изменения режимных параметров.** По мере составления электронной формы суточных ведомостей определяется минимальные и максимальные значения параметров, характеризующих работу ГЭС и агрегата: высота отсасывания (вместо высоты отсасывания может быть указана отметка нижнего бьефа), напор, мощность агрегата, мощность ГЭС (H_s , H , N_a , $N_{ГЭС}$). Все данные, выходящие за пределы, будут приравнены к максимальным или минимальным значениям, в зависимости от того в какую сторону диапазона они отклонились. Эти значения так же могут быть определены программой по результатам обработки.
- 3) **Определение интервалов задания режимных параметров.** Исходя из полученных в п.2 данных определяется диапазон разбивки по каждому из параметров. По мощности агрегата/ГЭС интервал обычно выбирается как $10\% \cdot N_{max}$ для удобства перехода к нормированной мощности (подробнее будет сказано ниже). По напору и высоте отсасывания (отметке нижнего бьефа) интервал разбивки может приниматься равным 0,5м или 1,0м или

5,0м, в зависимости от границ изменения параметров (чем больше абсолютная разница между верхней и нижней границей параметра, тем больше выбирается интервал), чтобы количество интервалов не превышало 15...20 значений всего диапазона.

- 4) **Обработка электронных данных по режимам.** Программное обеспечение, анализируя каждый час предоставленной информации, проводит сортировку режимных данных рассматриваемого года в соответствии с п.п.2-3. В табл.3.2 предоставлены все возможные сочетания режимных параметров и их продолжительность для рассматриваемого агрегата ГЭС. Каждый час суточной ведомости имеет индивидуальную комбинацию режимов H_s - H - N_a . Анализируя суточную ведомость, программа определяет в какую часть табл.3.2 попадает та или иная комбинация параметров. Для сочетания параметров « H_{s2} - H_{s3} – H_1 - H_2 – N_{ai} - N_{aj} » программа подсчитывает количество соответствий (следовательно часов работы) сочетания параметров в суточных ведомостях – число t_{19} (см.табл.3.2). Для следующего сочетания параметров получается уже свое время. Если совпадений по параметрам не обнаружено, то программный пакет эту строчку не учитывает и исключает из конечных файлов. И так далее для всех возможных сочетаний трех режимных параметров агрегата.
- 5) Строятся таблицы (топограммы, сводные таблицы, кавитационные условия) в программе МО Excel по форме описанной ниже.

Опуская из трехмерного распределения (H_s , H и N_a) режимный параметр H_s , получаем двумерное распределение (топограмму) H - N_a , а опуская параметр N_a , получаем характеристику кавитационных условий работы гидротурбины H - H_s .

Таблица 3.2. Сводная таблица режимов гидроагрегата за г

Высота отсасывания H_s , м	Напор блока H , м	Мощность агрегата N_a , МВт	Время работы t , ч
$H_{S1}-H_{S2}$	H_1-H_2	$N_{a1}-N_{a2}$	t_1
		$N_{a2}-N_{a3}$	t_2
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{15}
	H_2-H_3	$N_{a1}-N_{a2}$	t_3
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{16}
	...	$N_{a1}-N_{a2}$	t_4
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{17}
	H_k-H_l	$N_{a1}-N_{a2}$	t_5
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{18}
$H_{S2}-H_{S3}$	H_1-H_2	$N_{a1}-N_{a2}$	t_6
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{19}
	...	$N_{a1}-N_{a2}$	t_7
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{20}
	H_k-H_l	$N_{a1}-N_{a2}$	t_8
		...	...
...	H_1-H_2	$N_{a1}-N_{a2}$	t_9
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{22}
	...	$N_{a1}-N_{a2}$	t_{10}
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{23}
	H_k-H_l	$N_{a1}-N_{a2}$	t_{11}
		...	...
$H_{Sm}-H_{Sn}$	H_1-H_2	$N_{a1}-N_{a2}$	t_{12}
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{25}
	...	$N_{a1}-N_{a2}$	t_{13}
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{26}
	H_k-H_l	$N_{a1}-N_{a2}$	t_{14}
		...	...
		$N_{ai}-N_{aj}$	t_{27}

3.3.1. Закономерности выбора режимов работы новой турбины

Для выбора типа и параметров нового оборудования на реконструируемой ГЭС необходимая информация по режимам должна включать следующее:

- распределение объема воды, проходящего через турбину при различных напорах $V_t(H)$;
- закономерность использования установленной мощности агрегата и ГЭС в энергосистеме;
- характеристику кавитационных условий работы оборудования на реконструируемой ГЭС.

Рассмотрим порядок получения этой информации.

Распределение проходящих через турбину объемов воды

Проиллюстрируем схему определения объемов воды через турбину при различных напорах на примере агрегатов Усть-Хантайской ГЭС [80]. Для решения этой задачи необходимо располагать эксплуатационной характеристикой агрегата [62] с нанесенной на ней топограммой режимов гидромашины (рис.3.4).

Линия ограничения мощности агрегата на эксплуатационной характеристике при напорах $H \geq H_p = 45,8$ м соответствует для всех агрегатов проектной максимальной мощности генератора ($N_{a_{max}} = 63$ МВт), а при напорах ниже расчетного (наклонная линия) ограничена полным открытием направляющего аппарата ($a_0 = 100\%$).

Топограмма режимов получена тотальным обследованием суточных ведомостей. В клетках топограммы проставлена продолжительность работы одного из агрегатов ГЭС (в часах) при различных сочетаниях $H-N_a$ в 2010 году.

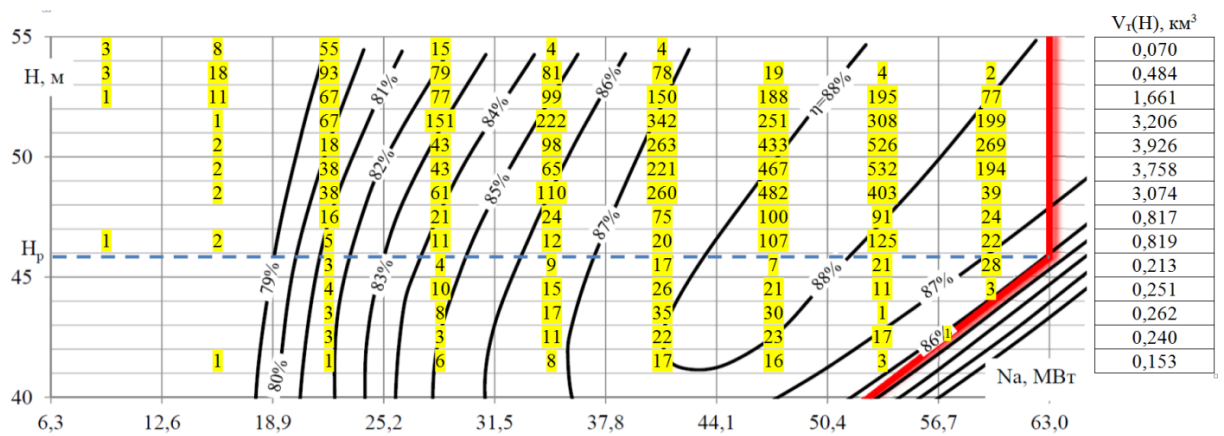


Рисунок 3.4 Эксплуатационная характеристика агрегата Усть-Хантайской ГЭС с топограммой режимов в 2010 году

Расчетное распределение $V_T(H)$ производится следующим образом:

1. Для каждой клетки «j-i» топограммы $H-N_a$ определяется расход воды через турбину по формуле:

$$Q_{ji} = \frac{N_{ai}}{9,81 \cdot H_j \cdot \eta_{aji}},$$

где: H_j – среднее значение напора в «j»-ом интервале;

N_{ai} – средняя мощность агрегата в «i»-ом интервале;

η_{aji} – КПД агрегата при напоре H_j и мощности N_{ai} .

2. Объем воды в «j-i» клетке топограммы равен:

$$V_{ji} = Q_{ji} \cdot t_{ji},$$

где t_{ji} – число часов работы в «j-i» клетке топограммы.

3. Суммируя при напоре $H_j = \text{Const}$ объемы воды по всем мощностным нагрузкам N_{ai} , получаем общий объем воды через турбину $V_T(H_j)$ при напоре H_j .

Результаты расчета распределения $V_T(H)$ для всех семи гидроагрегатов Усть-Хантайской ГЭС представлены в табл.3.3. Здесь же показано осредненное по агрегатам распределение $V_{T_{cp.}}(H)$ и суммарный объем воды через ГЭС при

различных напорах $V_{ГЭС}(H) = \sum_1^7 V_T(H_j)$. Напоры, при которых проходит

основной объем воды через турбины ГЭС (80 %), выделены в табл.3.3.

Распределение $V_{T_{cp.}}(H)$ принимается в диссертации за основу при выборе

параметров нового оборудования. Полагается, что после реконструкции гидромашина будет работать при таком же распределении $V_{Тср.}(H)$, что и существующая турбина.

Таблица 3.3. Распределение прошедших через турбины Усть-Хантайской ГЭС объёмы воды $V_T(H)$ в 2010 г, км³

Напор, м	№ агрегата							$V_{Тср.}(H)$	$V_{ГЭС}(H)$
	1	2	3	4	5	6	7		
54 – 55	0,021	0	0,002	0,001	0,017	0,012	0,018	0,01	0,07
53 – 54	0,106	0,034	0,009	0,051	0,095	0,088	0,101	0,07	0,484
52 – 53	0,269	0,268	0,048	0,236	0,295	0,264	0,281	0,238	1,661
51 – 52	0,517	0,417	0,172	0,48	0,546	0,543	0,532	0,458	3,206
50 – 51	0,665	0,373	0,477	0,562	0,656	0,67	0,524	0,561	3,926
49 – 50	0,633	0,215	0,584	0,567	0,627	0,638	0,494	0,537	3,758
48 – 49	0,531	0,057	0,431	0,473	0,541	0,536	0,505	0,439	3,074
47 – 48	0,137	0,072	0,086	0,128	0,137	0,138	0,118	0,117	0,817
46 – 47	0,131	0,132	0,115	0,121	0,129	0,125	0,068	0,117	0,819
45 – 46	0,034	0,037	0,031	0,031	0,034	0,033	0,014	0,03	0,213
44 – 45	0,036	0,041	0,034	0,033	0,035	0,034	0,037	0,036	0,251
43 – 44	0,038	0,043	0,035	0,035	0,036	0,036	0,039	0,038	0,262
42 – 43	0,035	0,039	0,032	0,032	0,034	0,032	0,035	0,035	0,24
41 – 42	0,022	0,025	0,022	0,02	0,021	0,021	0,023	0,022	0,153
$\sum_{H_{min}}^{H_{max}} V_T$	3,175	1,751	2,076	2,768	3,203	3,171	2,791	2,705	18,935

Примечание: выделены напоры, при которых проходит основной объём воды через турбины ГЭС (80%).

Используя распределение $V_{Тср.}(H)$, рассчитывается средневзвешенный по объёму воды напор турбины:

$$H_{ср.взв.} = \frac{\sum_{H_{min}}^{H_{max}} V_{Тср.}(H_j) \cdot H_j}{\sum_{H_{min}}^{H_{max}} V_{Тср.}(H_j)} \quad (3.1)$$

Расчет средневзвешенного напора по данным по данным табл.3.3 дает $H_{ср.взв.} = 49,7$ м. Такая же величина средневзвешенного напора получается, если расчёт выполнить по распределению суммарного объёма воды $V_{ГЭС}(H)$.

Полученное значение средневзвешенного напора рекомендуется принять за расчетный напор новой турбины $H_p = H_{ср.взв.} = 49,7$ м вместо прежнего проектного напора $H_p = 45,8$ м.

Физическая оправданность определения нового расчетного напора таким способом подтверждается аналогичными расчетами с использованием выработки энергии. Выработка энергии агрегатом в ее «j-i» клетке при известной топограмме режимов находится из выражения:

$$\mathcal{E}_{ji} = N_{aji} \cdot t_{ji} ,$$

где: N_{aji} – мощность агрегата в «i»-ом интервале при напоре H_j ;

t_{ji} – число часов работы агрегата в «j-i» клетке топограммы.

Расчет выработки энергии $\mathcal{E}(H)$ для каждого агрегата приведен в таблице 3.4. Здесь показано также осредненное по агрегатам распределение выработки энергии $\mathcal{E}_{a_{cp.}}(H)$ и общая выработка энергии на ГЭС при различных напорах

$$\mathcal{E}_{ГЭС}(H) = \sum_1^7 \mathcal{E}_a(H_j) .$$

Средневзвешенный по выработке энергии напор находится по формуле:

$$H_{ср.взв.}^3 = \frac{\sum_{H_{min}}^{H_{max}} \mathcal{E}_{a_{cp.}}(H_j) \cdot H_j}{\sum_{H_{min}}^{H_{max}} \mathcal{E}_{a_{cp.}}(H_j)}$$

Расчеты дают $H_{ср.взв.}^3 = 49,8$ м, то есть практически такое же значение средневзвешенного напора, как и по объемам воды.

Закономерность использования мощности агрегата и мощности ГЭС.

Для определения закономерности использования мощности агрегата в энергосистеме следует преобразовать эксплуатационную характеристику $H-N_a$ с топограммой режимов в характеристику напор H – нормированная мощность N . Под нормированным значением мощности N_i при заданном значении напора ($H = \text{const}$) понимается отношение мощности агрегата N_{a_i} к максимальной для данного напора мощности $N_{a_{макс}}$:

Таблица 3.4. Выработка электроэнергии агрегатами Усть-Хантайской ГЭС
в 2010 г, МВт·ч

Напор, м	№ агрегата							$\mathcal{E}_{a_{cp.}}(H)$	$\mathcal{E}_{ГЭС}(H)$
	1	2	3	4	5	6	7		
54 – 55	2611	0	190	68	2100	1526	2343	1262	8835
53 – 54	13499	4871	1088	6304	12092	11279	12804	8848	61935
52 – 53	34318	34576	6042	30200	37878	33852	35935	30400	212799
51 – 52	65074	52761	21469	60387	68654	68423	66931	57671	403697
50 – 51	82666	46350	59105	69708	81465	83310	65069	69667	487670
49 – 50	77115	26278	71263	69179	76466	77900	60093	65470	458291
48 – 49	63488	6783	51691	56549	64629	64108	60281	52504	367525
47 – 48	16013	8408	10156	15034	16105	16106	13804	13660	95623
46 – 47	14963	16317	13228	13863	15013	14661	7988	13719	96031
45 – 46	3790	4174	3457	3403	3769	3684	1573	3407	23846
44 – 45	3925	4549	3706	3570	3809	3795	4114	3924	27468
43 – 44	4080	4600	3690	3710	3865	3810	4190	3992	27945
42 – 43	3695	3970	3393	3310	3529	3335	3710	3563	24942
41 – 42	2208	2585	2200	2060	2130	2115	2305	2229	15603
$\sum_{H_{min}}^{H_{max}} \mathcal{E}_a$	387441	216217	250672	337341	391499	387899	341136	330315	2312203

Примечание: выделены напоры при которых обеспечивается более 80% выработки энергии.

$$N_i = \frac{N_{a_i}}{N_{a_{max}}} \text{ при } H = const$$

На примере эксплуатационной характеристики агрегата Усть-Хантайской ГЭС (см. рис.3.4) такое преобразование показано на рис.3.5а. При напорах выше проектного расчетного ($H \geq 45,8$ м) максимальная мощность агрегата принимается равной номинальной ($N_{a_{max}} = 63$ МВт), а при напорах ниже расчётного принималась по наклонной линии полного открытия направляющего аппарата ($a_0 = 100\%$). Принятые в расчётах максимальные значения мощности для разных напоров представлены в правом столбце на рис.3.5а.

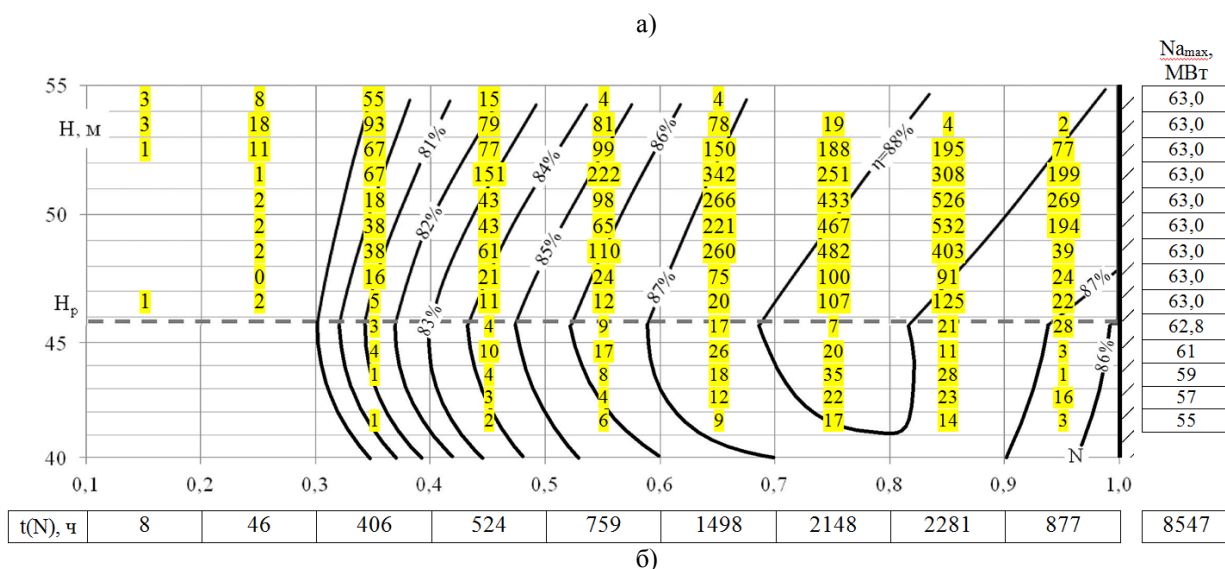


Рисунок 3.5. Преобразование топограммы $H-Na$ в гистограмму нормированной мощности: а – нормированная топограмма $H-N$; б – гистограмма нормированной мощности $f(P_N)$

В принципе полученное распределение $H-N$ может использоваться в конкретной разработке для выбора нового оборудования без всяких дополнительных преобразований, т.е. для каждого напора $H = \text{const}$ принимается своя нормированная мощность. Однако такие распределения содержат элементы случайности и является громоздким для сравнительного анализа закономерностей использования мощности агрегатов разных ГЭС. Поэтому в диссертации используется осредненное по напорам распределение нормированной мощности агрегата. Общая статистическая закономерность (гистограмма) использования мощности агрегата может быть получена суммированием продолжительностей распределения $H-N$ по столбцам (рис.3.5.а) с последующим перерасчётом этих значений в вероятностную форму. Правомочность такого подхода объясняется тем, что в распределении

Н-Н режимные параметры выступают как независимые величины. Напор N зависит от складывающейся на ГЭС водохозяйственной обстановки, а нормированная мощность N определяется потребностями энергосистемы. Коэффициент корреляции между этими величинами $r_{H,N} = 0$.

Вероятность работы агрегата в « i »-ом интервале нормированной мощности находится по формуле:

$$P(N)_i = \frac{t(N)_i}{\sum t(N)}, \quad (3.2)$$

где: $t(N)_i$ – общая продолжительность работы агрегата в « i »-ом интервале нормированной мощности;

$\sum t(N)$ – суммарная продолжительность работы агрегата в поле характеристики $H-N_a$ (см.рис.3.5.б).

Отношение вероятности $P(N)$ к ширине интервала нормированной мощности ΔN представляет плотность вероятности $f(P_N) = \frac{P(N)}{\Delta N}$, а график изменения плотности в зависимости от нормированной мощности называется гистограммой. Площадь всей гистограммы равна 1,0. Гистограмма справедлива для любого значения напора.

Аналогичным образом находились гистограммы нормированной мощности для других агрегатов Усть-Хантайской ГЭС (за исключением агрегата 2, находившегося в 2010 году длительное время в простое более 4600 часов). Сведения о вероятности работы обследованных машин в различных интервалах нормированной мощности представлены в табл.3.5. Осредненные по шести агрегатам вероятности нормированной мощности (гистограмма) представлена в нижней строке таблицы.

Таблица 3.5. Вероятность работы агрегатов Усть-Хантайской ГЭС в различных интервалах нормированной мощности

№ агр.	Нормированная мощность N									
	0-0,1	0,1-0,2	0,2-0,3	0,3-0,4	0,4-0,5	0,5-0,6	0,6-0,7	0,7-0,8	0,8-0,9	0,9-1,0
1	-	-	0,001	0,020	0,070	0,096	0,192	0,276	0,205	0,080
3	-	-	0,002	0,010	0,033	0,080	0,192	0,341	0,255	0,086
4	0,001	0,001	0,004	0,036	0,065	0,102	0,211	0,360	0,093	0,128
5	-	0,001	0,005	0,048	0,061	0,089	0,176	0,251	0,267	0,102
6	-	-	0,003	0,021	0,048	0,100	0,205	0,279	0,235	0,109
7	-	-	0,003	0,031	0,063	0,130	0,148	0,278	0,166	0,080
среднее	-	-	0,003	0,028	0,058	0,101	0,190	0,303	0,217	0,099

В рассматриваемом примере гистограмма нормированной мощности агрегата (см. рис.3.5) справедлива для всего диапазона напоров $H_{\min} \dots H_{\max}$.

Однако такая ситуация не всегда имеет место. На многих низконапорных и средненапорных ГЭС ($H < 30$ м) эксплуатация агрегатов в период половодья ведётся на максимальных мощностных нагрузках. С этой целью регулирующие органы турбины устанавливаются на максимальный пропуск расхода даже в ущерб КПД, чтобы получить наибольшую выработку от водотока и исключить холостые сбросы воды. Такая практика эксплуатации гидротурбин была повсеместной в советские годы. На этих ГЭС приходится иметь дело с двумя закономерностями распределения нормированной мощности агрегата. Одна закономерность относится к меженному периоду эксплуатации ГЭС ($H \geq H_p$), а другая к периоду половодья ($H < H_p$).

Представленные на рис.3.6 гистограммы отражают описанную ситуацию.

В подавляющем большинстве случаев при замене оборудования на реконструируемой ГЭС общий конструктив машин сохраняется (например, рабочее колесо поворотно-лопастного типа меняется на новое колесо также ПЛ типа). В этом случае номинальная мощность новой гидротурбины будет использоваться в энергосистеме по той же закономерности, что и мощность существующей машины. Поэтому при обосновании реконструкции могут использоваться найденные из опыта эксплуатации закономерности

распределения нормированной мощности (см. гистограмму на рис.3.5). и рис.3.6).

Но в ряде случаев реконструкцию оборудования приходится осуществлять с заменой типа турбины (например устанавливать РО турбину вместо существующей ПЛ гидромашины или устанавливать пропеллерную турбину вместо ПЛ). Характер использования мощности нового агрегата в энергосистеме станет неизбежно другим, так как турбины с жесткозакрепленными лопастями (РО и ПР) имеют технические ограничения на работу при частичных мощностях. **Закономерность использования мощности новой турбины в такой ситуации подбирается из условия, чтобы закономерность использования мощности ГЭС $N_{ГЭС}$ в энергосистеме сохранялось неизменной (что и до реконструкции оборудования).** Необходимая для решения этой задачи гистограмма нормированной мощности $N_{ГЭС}$ в целом находится также из опыта эксплуатации, по аналогичной схеме как и для агрегата (рис.3.7).

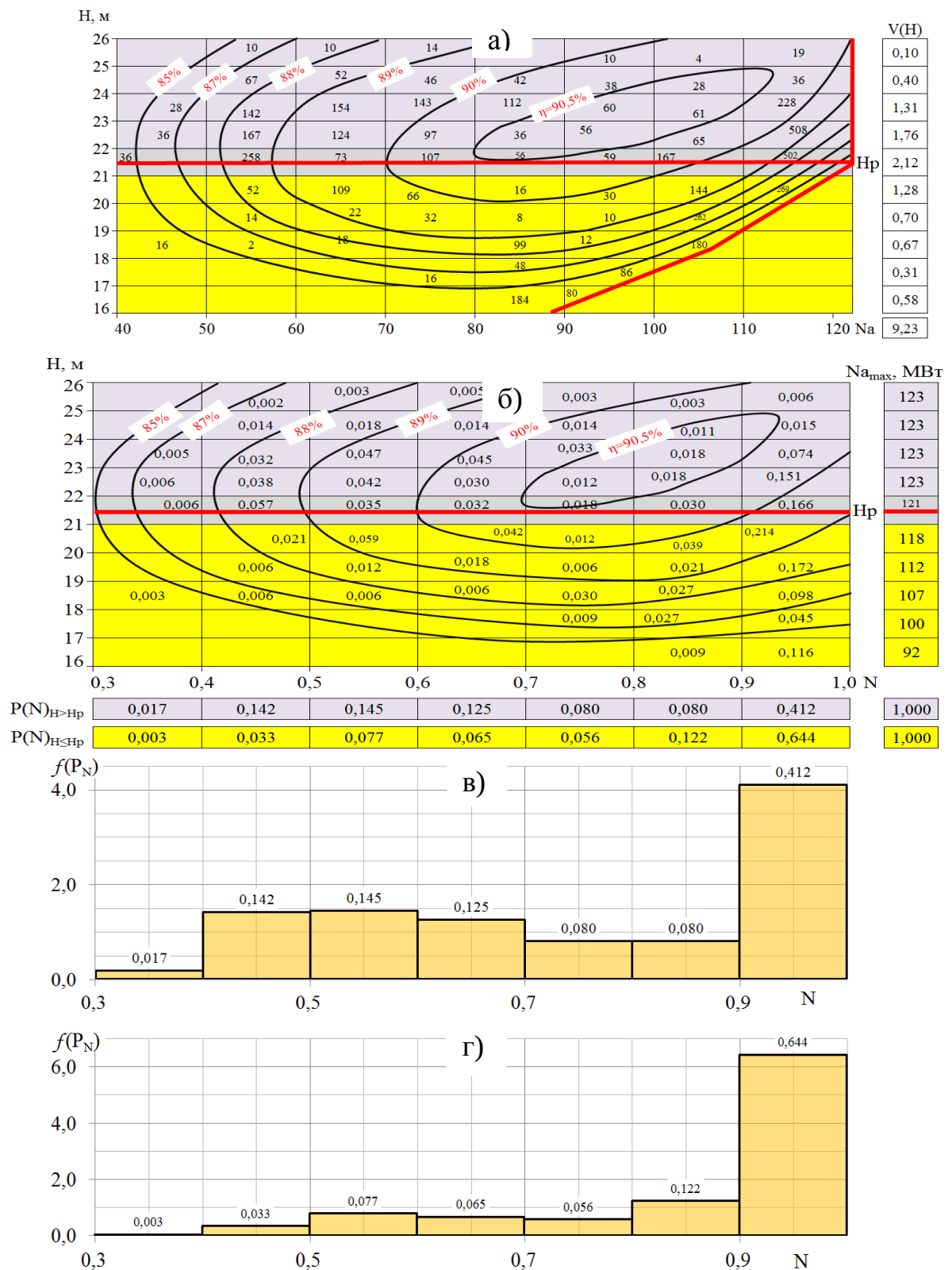


Рисунок 3.6. Преобразование топограммы Н-Н в гистограмму нормированной мощности: а – топограмма Н- N_a ; б – топограмма Н- N ; в – гистограмма нормированной мощности при $N \geq H_p$; г – гистограмма нормированной мощности при $N < H_p$

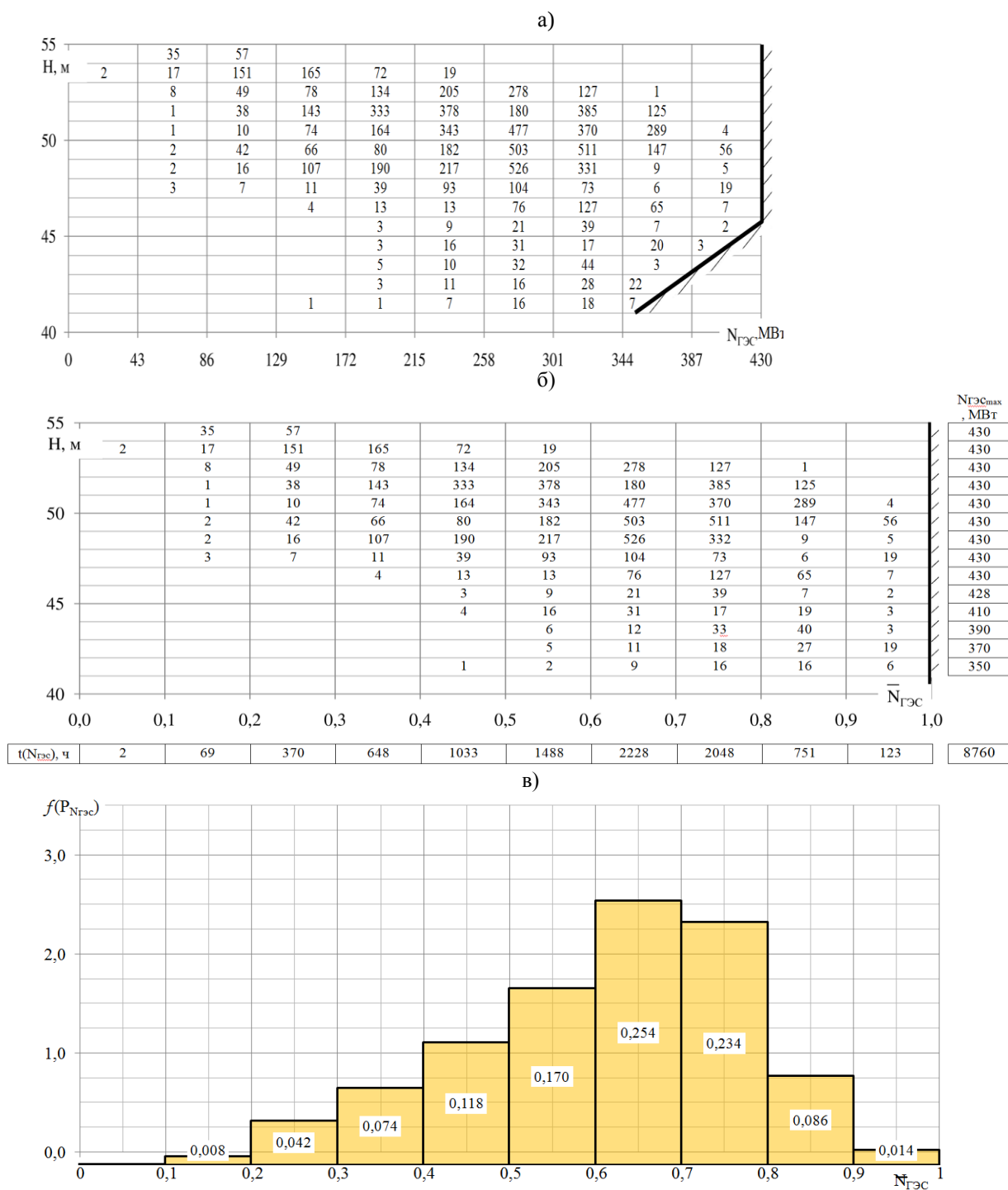


Рисунок 3.7. Преобразование топограммы Н- $N_{ГЭС}$ Усть-Хантайской ГЭС (2010 г) в гистограмму нормированной мощности ГЭС - $\bar{N}_{ГЭС}$: а – исходная топограмма Н- $N_{ГЭС}$; б – нормированная топограмма Н- $\bar{N}_{ГЭС}$; в – гистограмма нормированной мощности $f(P_N)$

3.3.2 Характеристика кавитационных условий работы оборудования

Кавитационные условия работы оборудования характеризуются сочетаниями напора H и высоты отсасывания H_s . В таблице 3.7 показаны сочетания H и H_s (в часах), которые встречались на Усть-Хантайской ГЭС в 2010 году. Жирной линией выделены для каждого напора **наиболее неблагоприятные сочетания H и H_s** . По последним данным рассчитан кавитационный коэффициент установки $\sigma_{уст}$ по формуле:

$$\sigma_{уст} = \frac{10 - H_s}{H}.$$

Результаты расчета показаны в табл.3.6

Таблица 3.6. Наиболее неблагоприятные кавитационные условия на Усть-Хантайской ГЭС

Напор, м	55	54	53	52	51	50	49	48	47	46	45	44	43	42
Высота отсасыв. H_s , м	-18	-18,5	-18,5	-18,5	-19	-19	-19	-20	-21	-21,5	-23	-24	-25	-26
$\sigma_{уст}$	0,51	0,53	0,54	0,55	0,57	0,58	0,59	0,63	0,66	0,68	0,73	0,77	0,81	0,86

Сведения по сложившимся кавитационным условиям на ГЭС имеют крайне важное значение при выборе типа и параметров новой турбины. Чтобы реконструированная турбина не имела кавитационного срыва мощности, её кавитационный коэффициент σ_t должен быть меньше соответствующего значения кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$, то есть $\sigma_t \leq \sigma_{уст}$.

Описанный подход (ориентация на наиболее неблагоприятные кавитационные условия) является общепринятым в гидроэнергетике. Однако его использование при замене оборудования является неоправданным, так как на реконструируемых ГЭС сложились вполне определенные кавитационные условия, зависящие от суммарной нагрузки $N_{ГЭС}$.

Наиболее неблагоприятные кавитационные условия (высокий напор и низкая отметка нижнего бьефа) наблюдаются при работе с малой суммарной

нагрузкой $N_{ГЭС}$. В этом случае гидроагрегат зачастую не может выдать свою номинальную мощность из-за кавитационного ограничения (на эксплуатационной характеристике турбины $H-N_T$ определяется линией $H_s = const$). Но это кавитационное ограничение не имеет практического значения, так как включение в сеть дополнительных машин всегда может выдать требуемую энергосистемой мощность. Но зато при работе ГЭС с полной или близкой к ней мощностью кавитационных ограничений номинальной мощности агрегата не должно быть.

Сочетания H и H_s при большой суммарной нагрузке $N_{ГЭС}$ будут существенно отличаться от тех, которые имеют место при малых нагрузках $N_{ГЭС}$. Сказанное иллюстрируется данными на рис.3.8. В клетках проставлена продолжительность сочетаний H и H_s в часах. Линия ограничения мощности турбины на этих графиках показывает необходимое заводское значение H_s для безкавитационной работы турбины. Продолжительности H и H_s в часах левее этой линии не позволяют гидромашине развить требуемую мощность.

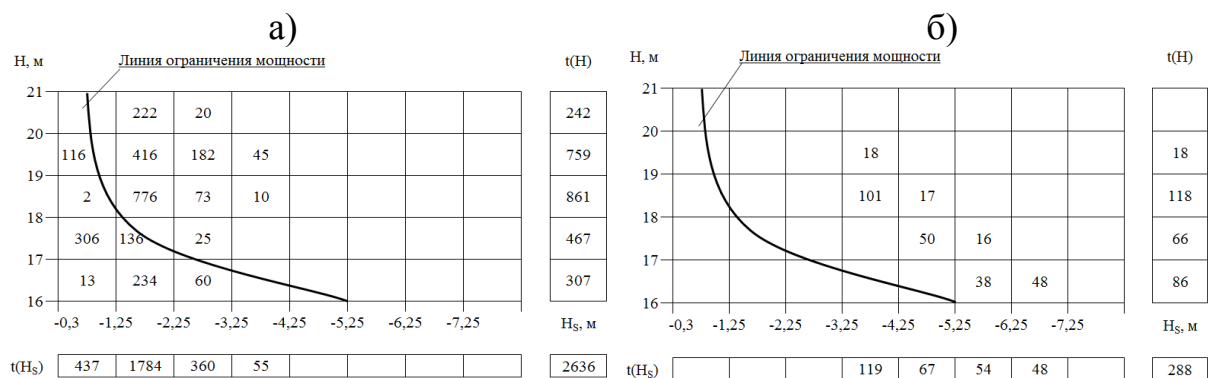


Рисунок 3.8. Распределение $H-H_s$ на Камской ГЭС

а – $N_{ГЭСmin} = 40...105$ МВт; б – $N_{ГЭСmax} = 405...465$ МВт

Таблица 3.7. Характеристика кавитационных условий работы турбин Усть-Хантайской ГЭС в 2010 г

[illegible]

3.4. Информационный банк данных по режимам работы гидротурбин на реконструируемых ГЭС

Выполненный в диссертации анализ режимов работы гидроагрегатов по изложенной выше методике позволил создать информационную систему режимов, необходимую для выбора типа и параметров нового оборудования на подлежащих реконструкции ГЭС. Основу этой системы составило обобщение опыта эксплуатации по режимам работы действующего оборудования, накопленного в ЦКТИ за последние 30 лет, а также материалы собственных исследований автора по ряду ГЭС (Иркутская, Капчагайская, Усть-Хантайская, Новосибирская, Широковская и т.д.).

В информационный банк режимных данных включены не только ГЭС, на которых планируется или начата реконструкция оборудования, но и ГЭС, где уже осуществлена замена гидромашин. Включение в информационный банк режимных данных ГЭС с новым оборудованием даёт возможность оценить задним числом эффективность проведенной реконструкции.

Режимы работы ГЭС представляют подвижную информацию, которая, как показывает опыт, может значительно меняться в пределах паркового срока службы оборудования. Принимая во внимание это обстоятельство, сведения по режимам работы гидротурбин и ГЭС в целом приводятся, как правило, за последние годы эксплуатации, которые имеют наиболее важное значение для выбора пути реконструкции оборудования.

Рассмотрим подробнее предлагаемую информационную систему по режимам работы гидротурбины и ГЭС в целом.

3.4.1. Распределение объёмов воды по напору $V_T(H)$

Распределение проходящих через турбину объёмов воды по напору $V_T(H)$ определяет в первую очередь выработку энергии агрегатом. Сравнивать распределения $V_T(H)$ по гидромашинам ГЭС с разными напорами не имеет смысла. Но для единообразного представления результатов они были приведены для всех обследованных ГЭС к одному распределению –

распределению единичного объёма воды $\bar{V}_T(H)$. За единичный объём принимался $1,0 \text{ км}^3$. Результаты определения распределения $\bar{V}_T(H)$ для осевых турбин показаны в табл.3.8, а для радиально-осевых машин в табл.3.9.

Характер распределения $\bar{V}_T(H)$ зависит от водности года. В маловодные годы распределение смещается в сторону более высоких напоров. Иллюстрацией сказанному служат представленные в табл.3.8 данные по Дубоссарской и Нижегородской ГЭС.

Помимо этого наблюдаемого на всех ГЭС естественного фактора существуют и другие причины, объясняющие отличие фактического распределения $V_T(H)$ от расчетного (проектного). Одной из таких причин является изменение проектной отметки заполнения водохранилища, что также приводит к изменению в распределении $\bar{V}_T(H)$. В советские годы почти 60% воды Красноярской ГЭС проходило при напорах $H \geq 92 \text{ м}$. В настоящее время отметка заполнения водохранилища снижена и прохождение этого же объёма воды при высоком напоре приходится на $H = 88 \dots 92 \text{ м}$ (см. табл.3.9).

Существует целый ряд гидростанций, работающих в течение 30 лет и более с незаполненными до проектной отметки водохранилищами. В частности к таким гидроузлам относятся Чебоксарская, Нижне-Камская, Майнская ГЭС (Россия), Капчагайская и Шульбинская ГЭС (Казахстан).

Из-за строительства нижележащих гидроузлов сместилось распределение $V_T(H)$ в сторону более низких напоров на Жигулевской, Волгоградской, Камской, ДнепроГЭС и других менее значимых станций (рис.3.9). И, наоборот, консервация строительства нижележащей ГЭС или размыв русла в нижнем бьефе (Цимлянская, Каунасская, Новосибирская ГЭС) сместили распределение $V_T(H)$ на высокие напоры по сравнению с проектным вариантом (рис.3.10).

Таблица 3.8. Распределение по напору $\bar{V}_T(H)$ единичного объёма воды (1,0 км³), проходящего через осевые турбины реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Интервал напора, м																												Напор, м	
		6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20	20-21	21-22	22-23	23-24	24-25	25-26	26-27	27-28	28-29	29-30	30-31	Расче тный по проек ту Нр	Фактич еский средне взвеше нный Нср.вз в.			
1	Саратовская	0,030	0,077	0,058	0,193	0,182	0,264	0,170	0,026																			9,7	10,5		
2	Чебоксарская		0,177	0,409	0,304	0,084	0,026																					12,4	9,7		
3	Днепродзержин ская			0,022	0,159	0,406	0,293	0,120																				10,5	10,2		
4	Кременчугская				0,019	0,043	0,093	0,133	0,173	0,190	0,210	0,117	0,022															14,2	14,0		
5	Дубоссарская	Многоводный год				0,011	0,015	0,048	0,092	0,184	0,547	0,103															11,5	15,0			
		Средневодный						0,028	0,061	0,155	0,324	0,432																15,6			
		Маловодный год						0,000	0,000	0,023	0,017	0,703	0,257															16,7			
6	Шардаринская					0,054	0,061	0,095	0,080	0,063	0,061	0,055	0,088	0,209	0,181	0,043	0,010											15,0	16,3		
7	Нижегородская	Многоводный год					0,111	0,120	0,294	0,280	0,154	0,041															14,0	13,9			
		Средневодный				0,068	0,077	0,151	0,113	0,051	0,167	0,373																14,5			
		Маловодный год							0,029	0,049	0,146	0,776																16,2			
8	Майнская					0,070	0,350	0,380	0,180	0,020																		16,9	12,2		
9	Камская							0,018	0,041	0,117	0,143	0,120	0,159	0,272	0,130													15,0	17,0		
10	Кегумская							0,231	0,572	0,197																		11,6	13,5		
11	Воткинская								0,010	0,029	0,087	0,145	0,117	0,141	0,137	0,132	0,139	0,063										17,5	19,2		
12	Каховская								0,016	0,411	0,560	0,013																13,8	15,1		
13	Новосибирская									0,049	0,068	0,107	0,103	0,160	0,513													14,3	18,3		
14	Каунасская									0,020	0,032	0,045	0,071	0,245	0,510	0,077												15,0	18,8		
15	Жигулевская										0,030	0,075	0,079	0,103	0,083	0,091	0,121	0,241	0,144	0,033								19,0	20,7		
16	Волгоградская										0,010	0,030	0,060	0,054	0,062	0,084	0,128	0,192	0,208	0,141	0,031							19,0	21,8		
17	Межшлюзовая											0,134	0,805	0,061														17,0	17,4		
18	Борисоглебская														0,626	0,374												19,0	19,6		
19	Цимлянская															0,162	0,452	0,299	0,087									17,5	21,6		
20	Иркутская																							0,063	0,195	0,504	0,238	26,0	29,4		
21	Головная																								0,746	0,254		23,3	28,8		

Продолжение таблицы 3.8. Распределение по напору $\bar{V}_T(H)$ единичного объёма воды (1,0 км³), проходящего через осевые турбины реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Интервал напора, м																							Напор, м	
		29-31	31-33	33-35	35-37	37-39	39-41	41-43	43-45	45-47	47-49	49-51	51-53	53-55	57-59	59-61	61-63	63-65	65-67	71-73	73-75	75-77	77-79	79-81	Расчетный по проекту Нр	Фактический средневзвешенный Нср.взв.
22	Уч-Курганская	0,655	0,240	0,105																					25,7	31,1
23	Кумская		0,010	0,240	0,715	0,035																			33,0	35,7
24	Капчагайская			0,612	0,388*																				40,9	34,6
25	ДнепроГЭС-II			0,816	0,184																				34,3	34,3
26	Чир-Юртская						0,040	0,848	0,112																42,5	42,1
27	Усть-Хантайская							0,021	0,027	0,054	0,205	0,405	0,257	0,031											45,8	49,7
28	Миатлинская										0,030	0,240	0,567	0,163											46,0	51,8
29	Вилуйская ГЭС-I														0,045	0,168	0,221	0,290	0,276						55,0	63,2
30	Верхне-Туломская															0,440	0,560								55,0	61,1
31	Серебрянская ГЭС-II																0,393	0,607							62,5	63,2
32	Серебрянская ГЭС-I																			0,065	0,161	0,188	0,319	0,267	75,7	77,1

Таблица 3.9. Распределение по напору $\bar{V}_T(H)$ единичного объёма воды (1,0 км³), проходящего через радиально-осевые турбины реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Интервал напора, м																						Напор, м	
		23-25	25-27	27-29	29-31	31-33	33-35	35-37	37-39	39-41	53-55	55-57	57-59	59-61	61-63	63-65	65-67	80-84	84-88	88-92	92-96	96-100	100-104	Расчетный по проекту Нр	Фактический средневзвешенный Нср.взв.
1	Широковская	0,076	0,129	0,089	0,148	0,472	0,086																	29,3	30,2
2	Плявинская					0,034	0,172	0,407	0,297	0,090														34,0	36,4
3	ДнепроГЭС I						0,889	0,111																36,3	34,2
4	Байпазинская										0,585	0,355	0,060											54,0	54,8
5	Курейская											0,308	0,343	0,129	0,096	0,108	0,016							57,0	59,2
6	Вилюйская ГЭС-II												0,290	0,236	0,181	0,268	0,025							55,0	61,0
7	Бухтарминская															0,550	0,450							61,0	64,8
8	Усть-Илимская																		1,000					85,5	87,3
9	Красноярская	До 1990г.																0,010	0,191	0,197	0,409	0,193		93,0	92,2
		После 2000г.																0,173	0,224	0,423	0,180				88,5
10	Братская																					0,159	0,841	100,0	101,0

Продолжение таблицы 3.9. Распределение по напору $\bar{V}_T(H)$ единичного объёма воды (1,0 км³), проходящего через радиально-осевые турбины реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Интервал напора, м																				Напор, м	
		105-110	110-115	115-120	120-125	125-130	130-135	135-140	140-145	145-150	150-160	160-170	170-180	180-190	190-200	200-210	210-220	220-230	230-240	240-250	250-260	Расчетный по проекту Нр	Фактический средневзвешенный Нср.взв.
11	Чарвакская	0,037	0,014	0,025	0,022	0,013	0,192	0,289	0,238	0,170												118,0	136,8
12	Токтогульская										0,329	0,390	0,281									140,0	164,7
13	Чиркейская										0,220	0,158	0,140	0,425	0,057							170,0	175,4
14	Саяно-Шушенская															0,487	0,513					194,0	209,7
15	Нурекская																0,253	0,310	0,064	0,161	0,212	223,0	233,4

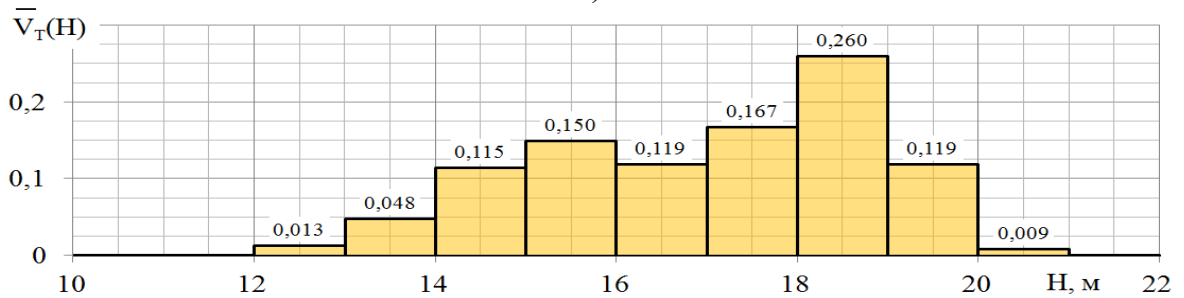
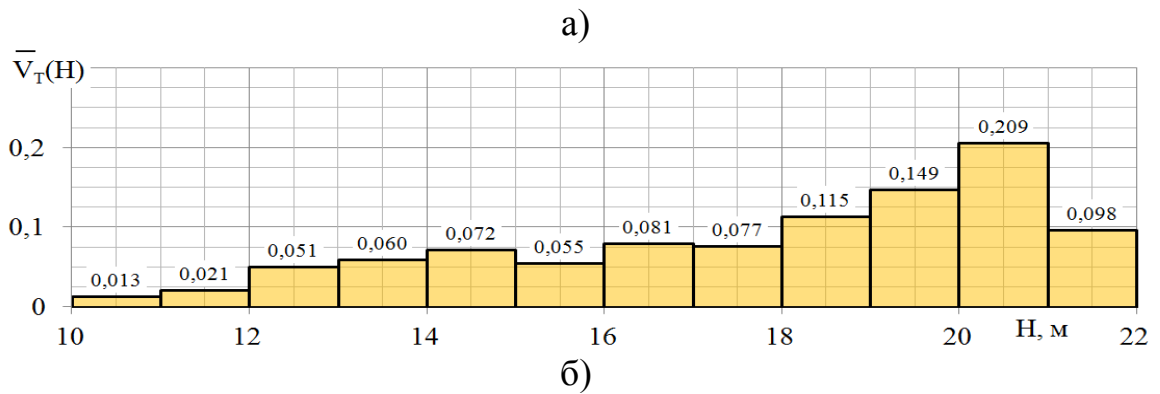


Рисунок 3.9. Изменение распределения $\bar{V}_T(H)$ турбины Камской ГЭС после строительства нижележащей Воткинской ГЭС
 а – до пуска Воткинской ГЭС ($\sum V_T(H) = 2,35 \text{ км}^3$);
 б – после строительства Воткинской ГЭС ($\sum V_T(H) = 2,26 \text{ км}^3$).

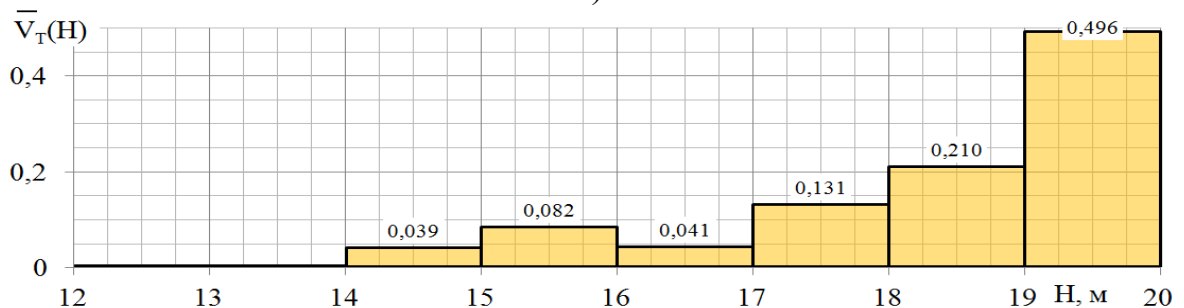
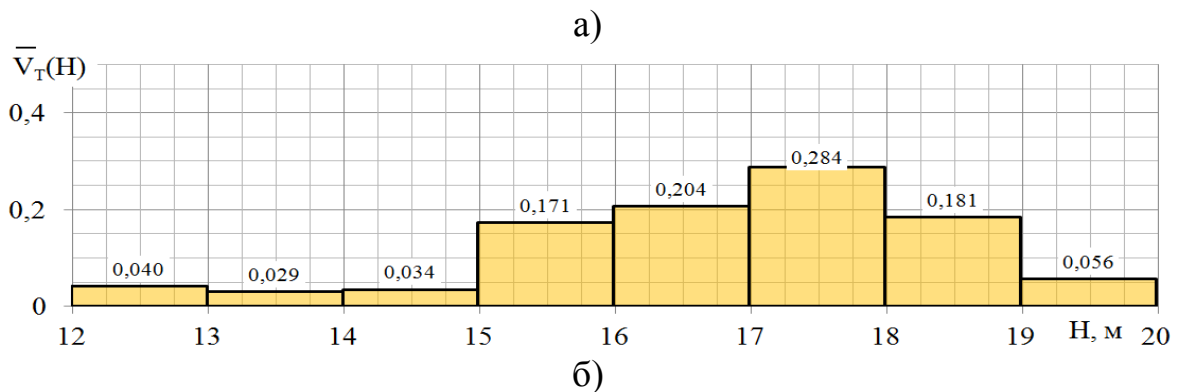


Рисунок 3.10. Влияние размыва русла в нижнем бьефе на распределение $\bar{V}_T(H)$ турбины Новосибирской ГЭС
 а – 1961 г ($\sum V_T(H) = 8,18 \text{ км}^3$); б – 2000 г ($\sum V_T(H) = 8,01 \text{ км}^3$).

Однако подлежащие реконструкции гидростанции сегодня работают, как уже отмечалось выше, в зарегулированных каскадах ГЭС. Принципиальных

изменений в уже сложившихся механизмах водопользования таких каскадов не ожидается. Поэтому можно считать распределение объёмов воды $V_T(H)$ для будущего периода работы новой турбины таким же, как и в настоящее время для среднего по водности года (см. табл.3.8 и табл.3.9).

Для всех обследованных ГЭС были подсчитаны по распределению объёмов воды $\bar{V}_T(H)$ средневзвешенные напоры (см. формулу 3.1), которые также указаны в табл.3.8 и табл.3.9. На большинстве ГЭС средневзвешенный напор оказался больше проектного расчётного напора, что показывает возможность установки новых гидромашин с увеличенной мощностью.

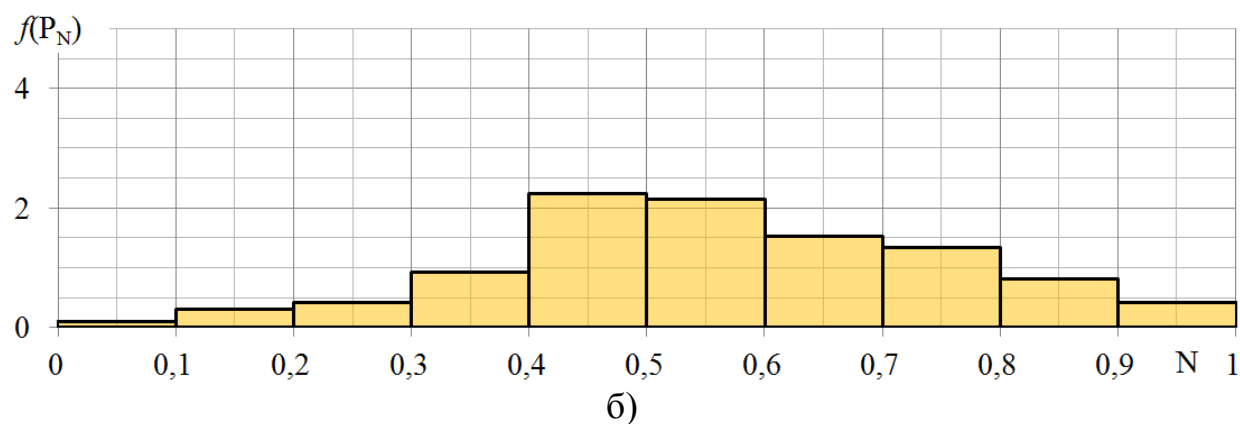
3.4.2. Использование мощности агрегата в энергосистеме на реконструируемых ГЭС

Распределение нормированной мощности $P(N)$ определяется, в основном, функциями ГЭС в покрытии графика электропотребления. Поскольку эти функции зависят от общего состояния народного хозяйства, то характер гистограмм нормированной мощности агрегата оказывается разным в различные годы эксплуатации ГЭС.

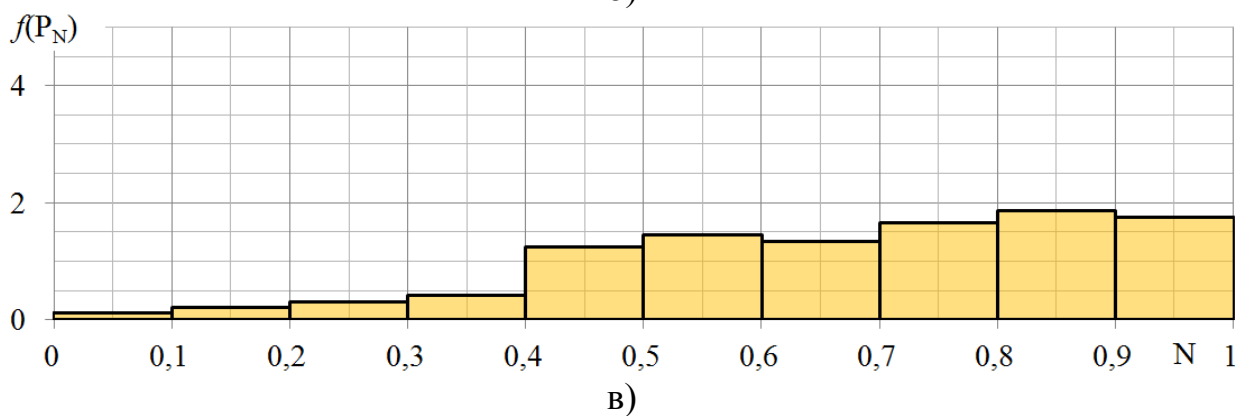
В советские годы с устойчивой тенденцией развития народного хозяйства гистограммы нормированной мощности постоянно смещались в сторону более высоких нагрузок (см. рис.3.11). Увеличение вероятности работы гидромашин на больших нагрузках за счёт сокращения продолжительности частичных нагрузок было общей закономерностью для всех гидростанций страны [34].

После развала Советского Союза распределения нормированной мощности агрегата стали более размытыми и характеризуются снижением вероятности работы гидромашин на больших мощностях.

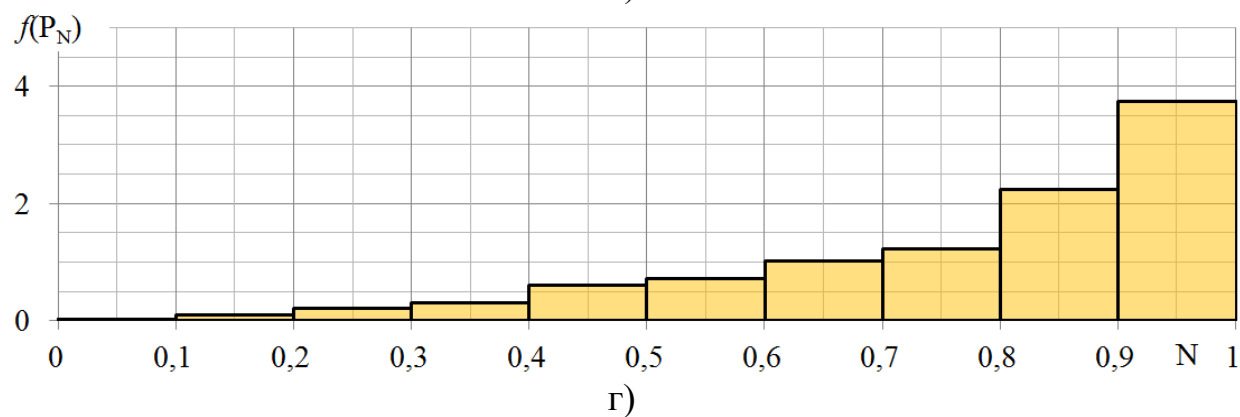
а)



б)



в)



г)

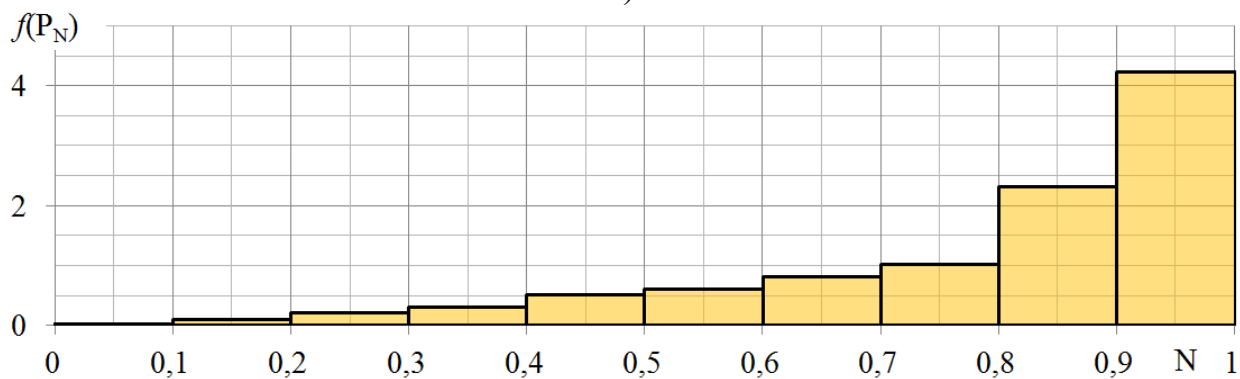


Рисунок 3.11. Гистограмма распределения нормированной мощности агрегата Волгоградской ГЭС
а – 1959-1964 гг; б – 1965-1969гг; в – 1970-1974гг; г – 1975-1979гг.

Типичным примером сказанному могут служить распределения нормированной мощности агрегата Новосибирской ГЭС для двух периодов эксплуатации: советского (1961г) и постсоветского (2000г). В табл.3.10 показана вероятность работы машин в разных мощностных интервалах (при практически одинаковом объёме воды через турбину в 1961 и 2000 годах).

Таблица 3.10. Вероятность распределения нормированной мощности $P(N)$ агрегата Новосибирской ГЭС

Год	Интервал нормированной мощности								
	0,1...0,2	0,2...0,3	0,3...0,4	0,4...0,5	0,5...0,6	0,6...0,7	0,7...0,8	0,8...0,9	0,9...1,0
1961		0,01	0,05	0,08	0,07	0,06	0,09	0,30	0,34
2000	0,01	0,004	0,02	0,03	0,18	0,31	0,15	0,09	0,21

Несмотря на прошедшие после развала СССР изменения в характере использования нормированной мощности $\bar{N}$, наиболее вероятными режимами нагрузки остаются (в большинстве случаев) максимальные мощности гидромашин.

Сведения о вероятности распределения нормированной мощности в среднем по водности году приведены за последние годы для осевых гидромашин в табл.3.11, а для радиально-осевых турбин в табл.3.12.

Располагая распределением объёмов воды по напорам $\bar{V}_T(H)$ и гистограммой распределения нормированной мощности $P(N)$ представляется возможным рассчитать топограмму режимов работы новой турбины по эксплуатационной характеристике. Топограмма режимов необходима для оценки энергетического эффекта по выработке, получаемого от замены оборудования. Расчет топограммы выполняется при соблюдении двух условий:

- распределение проходящих через новую турбину объёмов воды по напорам $\bar{V}_T(H)$ остаётся таким же, как и для существующей турбины;
- закон использования мощности нового агрегата в системе является неизменным.

Таблица 3.11. Распределение нормированной мощности осевых агрегатов реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Интервал нормированной мощности										Примечание	
		0,0- 0,1	0,1- 0,2	0,2- 0,3	0,3- 0,4	0,4- 0,5	0,5- 0,6	0,6- 0,7	0,7- 0,8	0,8- 0,9	0,9- 1,0		
1	Саратовская	0,089	0,041	0,057	0,065	0,111	0,056	0,074	0,049	0,123	0,335		
2	Днепродзержинская					0,099	0,157	0,020	0,050	0,012	0,662		
3	Дубоссарская						0,010	0,030	0,065	0,361	0,534	Многоводный год	
							0,141	0,115	0,068	0,284	0,392	Средневодный год	
							0,426	0,317	0,098	0,083	0,076	Маловодный год	
4	Кегумская				0,018	0,013	0,005	0,004	0,029	0,212	0,719		
5	Чебоксарская					0,029	0,048	0,075	0,143	0,236	0,469		
6	Каховская					0,029	0,080	0,031	0,022	0,183	0,655		
7	Нижегородская				0,199	0,324	0,043	0,069	0,078	0,120	0,167	$H \geq H_p$	Многоводный год
						0,112	0,041	0,046	0,136	0,328	0,337	$H < H_p$	
					0,196	0,318	0,062	0,016	0,074	0,311	0,023	$H \geq H_p$	Средневодный год
						0,094	0,078	0,111	0,304	0,222	0,191	$H < H_p$	
					0,351	0,560	0,022	0,008	0,028	0,031		$H \geq H_p$	Маловодный год
						0,258	0,034	0,011	0,013	0,118	0,566	$H < H_p$	
8	Кременчугская				0,027	0,072	0,081	0,089	0,103	0,131	0,497		
9	Новосибирская						0,061	0,177	0,302	0,178	0,282		
10	Каунасская							0,026	0,102	0,174	0,698		
11	Камская				0,024	0,062	0,190	0,177	0,272	0,197	0,078	$H \geq H_p$	
							0,049	0,141	0,176	0,157	0,477	$H < H_p$	
12	Шардаринская			0,023	0,026	0,034	0,034	0,086	0,115	0,320	0,362		
13	Майнская										1,000		
14	Межшлюзовая										1,000		
15	Борисоглебская				0,056	0,163	0,252	0,157	0,078	0,082	0,212		

Продолжение таблицы 3.11. Распределение нормированной мощности осевых агрегатов реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Интервал нормированной мощности										Примечание
		0,0- 0,1	0,1- 0,2	0,2- 0,3	0,3- 0,4	0,4- 0,5	0,5- 0,6	0,6- 0,7	0,7- 0,8	0,8- 0,9	0,9- 1,0	
16	Цимлянская				0,073	0,099	0,130	0,101	0,079	0,073	0,445	
17	Воткинская	0,036	0,037	0,040	0,091	0,133	0,135	0,110	0,084	0,054	0,280	$H \geq H_p$
		0,032	0,015	0,021	0,037	0,052	0,041	0,045	0,050	0,148	0,559	$H < H_p$
18	Жигулевская	0,023				0,100	0,119	0,099	0,184	0,301	0,174	$H \geq H_p$
		0,010				0,038	0,062	0,070	0,111	0,190	0,519	$H < H_p$
19	Волгоградская				0,017	0,142	0,145	0,125	0,080	0,080	0,411	$H \geq H_p$
						0,036	0,077	0,065	0,056	0,122	0,644	$H < H_p$
20	Головная									0,236	0,764	
21	Уч-Курганская		0,015	0,036	0,053	0,054	0,059	0,104	0,033	0,059	0,587	
22	Иркутская					0,016	0,111	0,275	0,272	0,118	0,208	
23	Кумская					0,024	0,055	0,170	0,229	0,186	0,336	
24	ДнепроГЭС-II									0,314	0,686	
25	Капчагайская				0,006	0,023	0,053	0,269	0,315	0,215	0,119	
26	Чир-Юртская				0,034	0,104	0,110	0,082	0,085	0,088	0,497	
27	Усть-Хантайская				0,030	0,057	0,100	0,205	0,298	0,213	0,097	
28	Миатлинская										1,000	
29	Верхне-Туломская						0,057	0,134	0,218	0,252	0,339	
30	Вилъюйская ГЭС-I	0,031	0,060	0,075	0,073	0,167	0,196	0,180	0,144	0,057	0,017	
31	Серебрянская ГЭС-II						0,104	0,342	0,288	0,085	0,181	
32	Серебрянская ГЭС-I					0,050	0,069	0,154	0,355	0,215	0,157	

Таблица 3.12. Распределение нормированной мощности радиально-осевых агрегатов реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Интервал нормированной мощности										Примечание
		0,0- 0,1	0,1- 0,2	0,2- 0,3	0,3- 0,4	0,4- 0,5	0,5- 0,6	0,6- 0,7	0,7- 0,8	0,8- 0,9	0,9- 1,0	
1	Широковская								0,012	0,269	0,719	
2	Плявинская									0,055	0,945	
3	ДнепроГЭС-I								0,036	0,337	0,627	
4	Байпазинская							0,252	0,258	0,277	0,213	
5	Вилуйская ГЭС-II		0,010	0,011				0,067	0,238	0,444	0,230	
6	Курейская			0,114		0,032	0,205	0,343	0,306			
7	Бухтарминская							0,099	0,305	0,311	0,285	
8	Усть-Илимская								0,107	0,863	0,030	
9	Красноярская							0,018	0,165	0,728	0,089	до 1990г
									0,079	0,535	0,386	после 2000г
10	Братская	0,099	0,043	0,022	0,016	0,021	0,010	0,026	0,080	0,356	0,327	
11	Чарвакская	0,017			0,016	0,011	0,018	0,134	0,047	0,016	0,741	
12	Токтогульская				0,032	0,020	0,134	0,168	0,148	0,279	0,219	
13	Чиркейская	0,021	0,046	0,015	0,069	0,038	0,198	0,220	0,202	0,062	0,129	
14	Саяно-Шушенская	0,046	0,070	0,017					0,038	0,507	0,322	
15	Нурекская							0,253	0,125	0,328	0,294	

Порядок расчёта прогнозной топограммы режимов на эксплуатационной характеристики новой турбины следующий:

1. Для известного распределения единичного объема воды $\bar{V}_T(H)$ и определения нормированной мощности $P(N)$ находится общая продолжительность напора H_j по формуле:

$$t(H_j) = \frac{9,81 \cdot H_j \cdot \bar{V}_T(H_j)}{\sum_1^z \frac{N_{Ti}}{\eta_T(H_j, N_{Ti})} \cdot P(N_{Ti})}, \quad (3.3)$$

где: N_{Ti} и $\eta_T(H_j, N_{Ti})$ – соответственно мощность и КПД новой турбины для «i»-го интервала мощности при напоре H_j (находится по эксплуатационной характеристике новой турбины, построенной в координатах $H-N_T$);

$P(N_{Ti})$ – вероятность работы турбины в «i»-ом интервале мощности при напоре H_j (определяется по гистограмме нормированной мощности $P(N_{Ti})$)

z – число интервалов разбиения мощности в интервале от 0 до N_{Tmax} при напоре H_j .

2. Найденное общее время $t(H_j)$ распределяется далее по интервалам мощности турбины в соответствии с гистограммой нормированной мощности $P(N_{Ti})$:

$$t(H_j, N_{Ti}) = t(H_j) \cdot P(N_{Ti})$$

3. Аналогичные расчёты выполняются по всем остальным напорам. В результате получается топограмма режимов работы новой турбины (в часах) от прохождения единичного объема воды $\bar{V}_T(H)$.

В данной работе выполнен расчет прогнозной топограммы режимов по изложенной выше методике для новой гидромашины Новосибирской ГЭС (рис.3.12). Распределение единичного объема воды по напору $\bar{V}_T(H)$ взято из табл.3.8, а распределение нормированной мощности принято по данным

табл.3.11. Расчёты выполнялись для эксплуатационной характеристики агрегата с новой турбиной, разработанной ПО АТ ХТЗ (Украина).

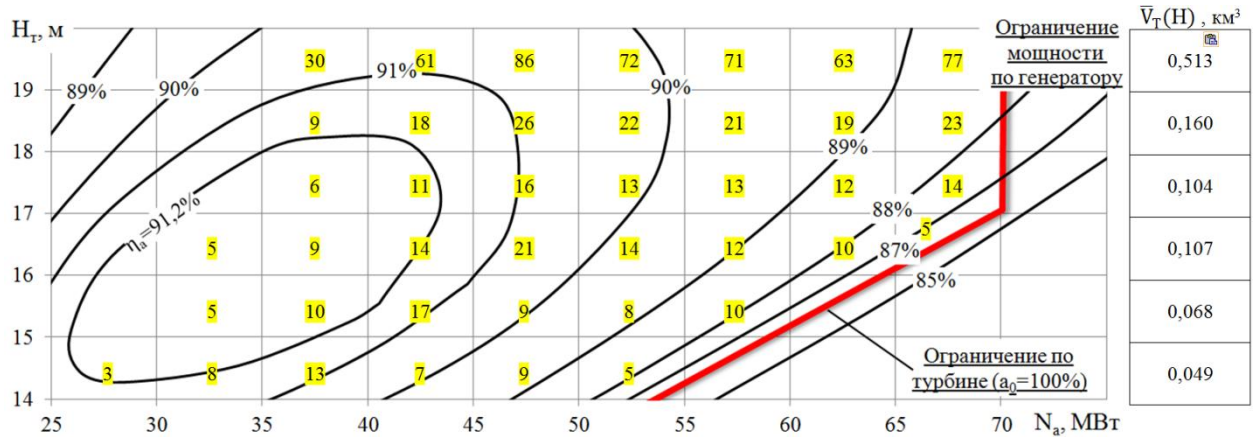


Рисунок 3.12. Топограмма режимов работы агрегата с новой турбиной для Новосибирской ГЭС

Следует подчеркнуть, что до настоящего времени в гидроэнергетике отсутствует методика прогнозирования топограмм режимов новых гидромашин, используя предыдущий опыт эксплуатации машин. Технические задания на реконструкцию гидротурбин в большинстве случаев не содержат вообще топограмм будущих режимов работы машин.

3.4.3. Кавитационные условия работы гидромашин на реконструируемых ГЭС

Кавитационные условия работы оборудования, определяемые сочетанием H и H_s , зависят от суммарной мощности $N_{ГЭС}$ (см.рис.3.8). В виду громоздкости информации привести полностью сведения по кавитационным условиям работы гидромашин обследованных ГЭС не представляется возможным. В табл.3.13 и табл.3.14 приводятся сведения по кавитационным условиям только для двух характерных режимов работы ГЭС:

- при минимальной суммарной нагрузке $N_{ГЭС}$ и максимальном напоре H_{max} (показывает наиболее неблагоприятный в кавитационном отношении режим работы на ГЭС);
- при полной или близкой к полной мощности ГЭС ($N_{ГЭС} \geq 0,8 N_{ГЭСmax}$) и средневзвешенном напоре $H_{ср.взв.}$ (это условие определяет выбор установленной мощности новой турбины).

Однако при обосновании линии ограничения максимальной мощности новой турбины всегда учитываются сложившиеся на конкретной ГЭС кавитационные условия и при других напорах, а не только при $N_{\max}$ и $N_{\text{ср.взв.}}$. Это позволяет обосновать резерв пиковой мощности гидромашины при напорах $H > H_{\text{ср.взв.}}$ (рис.3.13).

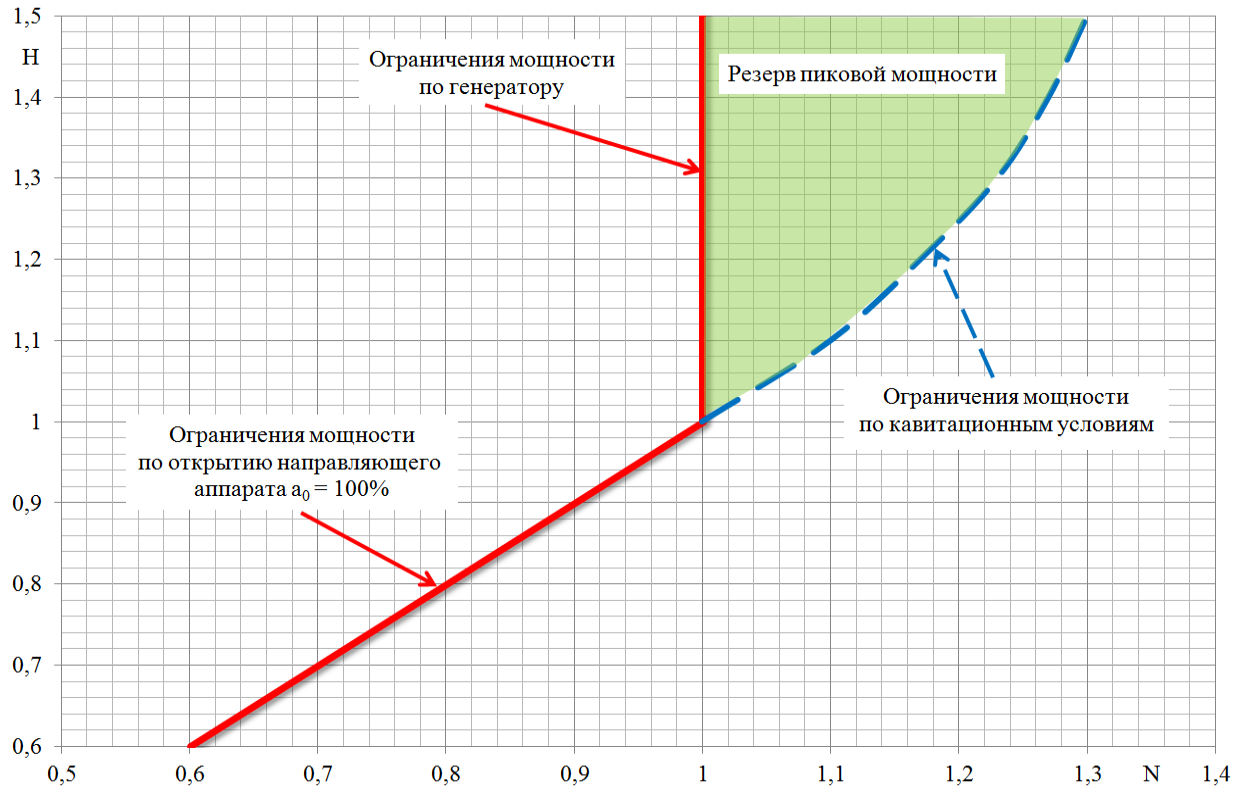


Рисунок 3.13. К определению резерва пиковой мощности

Таблица 3.13. Кавитационные условия работы осевых турбин
реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Минимальная мощность ГЭС, $N_{ГЭС\min}$			Максимальная мощность ГЭС, $N_{ГЭС\max}$		
		Максим альный напор $H_{\max}$, м	Высота отсасыван ия H_s , м	$\sigma_{уст}$	Средневзве шенный напор $H_{ср.взв.}$, м	Высота отсасыван ия H_s , м	$\sigma_{уст}$
1	Саратовская	14	0,0	0,74	10,5	-2,0	1,17
2	Днепродзержинская	13	5,1	0,40	10,2	3,1	0,71
3	Дубоссарская	17	1,3	0,53	15,6	0,3	0,64
4	Кегумская	15	0,5	0,66	13,5	0,5	0,73
5	Каховская	17	0,0	0,61	15,1	-1,0	0,75
6	Нижегородская	17	-1,0	0,67	14,5	-2,5	0,88
7	Кременчугская	18	-0,5	0,60	14,0	-1,5	0,85
8	Новосибирская	20	-1,8	0,61	18,3	-2,2	0,68
9	Каунасская	21	1,0	0,44	18,8	-1,0	0,60
10	Камская	20	-0,3	0,53	17,0	-4,3	0,86
11	Шардаринская	21	-1,0	0,54	16,3	-3,5	0,85
12	Майнская	14,8	-4,6	1,01	12,2	-6,6	1,39
13	Межшлюзовая	19	-2,3	0,66	17,4	-3,0	0,77
14	Борисоглебская	20,5	-2,0	0,60	19,6	-2,0	0,63
15	Цимлянская	24	3,8	0,27	21,6	3,8	0,30
16	Воткинская	23	-1,5	0,51	19,2	-3,5	0,72
17	Жигулевская	24	1,0	0,39	20,7	-4,0	0,69
18	Волгоградская	26	0,3	0,39	21,8	-1,7	0,55
19	Головная	30	-0,4	0,36	28,8	-2,0	0,43
20	Уч-Курганская	36	-1,3	0,32	31,1	-5,3	0,50
21	Иркутская	31	-2,0	0,40	29,4	-2,5	0,44
22	Кумская	39	-3,0	0,34	35,7	-4,0	0,40
23	ДнепроГЭС-II	36	-2,7	0,36	34,3	-4,6	0,44
24	Капчагайская	36,5	-2,0	0,34	34,6	-3,5	0,40
25	Чир-Юртская	44	-5,0	0,35	42,1	-6,5	0,40
26	Усть-Хантайская	55	-18,0	0,52	49,7	-21,0	0,63
27	Миатлинская	55	-4,7	0,27	51,8	-5,0	0,30
28	Верхне-Туломская	62	-3,8	0,23	61,1	-4,0	0,23
29	Вилюйская ГЭС-I	67	-17,5	0,42	63,2	-16,0	0,42
30	Серебрянская ГЭС-II	65	-4,5	0,23	63,2	-5,5	0,25
31	Серебрянская ГЭС-I	81	-6,3	0,21	79,4	-7,3	0,22

Таблица 3.14. Кавитационные условия работы радиально-осевых турбин реконструируемых ГЭС

№	Наименование ГЭС	Минимальная мощность ГЭС, $N_{ГЭС\min}$			Максимальная мощность ГЭС, $N_{ГЭС\max}$		
		Максимальный напор $H_{\max}$, м	Высота отсасывания H_s , м	$\sigma_{уст}$	Средневзвешенный напор $H_{ср.взв.}$, м	Высота отсасывания H_s , м	$\sigma_{уст}$
1	Широковская	33,8	2,9	0,22	30,2	2,8	0,25
2	Плявинская	40	4,3	0,15	36,4	0,3	0,28
3	ДнепроГЭС-I	36	1,8	0,24	34,2	-0,3	0,31
4	Байпазинская	58	0,0	0,18	54,8	-3,0	0,24
5	Вилюйская ГЭС-II	67	-1,2	0,17	61,0	0,1	0,17
6	Курейская	67	1,5	0,13	59,2	2,5	0,13
7	Бухтарминская	67	1,2	0,14	64,8	0,7	0,15
8	Усть-Илимская	89	-3,5	0,16	87,3	-5,5	0,18
9	Красноярская	95	-6,5	0,18	88,5	-6,5	0,19
11	Братская	105	2,0	0,08	101,0	2,0	0,08
12	Чарвакская	150	-4,0	0,10	136,8	-6,0	0,12
13	Токтогульская	170	-10,3	0,12	164,7	-11,3	0,13
14	Чиркейская	195	-15,0	0,13	175,4	-16,3	0,15
15	Нурекская	255	-15,6	0,10	233,4	-16,2	0,11

4. МЕТОДИКА ВЫБОРА НОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА РЕКОНСТРУИРУЕМЫХ ГЭС.

4.1. Основные положения

Несмотря на индивидуальность ГЭС, существуют общие требования к реконструкции оборудования: **выбор типа и параметров нового рабочего колеса должен производиться с учетом конструктивных особенностей существующего гидроблока и реально сложившихся режимных условий.**

Прежде всего, на основе предложенной в главе 2 методики следует оценить целесообразность реконструкции гидротурбины по условию надежности.

По необходимости сохраняются основные габариты существующего гидроблока (спиральная камера, отсасывающая труба, статор турбины и генератора и пр.). Желательно сохранение узлов турбины, не определяющих энергетические качества турбины, но не выработавших свой ресурс (например, крышка турбины, вал, подшипники). Новая гидротурбина (если необходимо) создается на базе существующих номенклатурных лопастных систем. Создание новых рабочих колес оправдано в исключительных случаях, когда речь идет, например, о многоагрегатных ГЭС, а их разработка, изготовление и монтаж экономически оправданы.

Следует учитывать, что установка нового рабочего колеса номенклатурной гидротурбины в отличающий по размерам реконструируемый гидроблок может заметно изменить энергетические и кавитационные показатели такой турбины по сравнению номенклатурным вариантом [79].

Проиллюстрируем сказанное на примере реконструкции Иркутской ГЭС. Рассмотрим, как изменится характеристика современной номенклатурной турбины ПЛ50/1075 в случае установки рабочего колеса этой турбины в существующий гидроблок ПЛ577 Иркутской ГЭС. Размеры проточной части гидроблоков ПЛ577 и ПЛ50/1075 в относительных величинах (по отношению к диаметру колеса $D_1 = 7,2$ м) показаны на рис.1.1 и приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1. Габариты проточных частей гидротурбин ПЛ577 и ПЛ50/1075.

№	Тип турбины	Спиральная камера		Направляющий аппарат			Рабочее колесо			Отсасывающая труба			
		$\bar{F}_{\text{вх}}$	$\varphi^{\circ}_{\text{сп}}$	$\bar{b}_0$	$\bar{D}_0$	шт	$\bar{d}_{\text{вт}}$	$\bar{D}_r$	шт	$\bar{h}_{\text{от}}$	$\bar{L}_{\text{от}}$	$\bar{B}_1$	$\bar{F}_{\text{вых}}$
1	ПЛ 577 (установленная)	3,12	187	0,35	1,16	24	0,5	0,943	7	1,915	3,37	2,23	2,1
2	ПЛ 50/1075	4,7	225	0,35	1,25	24	0,48	0,973	7	2,27	4,83	2,92	3,06

Установка рабочего колеса ПЛ50/1075 в зажатую по размерам проточную часть гидротурбины ПЛ577, безусловно, приведет к снижению энергетических качеств и изменению кавитационных показателей такой турбины по сравнению с номенклатурной гидротурбиной ПЛ50/1075.

В настоящее время существуют современные гидродинамические методы расчета [51,86], а также различные эмпирические рекомендации [43,71,84], позволяющие оценить влияние изменений отдельных элементов проточной части на энергокавитационные показатели гидротурбины. Подтверждением этим рекомендациям служит достаточно большой экспериментальный банк [48,97,98,106].

В табл.4.2 представлены выполненные в данной работе расчетные исследования увеличения гидравлических потерь в различных элементах проточной части гидротурбины ПЛ577 по сравнению с соответствующими элементами проточной части гидротурбины ПЛ50/1075.

Имеющиеся в литературе экспериментальные данные по изучению влияния геометрических отклонений гидроблока на энергетические характеристики турбин показывают их удовлетворительное совпадение с расчетными данными [34]. Отличие экспериментальных данных от расчетных при максимальных мощностях достигает 0,7%, а в оптимуме характеристик составляет менее 0,2%, что и отражает степень достоверности прогноза.

Таблица 4.2. Дополнительные потери КПД ($\Delta\eta$, %) в элементах проточной части гидротурбины ПЛ577 Иркутской ГЭС по сравнению элементами проточной части гидротурбины ПЛ 50/1075.

Элемент проточной части	Приведенный расход Q_I^1 , м ³ /с											
	0,2 (12,6)	0,3 (21,4)	0,4 (29,1)	0,5 (37,0)	0,6 (44,8)	0,7 (52,6)	0,8 (60,3)	0,9 (67,8)	1,0 (75,2)	1,1 (82,3)	1,2 (89,3)	1,36 (95,4)
Спиральная камера	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09
Направляющий аппарат	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,15	0,17	0,21
Отсасывающая труба	0,07	0,12	0,17	0,24	0,31	0,39	0,48	0,58	0,68	0,80	0,92	1,08
Выход из отсасывающей трубы	0,04	0,08	0,15	0,23	0,33	0,45	0,59	0,74	0,92	1,11	1,32	1,60
$\Sigma\Delta\eta$, %	0,11	0,22	0,35	0,51	0,70	0,92	1,18	1,46	1,77	2,11	2,49	2,98

Примечание: в скобках указана мощность турбины Иркутской ГЭС в МВт при $H_p = 29,4$ м.

Исходными данными для подбора нового рабочего колеса реконструируемой ГЭС являются:

- габаритки проточных частей существующей турбины и новой турбины с указанием размеров основных элементов гидроблока (рис.4.1).
- универсальные характеристики гидротурбины реконструируемой ГЭС с учетом планируемых к установке на этой гидротурбине новых вариантов современных рабочих колес.
- сведения об условиях эксплуатации гидротурбины на действующей ГЭС в средние по водности годы.

Для определения условий эксплуатации оборудования на реконструируемой ГЭС необходимы следующие данные (см. главу 3):

- распределение объемов воды, проходящих через турбину при различных напорах (см.табл.3.8);
- закономерность использования мощности агрегата в энергосистеме (см. табл.3.11);
- характеристика кавитационных условий работы гидротурбины (см. табл.3.13).

Режимные данные по распределению объемов воды через турбину $V_T(H)$ и закономерность использования мощности агрегата $P(\bar{N})$ необходимы для расчета топограммы продолжительности работы новой гидромашины в поле эксплуатационной характеристики $H-N_T$. Порядок их расчета был изложен в главе 3 диссертации. Знание топограммы режимов позволяет оценить энергетический эффект по выработке энергии при установке нового оборудования на реконструируемой ГЭС.

Характеристика существующих кавитационных условий на ГЭС (сочетания H и N_s при больших суммарных мощностных нагрузках $N_{ГЭС} \geq 0,8 \cdot N_{ГЭС\max}$) необходима для обоснования максимально возможной мощности нового оборудования.

К реконструкции гидротурбин действующих ГЭС предъявляется ряд требований, главным из которых является обеспечение сжатых сроков проведения реконструкции без вывода из энергосистемы существующих мощностей на длительный период и стремлении сократить объем работ. Это исключает значительные переделки проточного тракта гидротурбины (спиральной камеры, статора, отсасывающей трубы и т.д.). Поэтому, как правило, диаметр нового колеса не должен превышать диаметр существующего колеса (первое требование):

$$D_{1\text{нов}} = D_{1\text{сущ.}}$$

Однако могут быть исключения. Как уже отмечалось, построенные в советские годы ГЭС характеризуются форсированным режимом работы гидротурбин. В первую очередь это относится к рабочим колесам с напором $H \leq 25$ м, на которых приведенный расход может достигать $Q_I^1 = 2000$ л/с и более. Так гидротурбина ПЛ661 Воткинской ГЭС диаметром $D_1 = 9,3$ м имеет на расчетном напоре ($N_{Tp} = 107$ МВт при $H_p = 17,0$ м) приведенный расход $Q_I^1 = 1.95$ л/с и КПД модели $\eta_m = 0,79$. Небольшое увеличение диаметра колеса при сохранении расчетного режима ($N_{Tp} = 107$ МВт при $H_p = 17,0$ м) позволило бы существенно повысить КПД гидромашины, за счёт снижения приведенного

расхода воды Q_1' . С другой стороны увеличение диаметра колеса на реконструируемой ГЭС нарушает проектные геометрические соотношения размеров гидроблока (прежде всего по относительной высоте отсасывающей трубы $\bar{h}_{от}$), что отрицательно влияет на КПД гидромашины. Поэтому общий эффект от увеличения диаметра колеса не должен ухудшить КПД машины. Приведенный в таблице 4.3 пример расчета для условий Воткинской ГЭС иллюстрирует сказанное.

Таблица 4.3. Энергетические эффекты от увеличения диаметра колеса ПЛ661 Воткинской ГЭС при сохранении проектного расчётного режима

Диаметр колеса D_1 , м	Прирост КПД из-за снижения Q_1			Снижение КПД из-за уменьшения $h_{от}$, %			Общий эффект по КПД, %
	Q_1' , л/с	η_m , %	$\Delta\eta_m$, %	$\bar{h}_{от}$	η_m , %	$\Delta\eta_m$, %	
9,3 (существующий вариант)	1950	79	-	1,915	70	-	-
9,36	1900	80	1,0	1,90	79,9	0,1	0,9
9,45	1840	81	2,0	1,88	80,8	0,2	1,8
9,65	1750	82	3,0	1,85	81,6	0,4	2,6
9,8	1680	83	4,0	1,82	82,5	0,5	3,5

Второе требование заключается в том, чтобы мощность гидротурбины с новым рабочим колесом была не меньше существующей:

$$N_{Тнов} \geq N_{Тсущ}.$$

Существующая мощность турбины $N_{Тсущ}$ зависит от режимных условий и состояния оборудования на конкретных ГЭС. На ряде станций мощность $N_{Тсущ}$ – это номинальная проектная мощность турбины при заданном проектном расчётном напоре. Однако таких ГЭС немного. На подавляющем большинстве ГЭС производилась перемаркировка мощности гидротурбин в процессе эксплуатации по причине несоответствия реальных режимных условий проектным значениям. Как правило, перемаркировка делалась в сторону повышения мощности агрегатов за счёт увеличения проектного расчётного напора (на отдельных ГЭС такая перемаркировка осуществлялась

неоднократно). В этих случаях за $N_{\text{Тсущ}}$ следует принимать фактическую номинальную мощность машины на текущий момент времени (перед реконструкцией). Наконец имеются ГЭС, на которых оборудование всегда работает при напорах ниже проектного со снижением мощности турбины (Капчагайская, Майнская, Нижне-Камская, Чебоксарская). В этом случае за $N_{\text{Тсущ}}$ предлагается принимать максимальную мощность гидромашины, развиваемую при наибольшем эксплуатационном напоре на ГЭС.

Новое рабочее колесо должно работать без снижения КПД из-за кавитации при сложившихся на ГЭС сочетаниях напора и отметки нижнего бьефа (третье требование). Это означает, что требуемая турбиной высота отсасывания H_S должна быть меньше существующей на ГЭС высоты отсасывания установки $H_{\text{Суст}}$ при расчетном напоре H_p :

$$H_S \leq H_{\text{Суст}} \text{ при } H = H_p.$$

В пересчёте на кавитационный коэффициент турбины σ_t и кавитационный коэффициент установки $\sigma_{\text{уст}}$ это требование запишется:

$$\sigma_t \leq [\sigma_{\text{уст}}] \text{ при } H = H_p.$$

Выполнение указанного требования достигается выбором на универсальной характеристике $p_1' - Q_1'$ новой гидротурбины соответствующего значения приведенного расхода $(Q_1')_{\text{нов}}$.

4.2. Оценка выбора нового оборудования реконструируемых ГЭС

Выбор новой гидротурбины реконструируемой ГЭС относится к типичной многокритериальной задаче, характеризуемой целым рядом показателей, одни из которых желательно обратить в максимум (мощность агрегата, выработку энергии), а другие в минимум (аварийность агрегата, кавитационное воздействие, трудозатраты на ремонт и так далее). Решающее значение в выборе оборудования имеют энергетические качества новой машины. Замена гидромашины должна обязательно сопровождаться или повышением ее мощности или увеличением выработки энергии. Это требование основано на мировой и отечественной практике реконструкции

оборудования действующих ГЭС. Замена морально устаревшей и физически изношенной турбины на аналогичную машину из более качественного материала, но с такими же энергетическими показателями («замена металла на металл») не приветствуется ни в одной стране мира [88,94,103]. Поэтому рассмотрение вариантов замены всегда должно сопровождаться оценкой сопутствующих энергетических эффектов – дополнительной выработки энергии $\Delta\mathcal{E}$ и дополнительной мощности ΔN агрегата. Располагая энергетическими эффектами, можно перейти к стоимостному выражению энергетического выигрыша по «i-му» варианту [1]:

$$\Sigma S_i = S_{N_i} + S_{\mathcal{E}_i} = s_N \cdot (N_{Ti} - N_{T_{\text{сущ}}}) + s_{\mathcal{E}} \cdot (\mathcal{E}_i - \mathcal{E}_{\text{сущ}}), \quad (4.1)$$

где: S_{N_i} и $S_{\mathcal{E}_i}$ – соответственно стоимостной мощностной эффект ΔN_i и стоимостной эффект по выработке энергии $\Delta\mathcal{E}_i$ в «i»-ом варианте реконструкции;

s_N – удельная стоимость 1 кВт мощности на Федеральном оптовом рынке энергии и мощности (ФОРЭМ);

$s_{\mathcal{E}}$ – удельная стоимость 1 кВт·ч выработки энергии на ФОРЭМ;

$N_{T_{\text{сущ}}}$, $\mathcal{E}_{\text{сущ}}$ – соответственно мощность и выработка энергии существующей гидротурбины;

N_{Ti} , $\mathcal{E}_i$ – мощность и выработка энергии с новым оборудованием при «i-ом» варианте реконструкции.

Оптимальным решением является вариант, обеспечивающий $\Sigma S = \max$. Очевидно, что выбор лучшего варианта замены оборудования существенно зависит от абсолютных значений соотношений удельных стоимостей s_N и $s_{\mathcal{E}}$

Удельные стоимости s_N и $s_{\mathcal{E}}$ на рынке ФОРЭМ используются для закупки энергии генерации. В то же время фактические цены (тарифы) на электроэнергию для потребителей оказываются на несколько порядков выше. В табл.4.4 показаны тарифы на электроэнергию в разных отраслях народного хозяйства РФ, позаимствованные из работы [63].

Таблица 4.4. Тарифы на электроэнергию в Российской Федерации в 2015 г., руб./кВт·ч

Наименование потребителя	Тариф, руб./кВт·ч
Промышленный потребитель	2,66
Непромышленный потребитель	3,67
Сельскохозяйственный производитель	3,63
Население	2,56
Всего по РФ	2,76

Тарифы на электроэнергию сильно разнятся по районам страны, о чем свидетельствуют данные приведенные в табл.4.5.

Таблица 4.5. Фактические цены на электроэнергию в разных субъектах России в 2015 г., руб./кВт·ч

Наименование субъекта	Тариф, руб./кВт·ч
Белгородская область	2,99
Владимирская область	3,19
Московская область	3,14
Смоленская область	3,38
г.Москва	3,27
Ненецкий автономный округ	5,12
Псковская область	3,50
г.Санкт-Петербург	3,10
Республика Дагестан	1,91
Краснодарский край	3,40
Саратовская область	2,96
Иркутская область	1,39
Камчатский край	4,44
Чукотский автономный округ	9,36
Всего по РФ	2,76

Самые высокие цены на электроэнергию имеют место в Чукотском автономном округе (свыше 9,36 руб./кВт·ч), а самые низкие приходятся на Иркутскую область (1,39 руб./кВт·ч). При таком тарифе электроэнергии в Иркутской области дополнительная выработка энергии одним агрегатом ГЭС ДЭ=27 709 МВт·ч будет оценена в 41,5 млн. рублей, что более чем в 8 раз

превышает общий стоимостной эффект дополнительной выработки и мощности, рассчитанный по ценам ФОРЭМ.

В советские годы прирост мощности ценился значительно выше, чем прирост выработки энергии. Так институтом «Гидропроект» для района Волжских ГЭС приводились следующие удельные значения (в ценах до 1992г.) $s_N = 170$ руб/кВт; $s_{\Sigma} = 0,01$ руб/кВт·ч. При таких соотношениях s_N и s_{Σ} расчеты по формуле (4.1) дают всегда $\Sigma S = \max$ для тех вариантов, при которых обеспечивается получение максимальной мощности $N_T = \max$. Следствием такой энергетической политики в стране стало увеличение мощности агрегатов на 10÷20 % на большинстве действующих ГЭС, которое было достигнуто, как правило, за счет ухудшения КПД турбин (снижения выработки энергии). Например, повышение мощности гидроагрегата Нижегородской ГЭС с $N_a = 55,0$ МВт до $N_a = 65,0$ МВт при $H \geq 14$ м сопровождалось снижением КПД на 9÷10 % в зависимости от напора.

Прирост мощности и сегодня оценивается выше, чем получение дополнительной выработки. Иллюстрацией чему служит приведенный ниже пример анализа возможных вариантов реконструкции оборудования Иркутской ГЭС. Тариф на электрическую энергию на рынке ФОРЭМ для Иркутской ГЭС в ценах второго полугодия 2015 года составляет 15,48 руб/МВт·ч, а ставка на установленную мощность 41295,84 руб/МВт в месяц [64].

Оценим в стоимостном выражении энергетические эффекты по различным вариантам замены оборудования Иркутской ГЭС при таких удельных показателях s_N и s_{Σ} .

Для сопоставления различных вариантов по выработке энергии необходимо, как уже говорилось в главе 3 диссертации, выполнение двух условий: **распределение проходящих через турбину объемов воды по напорам остается неизменным** для всех сравниваемых вариантов; **закон использования гидроагрегата по мощности является также неизменным** для сравниваемых вариантов. Соблюдение этих двух условий приводит к тому,

что число часов работы турбины изменяется от варианта к варианту (см. табл. 4.6).

Выбор параметров новых турбин для реконструируемых ГЭС по изложенной методике реализуется в автоматизированном режиме, для чего в диссертации разработано необходимое программное обеспечение.

Стоимостная оценка энергетических эффектов по мощности и выработке энергии, получаемых при установке нового оборудования вместо морально устаревших и физически изношенных гидротурбин ПЛ577, представлена в таблице 4.6 в расчете на год. Рассматривался средневодный год (см. главу 3 диссертации, табл.3.8 и табл.3.11). Все варианты нового оборудования соответствуют оптимальной синхронной частоте вращения, одному и тому же расчетному напору $H_p = 29,4$ м и высоте отсасывания $H_s = -2,0$ м [37].

По **стоимостному** критерию (4.1) лучшим вариантом замены существующего оборудования ($\Sigma S = \max$) является установка номенклатурной гидротурбины ПЛ30/587б, обеспечивающей увеличение мощности машины на $\Delta N = 16$ МВт при минимальном приросте выработки энергии ($\Delta \mathcal{E} = 18\,833$ МВт·ч). Однако повышение мощности оборудования Иркутской ГЭС не может быть основной целью его реконструкции, так как даже существующая установленная мощность $N_{ГЭС}$ используется полностью крайне редко (рис.4.2).

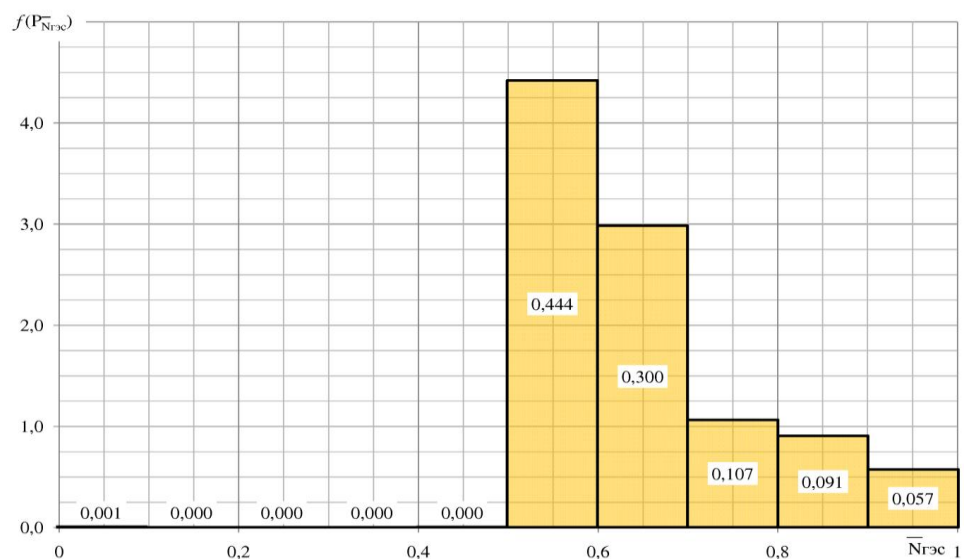


Рис. 4.2. Гистограмма нормированной мощности Иркутской ГЭС за период 1995–2011 г.г.

**Таблица 4.6. Энергетические эффекты от замены рабочего колеса
Иркутской ГЭС**

Тип турбины	Параметры турбины			Выработка энергии Э, МВт·ч	Общее время работы Т, ч	Энергетический выигрыш		Стоимостная оценка энергетического выигрыша, млн.руб		
	D ₁ , м	n _с , мин ⁻¹	N _Т , МВт			ΔN, МВт	ΔЭ, МВт·ч	S _N	S _Э	ΣS
ПЛ-577 (установленное)	7,2	83,3	85	484633	7585	-	-	-	-	-
ПЛ-50/1075	7,2	83,3	95,4	511649	7302	10,4	27016	5,15	0,418	5,57
			92,5	511783	7533	7,5	27150	3,72	0,420	4,14
			90	511866	7742	5,0	27233	2,48	0,422	2,90
			87,5	512294	7967	2,5	27661	1,24	0,428	1,67
			85	512342	8201	0,0	27709	0,00	0,429	0,43
ПЛ-30/5876	7,2	93,7	101	503466	6786	16,0	18833	7,93	0,294	8,22
			95	504942	7215	10,0	20309	4,96	0,314	5,27
			90	505024	7615	5,0	20391	2,48	0,316	2,79
			85	505494	8063	0,0	20861	0,00	0,323	0,32
ПЛ-40/800	7,2	88,2	96,5	509429	7189	11,5	24796	5,70	0,384	6,08
			95	510789	7303	10,0	26156	4,96	0,396	5,36
			90	511005	7708	5,0	26372	2,48	0,406	2,89
			85	511481	8162	0,0	26848	0,00	0,415	0,42

В принципе, новое оборудование для этой ГЭС следует **подбирать по критерию получения максимальной дополнительной выработки энергии при условии сохранения проходящего через турбину одинакового объема воды $V_T(H) = \text{const}$** . В этом случае лучшим вариантом будет **установка современного рабочего колеса ПЛ 50/1075**. Дополнительная выработка энергии во всех вариантах установки этого колеса достигается за счет повышения КПД машины. Максимальный прирост выработки составит $\Delta Э = 27\,709$ МВт·ч ($\Delta Э = 5,7\%$), если неизменной останется существующая номинальная мощность турбины (см. табл.4.6). Повышение мощности будет сопровождаться, как видим, снижением выработки энергии от того же проходящего через гидромашину объема воды.

Заметим, что в суммарной стоимостной оценке ΣS энергетический эффект от получения дополнительной выработки энергии оказывается много меньше, чем

от увеличения мощности нового оборудования, и, следовательно, обосновать реконструкцию за счет дополнительной выработки невозможно при существующей в стране ценовой политике (удельных показателей s_N и $s_{Э}$).

Однако, стоит отметить, что при подсчете суммы выигрыша по ценам (тарифам) на электрическую энергию для категории «Население и приравненные к нему категории потребителей» для Иркутской области на второе полугодие 2015 года [63] (т.е. по ценам конечных потребителей) складывается иная ситуация. При стоимости электроэнергии 90 коп./кВт·ч прирост выработки $\Delta Э = 27\,709$ МВт·ч будет оценен в 24,9 млн.рублей, что более чем в 4 раза превышает общую сумму стоимости дополнительной выработки и мощности на рынке ФОРЕМ (5,57 млн.рублей). Это указывает на то, что с экономической стороны реконструкция полностью обоснована. Неясным остаётся вопрос о «выгодополучателях» замены оборудования.

Следует отметить, что в варианте выбора нового оборудования с наибольшей выработкой энергии гидротурбине обеспечиваются наиболее благоприятные условия по надежности, минимальные гидродинамические нагрузки на основные узлы гидромашины и наименьшая интенсивность кавитационного воздействия. Это положение подтверждено огромным опытом эксплуатации действующих гидромашин [34]. Однако, к сожалению, в гидроэнергетике отсутствует пока методика оценки экономического эффекта повышения надежности гидротурбин, и поэтому фактор надежности в стоимостной оценке не рассматривается в диссертации.

Таким образом, для **стоимостного** обоснования реконструкции оборудования, как правило, приходится идти на повышение мощности новых машин, даже в тех случаях, когда в этом нет практической необходимости.

В данной работе, чтобы выделить особую важность энергетического эффекта по выработке энергии $\Delta Э$, выбор лучшего варианта реконструкции предлагается выполнять в следующей последовательности:

- первоначально подбирается тип новой гидротурбины и ее параметры (диаметр колеса D_1 и синхронная частота вращения n_c), исходя из наибольшего прироста выработки энергии $\Delta \mathcal{E}$ по сравнению с другими типами колес.

Таким рабочим колесом для Иркутской ГЭС является ПЛ50/1075, хотя по мощностному эффекту предпочтение следовало бы отдать колесам ПЛ30/5876 и ПЛ40/800) (см. табл.4.6);

- на втором этапе для выбранного колеса подбирается вариант, обеспечивающий получение максимальной мощности турбины (для рассматриваемого примера эта мощность равна $N_{t_{\max}} = 95,4$ МВт при расчетном напоре $H_p = 29,4$ м).

Общий эффект от установки новой турбины ПЛ50/1075 имеет две составляющие: первую от получения дополнительной мощности $\Delta N = 10,4$ МВт; вторую – от дополнительной выработки энергии $\Delta \mathcal{E} = 27\,709$ МВт·ч. Изложенный подход является дальнейшим развитием метода жесткого ранжирования показателей эффективности, предложенного в работе [34].

5. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГООТДАЧИ НОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА РЕКОНСТРУИРУЕМЫХ ГЭС

Предложенная в главе 4 методика выбора нового оборудования реконструируемых ГЭС, направленная на повышение энергоотдачи и надежности их работы, была практически реализована в диссертации для нескольких ГЭС.

5.1. Иркутская ГЭС

Иркутская ГЭС является примером типичного гидроузла, на котором замены турбин необходима как с позиции увеличения эффективности использования водотока, так и с позиций повышения надежности оборудования. Установленные на Иркутской ГЭС поворотно-лопастные турбины ПЛ-577 диаметром $D_1 = 7,2$ м единичной мощностью $N_T = 90$ МВт при расчетном напоре $H_p = 26$ м имеют рекордную наработку в генераторном режиме (свыше $450 \cdot 10^3$ часов). Необходимость замены гидроэнергетического оборудования диктуется рядом факторов [36,76,77,78].

1. Наблюдается устойчивая тенденция снижения комплексных показателей надежности гидроагрегатов.
2. Лопасты рабочих колес из нержавеющей стали 20Х13НЛ находятся в стадии выработки ресурса.
3. Отслаивание защитной нержавеющей облицовки камеры достигает на некоторых машинах 80 % ее площади.
4. Из-за физического износа проточного тракта уровень КПД турбин по данным натурных испытаний на $(4 \div 5)$ % ниже гарантированного заводом.
5. Действующие гидротурбины морально устарели. Максимальный КПД современных гидромашин на $(3 \div 4)\%$ выше, чем созданного 60 лет назад рабочего колеса ПЛ-577.
6. Проектная максимальная мощность турбины ($N_{T_{\max}} = 90$ МВт) ограничивается по генератору и фактически не превышает $N_{T_{\max}} = 85$ МВт при $H_p \geq 26,0$ м.

7. Сложившиеся на ГЭС напоры ($H = 27,5 \div 30,0$ м) существенно выше проектного расчетного напора ($H_p = 26$ м).

Изложенная в главе 4 методика выбора параметров нового оборудования базировалась на материалах опыта эксплуатации Иркутской ГЭС и поэтому проблема замены оборудования этой ГЭС дается ниже в кратком изложении.

Необходимые исходные данные по режимам работы нового оборудования представлены в главе 3 диссертации следующим образом:

- сведения о проходящих через турбину объемах воды $V_T(H)$ показаны в табл. 3.8;
- закономерности использования нормированной мощности агрегата N и нормированной мощности $\bar{N}_{ГЭС}$ даны в табл.3.11 и на рис.4.2;
- характеристика кавитационных условий работы гидротурбины приведена в табл. 3.13

В качестве возможных вариантов установки нового оборудования рассматривались номенклатурные рабочие колеса ПЛ 50/1075, ПЛ 30/5876 и ПЛ 40/800 [72]. Габариты проточных частей этих колес и существующего представлены в табл. 4.1.

Лучшим вариантом оказалась установка рабочего колеса ПЛ 50/1075, обеспечивающего повышение установленной мощности турбины до $N_T=95,4$ МВт при новом расчетном напоре $H_p=29,4$ м. (смотри параграф 4.2 данной работы)

Эксплуатационная характеристика новой гидромашины показана на рис. 5.1. Кривая 1 на рис.5.1 ограничивает справа выбор максимального приведенного расхода и максимальной мощности новой турбины по условиям кавитации при $H = H_p$ (требование 3, см. главу 4). Кривая 2 (рис.5.1) определяет левую границу возможного местонахождения расчётного режима новой турбины (требование 2, см. главу 4).

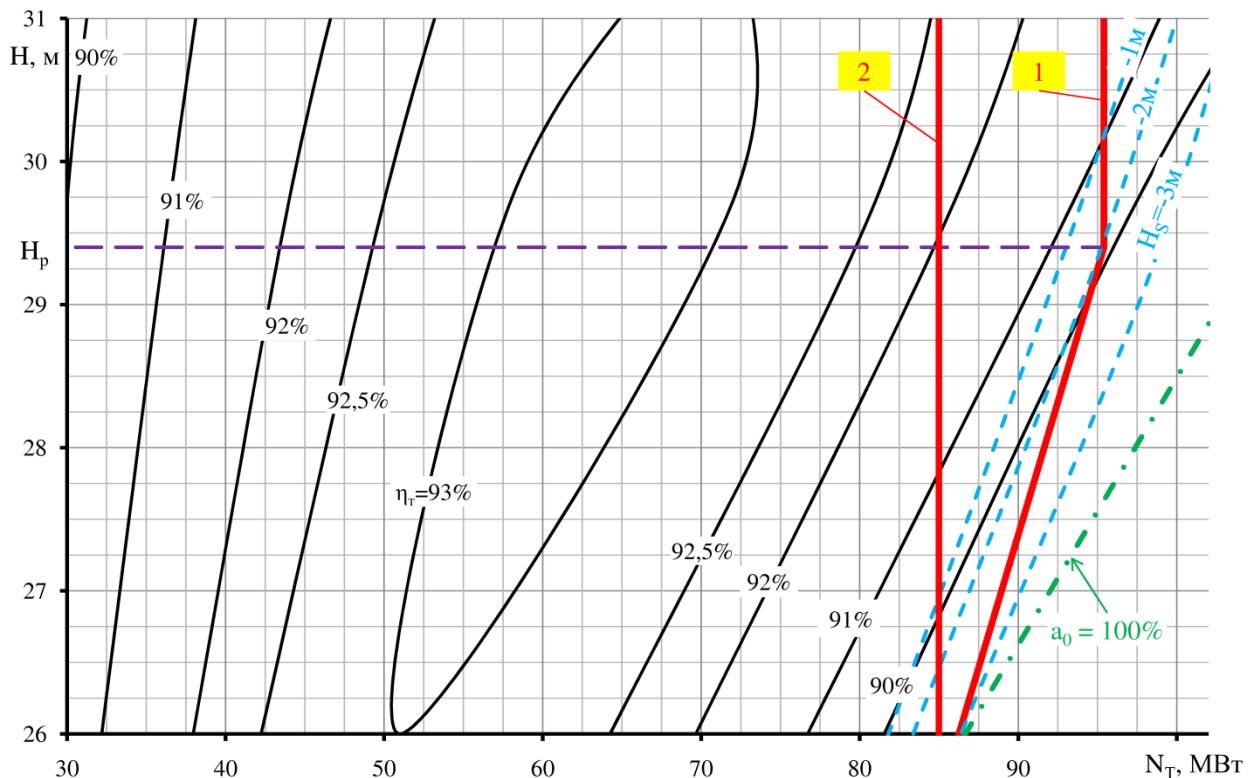


Рис.5.1. Эксплуатационная характеристика новой турбины Иркутской ГЭС с рабочим колесом ПЛ50/1075 ($n_c = 83,3 \text{ мин}^{-1}$)

Прирост дополнительной выработки энергии от проходящей через турбину того же объема воды, что и на существующей турбине ПЛ-577, составит 5,6%. Важно подчеркнуть, что дополнительная выработка энергии при установке нового колеса ПЛ 50/1075 достигается за счет повышения КПД турбины. В результате роста КПД снизятся (при прочих равных условиях) гидромеханические нагрузки на элементы проточного тракта и повысится эксплуатационная надежность оборудования.

Замена рабочего колеса ПЛ-577 на новое ПЛ 50/1075 потребует расширения диаметра горловины с $D_r=0,943D_1$ (существующая) до $D_r=0,973D_1$ (новая). Такая реконструкция необходима для приведения габаритов существующего гидроблока в соответствие с требуемыми габаритами блока для нового колеса.

Одновременно с реконструкцией турбины следует заменить генератор, который сегодня «запирает» проектную мощность турбины, равную 90 МВт.

Частота вращения нового генератора сохраняется равной существующей частоте $n_c = 83,3 \text{ мин}^{-1}$.

5.2. Капчагайская ГЭС (Казахстан)

Этот гидроузел имеет две особенности. Первая из них состоит в эксплуатации гидротурбинного оборудования при фактическом напоре много ниже проектного по причине неполного заполнения водохранилища. Вторая особенность – ограничение на величину колебания отметки нижнего бьефа по экологическим требованиям. На Капчагайской ГЭС установлены четыре гидроагрегата с двухперовыми рабочими колесами типа ПЛ₂ 50/642.

Основные **проектные** данные гидротурбины:

Диаметр рабочего колеса $D_1 = 6,5 \text{ м}$;

Максимальный напор $H_{\text{мах}} = 42,7 \text{ м}$;

Расчетный напор $H_p = 40,9 \text{ м}$;

Минимальный напор $H_{\text{мин}} = 35,0 \text{ м}$;

Синхронная частота вращения $n_c = 107,1 \text{ мин}^{-1}$;

Мощность при $H \geq H_p$ $N_{\text{т ном}} = 111 \text{ МВт}$.

Создание в СССР двухперовых рабочих колес диктовалось стремлением улучшить кавитационные качества поворотнолопастных турбин и продвинуть их тем самым на высокие напоры, где обычно применяются радиально-осевые машины. Однако улучшенные кавитационные характеристики двухперовой поворотнолопастной турбины привели к ухудшению её энергетических характеристик.

Выполненные Ленгидропроектом испытания турбины 2 Капчагайской ГЭС при двух значениях напора $H=28,5 \text{ м}$ и $H=31,5 \text{ м}$ показали, что абсолютный уровень КПД на $7 \div 9\%$ (в зависимости от мощности) ниже гарантированного заводом. По данным аналогичных испытаний ОГРЭС турбины 3 этой ГЭС при напоре $H=30,3 \text{ м}$ абсолютное значение КПД оказалось ниже на 7% заводского уровня. Низкие энергетические качества двухперовых турбин являются **первой причиной**, по которой целесообразна замена рабочих колес Капчагайской ГЭС.

С учетом результатов натурных испытаний на рис. 5.2 приведена уточненная эксплуатационная характеристика агрегата. Снижение КПД натурной турбины принималось для всех эксплуатационных режимов одинаковым и равным $\Delta\eta=8\%$.

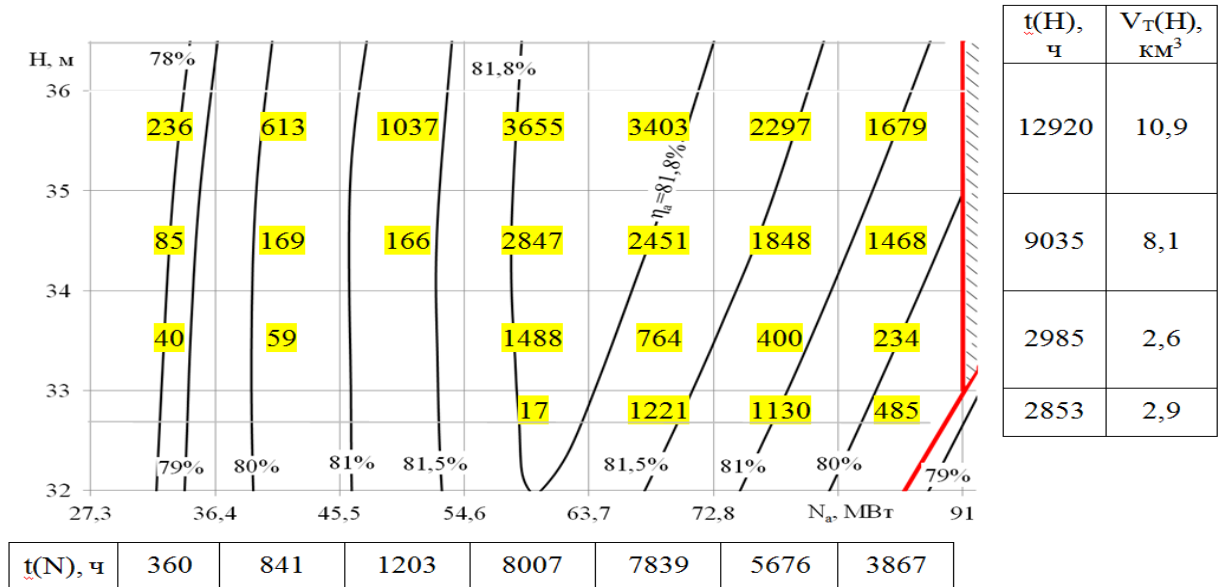


Рис.5.2. Уточнённая эксплуатационная характеристика агрегата с рабочим колесом ПЛ₂ 50/642

Вторая причина необходимости замены колес Капчагайской ГЭС – резкое отличие фактических режимных условий работы оборудования от заданных проектом. За почти пятидесятилетний период эксплуатации (машины были введены в работу в 1970÷1971 г.) турбины всегда работали на напорах ниже проектного. В соответствии с Постановлением Кабинета Министров Республики Казахстан от 12.05.1991г. **предельная** верхняя отметка Капчагайского водохранилища принята равной 479 м (по проекту отметка должна быть 485 м), а мощность ГЭС снижена с проектной величины $N_{ГЭС}=434$ МВт до $N_{ГЭС}=364$ МВт (по агрегату $N_a=91,0$ МВт). При существующих на ГЭС значениях напора двухперовая гидротурбина не может развить свою номинальную мощность $N_{Т\text{ ном}}=111$ МВт (по агрегату $N_a=108,5$ МВт). В результате образовался разрыв между установленной проектом мощностью генератора и выдаваемой турбиной фактической мощностью. Этот разрыв

мощности составляет 17,5 МВт на одну машину (по ГЭС в целом разрыв 70 МВт).

Несмотря на низкий уровень КПД, действующие двухперовые гидротурбины не выработали свой ресурс. Это можно объяснить тем, что турбины Капчагайской ГЭС никогда не работали в расчетном режиме и поэтому не могли исчерпать заложенного в них ресурса. Данный пример показывает, что по критерию надежности не всегда можно обосновать необходимость замены турбинного оборудования, особенно работающего при напорах ниже расчётного.

Предлагаемая в диссертации замена рабочих колес гидротурбин ставит своей целью повышение энергоотдачи ГЭС за счет двух факторов:

1. Устранения разрыва между мощностью генератора и турбиной путем установки нового колеса повышенной пропускной способности. Это обеспечит выход ГЭС на проектную установленную мощность ($N_{ГЭС}=434\text{МВт}$), на которую рассчитана существующая система выдачи электрической мощности ГЭС;
2. Повышения выработки электроэнергии на $7\div 10\%$ **от того же объема воды, проходящего через ГЭС** за счет повышения КПД гидротурбин.

Таким образом, оптимальным вариантом установки нового рабочего колеса считается такой, который выводит турбину на проектную мощность ($N_{Тном}=111\text{МВт}$) с наибольшим уровнем КПД при сложившихся на ГЭС напорах и высотах отсасывания.

Для выбора параметров нового оборудования было выполнено изучение режимов работы агрегатов и ГЭС в целом за 2007-2011 годы. Изучение режимов осуществлялось путем тотального обследования суточных ведомостей ГЭС по изложенной в главе 3 методике.

Топограмма режимов $H-N_{ГЭС}$ за обследованный период показана в табл.5.1. Она показывает продолжительность работы ГЭС (в часах) с

различными мощностями при сложившихся на гидроузле напорах. Для каждого напора в таблице приведена максимальная мощность $N_{ГЭС}$.

Построенное по данным топограммы распределение нормированной мощности $\bar{N}_{ГЭС}$ (гистограмма) показана на рис.5.3а.

Данные табл.5.1 свидетельствует, что располагаемая мощность $N_{ГЭС} = 364$ МВт не используется полностью. Даже в период прохождения максимальных расходов воды через гидроузел (напор $H = 32,7 - 33,0$ м) фактическая максимальная мощность ГЭС не превышает $N_{ГЭС} = 325$ МВт.

Рассмотрим теперь топограммы режимов агрегатов. За обследованный период топограммы режимов работы $H-N_a$ всех четырех агрегатов практически оказались близкими. На рис.5.2 показана топограмма режимов агрегата 4, имеющего наибольшую наработку в генераторном режиме ($t_{ген} = 27\,793$ ч.). Построенная на основе этих данных гистограмма нормированной мощности агрегата $\bar{N}$ представлена на рис.5.3.б. Как видим, гистограммы нормированной мощности $\bar{N}_{ГЭС}$ и гидроагрегата $\bar{N}$ оказываются разными и это обстоятельство следует иметь в виду при выборе нового оборудования.

Вероятностные распределения нормированной мощности $\bar{N}$ по всем агрегатам ГЭС сведены в таблицу 5.2. Нижняя строка таблицы показывает осредненное по агрегатам распределение вероятностей нормированной мощности, которое используется в дальнейшем в оценке энергетического эффекта от установки нового оборудования.

Таблица 5.2. Распределение нормированной мощности агрегатов Капчагайской ГЭС в 2007-2011 гг.

№ агр.	$t_{ген}, ч$	Нормированная мощность $\bar{N}$									
		0- 0,1	0,1- 0,2	0,2- 0,3	0,3- 0,4	0,4- 0,5	0,5- 0,6	0,6- 0,7	0,7- 0,8	0,8- 0,9	0,9- 1,0
1	20682	-	-	-	0,002	0,021	0,069	0,290	0,294	0,213	0,111
2	21861	-	-	-	0,002	0,014	0,050	0,238	0,378	0,215	0,103
3	25571	-	-	-	0,008	0,025	0,051	0,261	0,305	0,226	0,124
4	27793	-	-	-	0,013	0,030	0,043	0,288	0,282	0,204	0,139
Среднее		-	-	-	0,006	0,023	0,053	0,269	0,315	0,215	0,119

Расчеты распределения объемов воды по напору $V_T(H)$ выполнялись на основе уточненной по КПД эксплуатационной характеристике агрегата (см. рис.5.2) и соответствующих топограмм по изложенной в главе 3 диссертации методике. Результаты расчетов показаны в табл.5.3.

Таблица 5.3. Распределение объёмов воды по напору $V_T(H)$ агрегатов Капчагайской ГЭС в 2007-2011 гг.

№ агрегата	Напор, м				$\sum_{H_{\min}}^{H_{\max}} V_T$
	35,0-36,5	34,0-35,0	33,0-34,0	32,7-33,0	
1	6,5	5,9	2,9	2,9	18,3
2	7,3	7,3	2,5	2,9	20,0
3	8,5	8,5	2,8	2,9	22,8
4	10,9	8,1	2,6	2,9	24,6
Среднее	8,3	7,5	2,7	2,9	21,4

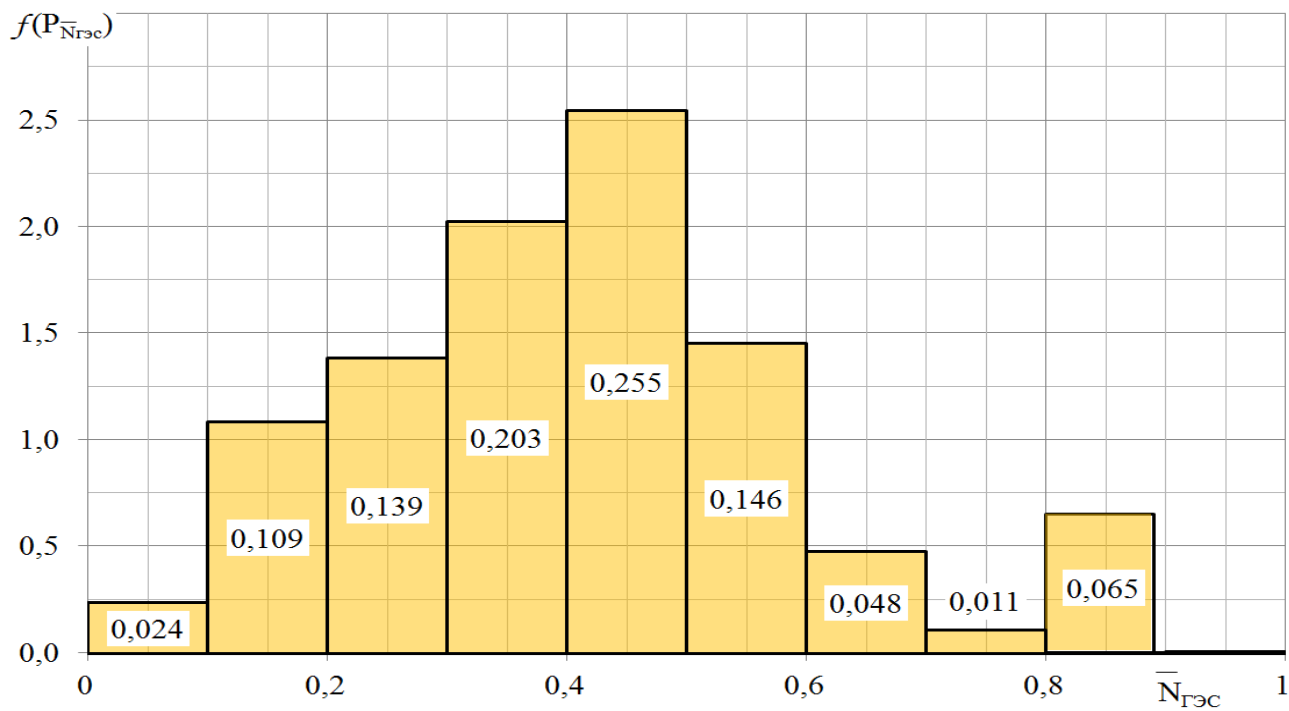
В нижней строке табл.5.3 указаны средние значения $V_T(H)$ при разных напорах, которые использовались для расчета топограмм режимов в различных вариантах выбора нового гидротурбинного оборудования для Капчагайской ГЭС.

Таблица 5.1. Топограмма режимов Н- $N_{ГЭС}$ Капчагайской ГЭС в 2007-2011 гг.

Напор, м	Мощность ГЭС, МВт										$N_{ГЭС\max}$, МВт	$t(H)$, ч
	0,0 - 36,4	36,4-72,8	72,8 - 109,2	109,2 - 145,6	145,6 - 182,0	182,0 - 218,4	218,4 - 254,8	254,8 - 291,2	291,2 - 327,6	327,6 - 364,0		
35,0 - 36,5	686	3128	4348	5396	4443	2323	573	61			260	20957
34,0 - 35,0	335	1489	1391	3272	5305	2541	889	230			291	15451
33,0 - 34,0	25	167	346	247	1412	1531	646	186			291	4560
32,7 - 33,0		1	2	2	14	8		12	2817		325	2856
$t(N)$, ч	1046	4785	6086	8916	11174	6403	2107	472	2835	0	$\Sigma t = 43824$ ч	
$\bar{N}_{ГЭС}$	0,0...0,1	0,1...0,2	0,2...0,3	0,3...0,4	0,4...0,5	0,5...0,6	0,6...0,7	0,7...0,8	0,8...0,9	0,9...1,0		
$P(\bar{N}_{ГЭС})$	0,024	0,109	0,139	0,203	0,255	0,146	0,048	0,011	0,065	0,000		

Примечание: максимальная фактическая мощность $N_{ГЭС}$ указана для каждого напора

а)



б)

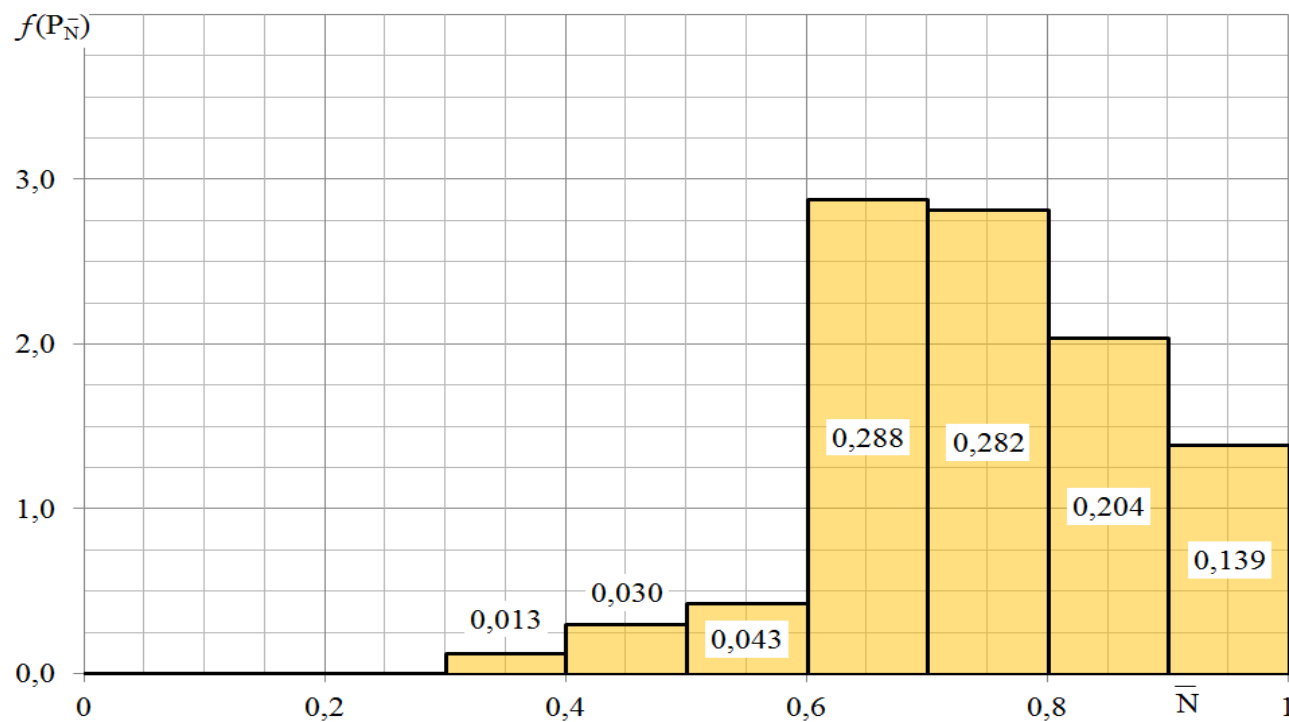


Рис. 5.3. Гистограммы распределения нормированной мощности ГЭС и агрегата 4 за 2007-2011 годы

а - нормированная мощность ГЭС; б - нормированная мощность агрегата

По распределению объёма воды (см.табл.5.3) был подсчитан средневзвешенный напор $H_{\text{ср.взв.}} = 34,6$ м. Это значение принималось за новый расчётный напор $H_p = H_{\text{ср.взв.}} = 34,6$ м для нового оборудования.

Характеристика сложившихся на ГЭС кавитационных условий, определяемая сочетаниями напора H и высоты отсасывания H_s , показана в табл.5.4.

Таблица 5.4. Продолжительность различных сочетаний H и H_s (в часах) на Капчагайской ГЭС в 2007 – 2011 гг.

Напор, м	Высота отсасывания H_s , м							
	-1,5 ÷ -2,0	-2,0 ÷ -2,5	-2,5 ÷ -3,0	-3,0 ÷ -3,5	-3,5 ÷ -4,0	-4,0 ÷ -4,5	-4,5 ÷ -5,0	-5,0 ÷ -5,36
35 – 36,5	1	3082	2829	9493	3805	1746	1	
34 – 35	341	1283	781	3527	6727	2453		19
33 – 34	1		276	357	2298	1491	51	26
32,7 – 33					24	1	2	2829
$\sum t$, ч	343	4365	3886	13377	12854	5691	54	2874

Как видим, одному и тому же напору H могут соответствовать разные высоты отсасывания H_s (разные отметки нижнего бьефа). При небольших суммарных нагрузках $N_{\text{гэс}}$ высоты отсасывания составляют $H_s = -1,5 \div -3,0$ м, а при большой мощности $N_{\text{гэс}}$ достигают $H_s = -4,5$ м и ниже. В соответствии с изложенной в главе 4 методикой выбор нового оборудования должен выполняться при условии работы всей ГЭС с большой суммарной мощностью $N_{\text{гэс}}$. Этому случаю на Капчагайской ГЭС при расчетном напоре $H_p = 34,6$ м соответствует высота отсасывания $H_s = -4,5$ м. и кавитационный коэффициент установки $\sigma_{\text{уст}} = 0,42$.

Таким образом, выбор нового рабочего колеса для рассматриваемой ГЭС должен производиться при одновременном соблюдении следующих двух условий:

- мощность турбины $N_T = 111$ МВт при $H_p = 34,6$ м;
- кавитационный коэффициент новой турбины $\sigma_T \leq \sigma_{\text{уст}} = 0,42$.

Современная номенклатура предлагает на сложившиеся режимы Капчагайской ГЭС два варианта гидротурбин ПЛ 50/1075 и ПЛ 40/587а. В таблице 5.5 представлены в относительных значениях (по отношению к диаметру рабочего колеса) геометрические размеры основных элементов этих машин, а также габариты существующего гидроблока.

Табл.5.5. Габариты проточных частей существующей и современных ГТ

Тип турбины	Спиральная камера		Направляющий аппарат			Рабочее колесо		Отсасывающая труба			
	$\bar{F}_{вх}$	$\varphi^{\circ}_{сп}$	$\bar{b}_0$	$\bar{D}_0$	шт	$\bar{D}_r$	шт	$\bar{h}_{от}$	$\bar{L}_{от}$	$\bar{B}_1$	$\bar{F}_{вых}$
ПЛ ₂ -50/642	3,4	300	0,375	1,16	24	0,973	8	2,24	4,66	2,23	2,23
ПЛ-40/587а	4,0	225	0,38	1,16	32	0,973	6	2,700	4,42	2,63	3,27
ПЛ-50/1075	4,7	225	0,35	1,25	24	0,973	7	2,270	4,83	2,92	3,06

Для номенклатурных гидротурбин были рассчитаны рабочие характеристики гидротурбин $\eta_t = f(N_t)$ при расчетном напоре $H_p = 34,6$ м (при сохранении существующих значений диаметра колеса $D_1 = 6,5$ м и синхронной частоты вращения $n_c = 107,1$ мин⁻¹). Рабочие характеристики рассчитывались с учётом масштабного эффекта и отличий размеров существующего гидроблока от требуемых номенклатурой значений (рис.5.4). Максимальная мощность номенклатурных гидромашин ограничивается кавитационными условиями ГЭС ($H_s = -4,5$ м при $H_p = 34,6$ м). Для сравнения на этом же рисунке показана рабочая характеристика существующей двухперовой турбины ПЛ₂-50/642.

Современные рабочие колеса обеспечивают на Капчагайской ГЭС повышение эффективности использования водотока на 13 - 15%. Это значит, что от прошедшего через турбины объёма воды за 50 лет эксплуатации можно было бы получить 13 - 15% дополнительной выработки энергии.

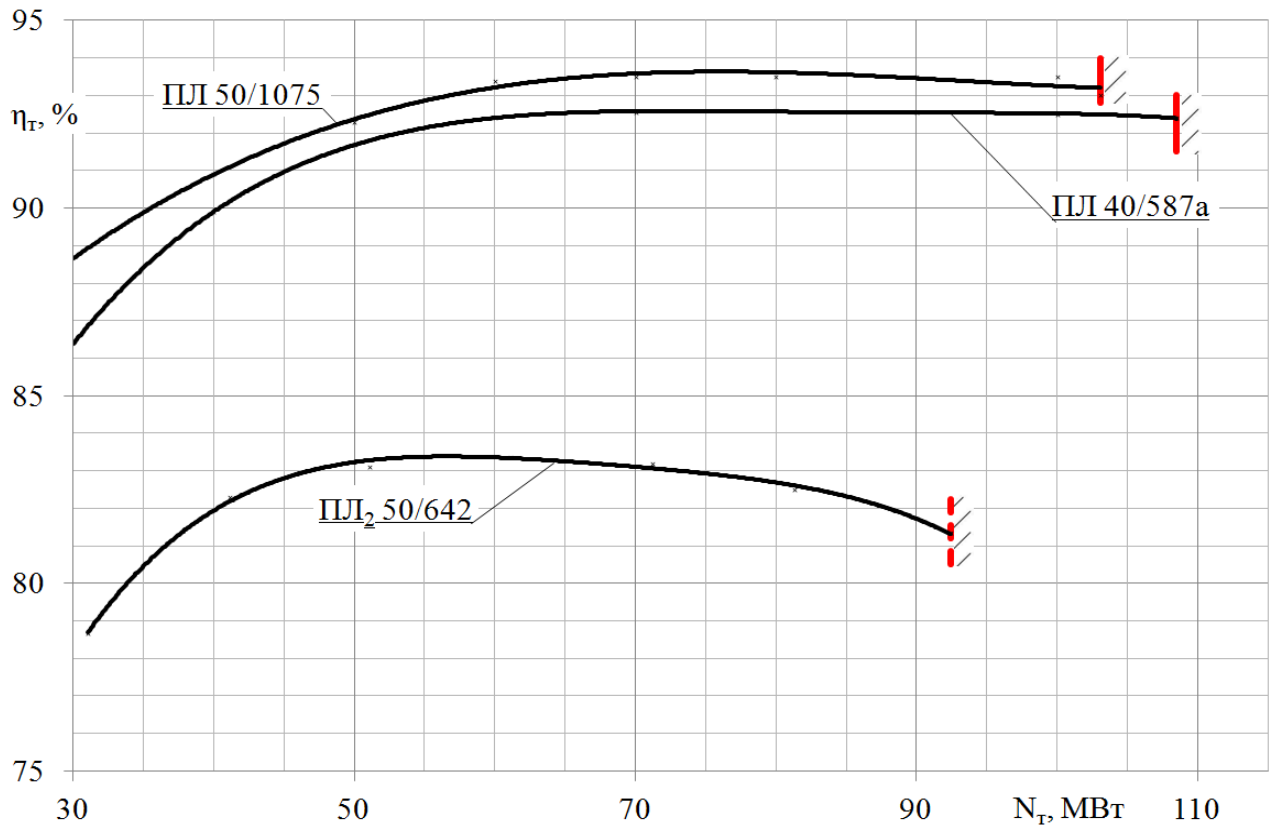


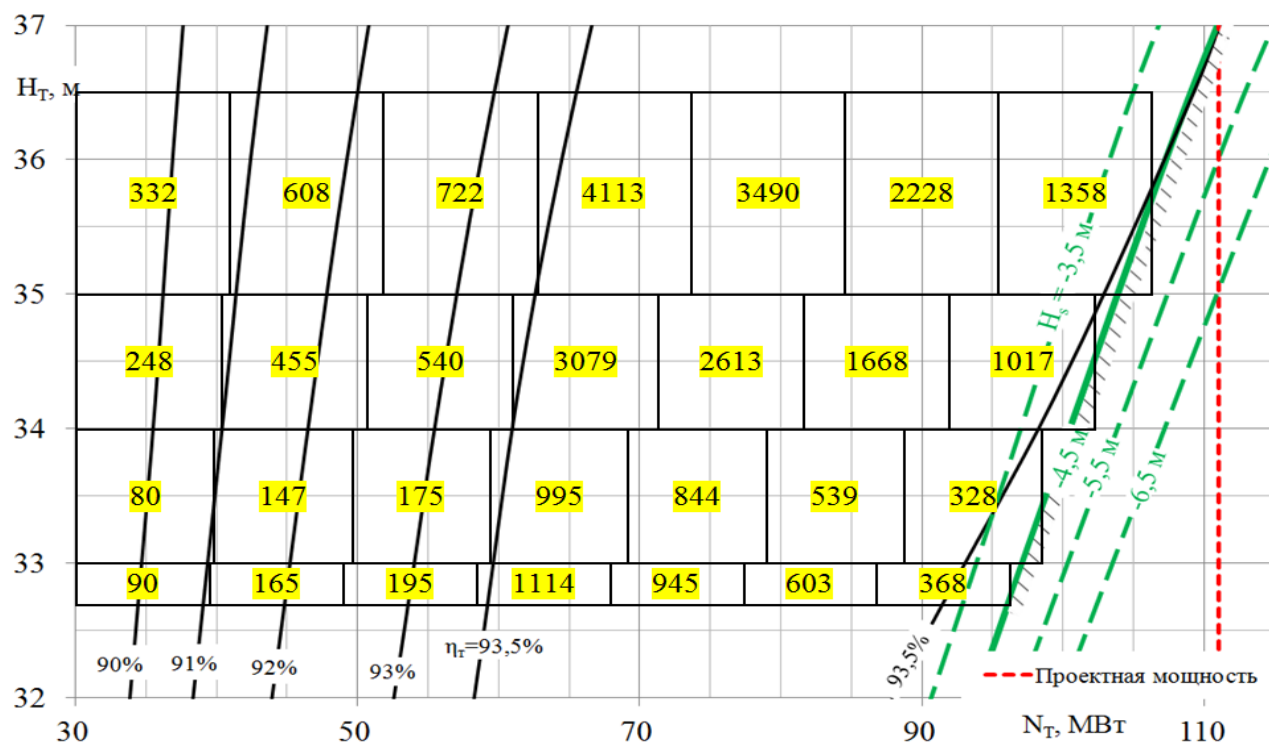
Рис.5.4. Рабочие характеристики номенклатурных гидротурбин в гидроблоке Капчагайской ГЭС при расчётном напоре $H_p = 34,6$ м

 - ограничение по кавитации;

 - ограничение по открытию направляющего аппарата ($a_0 = 100\%$)

Номенклатурное рабочее колесо ПЛ50/1075 имеет более высокий уровень КПД (на 1%) по сравнению с колесом ПЛ40/587а, но уступает ему по кавитационным качествам. Особенно это заметно, если выполнить анализ эксплуатационных характеристик гидротурбин. (рис.5.5). Кавитационные ограничения номинальной мощности ($H_s = -4,5$ м) имеет место для гидротурбины ПЛ50/1075 во всём диапазоне напора $H = 32,7 \dots 36,5$ м, тогда как для колеса ПЛ40/587а кавитационное ограничение отмечается при напорах ниже $H \leq 35,5$ м. При напоре $H \geq 35,5$ м гидротурбина с колесом ПЛ40/587а будет развивать проектную мощность $N_{т\text{ном}} = 111$ МВт.

а)



б)

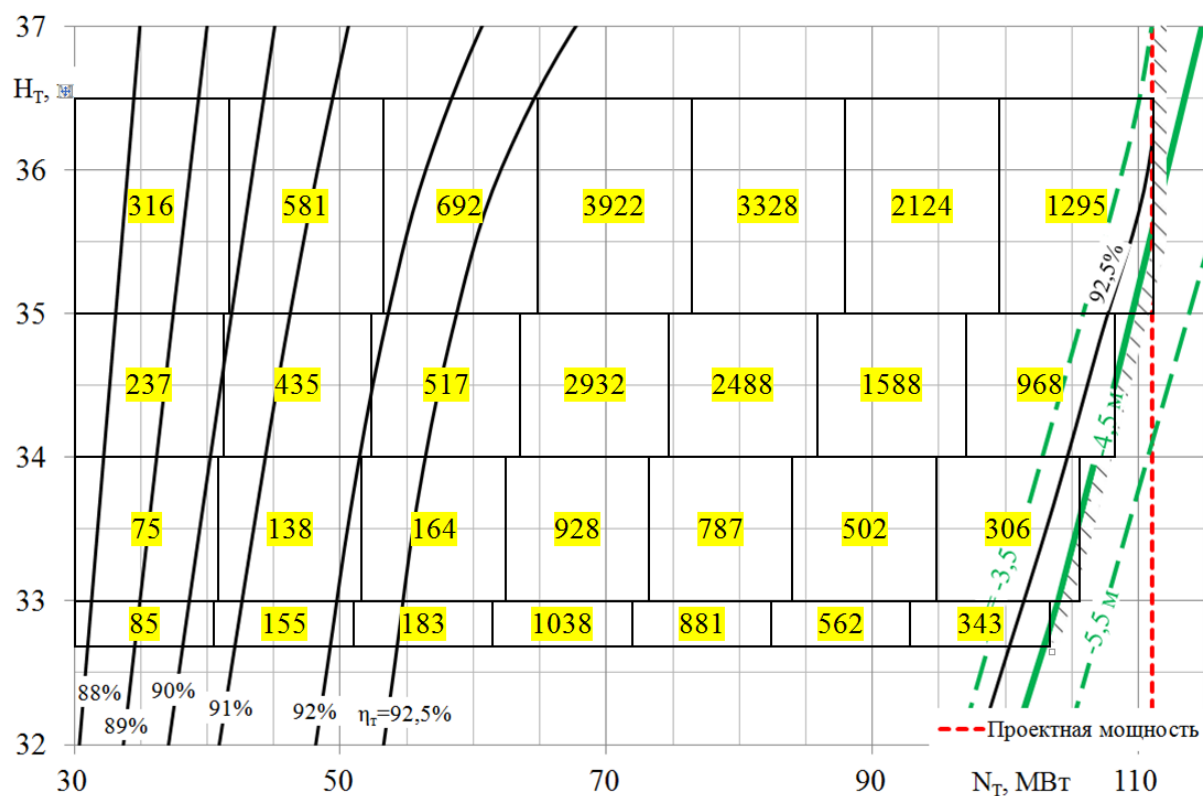


Рис.5.5. Эксплуатационные характеристики номенклатурных гидротурбин в блоке Капчагайской ГЭС

а – рабочее колесо ПЛ50/1075; б – рабочее колесо ПЛ40/587а

В нашей постановке задачи выбора нового оборудования это преимущество рабочего колеса ПЛ40/587а является решающим. Поэтому реконструкцию оборудования Капчагайской ГЭС рекомендуется осуществлять на базе колеса ПЛ40/587а.

Энергетический эффект по выработке энергии Э в случае установки номенклатурных колёс представлен в табл.5.6. Для расчёта выработки энергии использовались эксплуатационные характеристики представленные на рис.5.5. Максимальная мощность турбины ПЛ50/1075 ограничивалась линией $H_s = -4,5$ м во всём диапазоне напора $H = 32,7 \dots 36,5$ м. Для турбины ПЛ40/587а ограничение мощности было более сложным. При $H = 35,5 \dots 36,5$ м максимальная мощность принималась $N_T = 111$ МВт, а при напоре $H = 32,7 \dots 35,5$ м ограничение шло по линии $H_s = -4,5$ м.

Дополнительная выработка энергии ΔЭ от установки номенклатурного колеса ПЛ40/587а, естественно меньше, чем в случае гидротурбины ПЛ50/1075. Но эта разница незначительна, не превышает 1,2%.

Таблица 5.6. Энергетические эффекты от замены рабочего колеса Капчагайской ГЭС

Тип турбины	Параметры турбины			Выработка энергии Э, МВт·ч	Общее время работы Т, ч	Энергетический выигрыш	
	D_1 , м	n_c , мин ⁻¹	N_T , МВт			ΔN, МВт	ΔЭ, МВт·ч
ПЛ ₂ -642 (установленное)	6,5	107,1	92,4	378856	5778	-	-
ПЛ-50/1075	6,5	107,1	103,1	434534	5811	10,7	55678
ПЛ-40/587а	6,5	107,1	108,5	430039	5514	16,1	51183

Примечание: установленная мощность N_T показана для $H_p = 34,6$ м и $H_s = -4,5$ м

5.3. Нижегородская ГЭС

Установленные на Нижегородской ГЭС в 1955-1958 гг. поворотно-лопастные турбины ПЛ-510 единичной мощностью $N_T = 59,0$ МВт при расчетном проектном напоре $H_p = 12,2$ м находятся в эксплуатации 60 лет. Сегодня

осреднённый по агрегатам коэффициент оперативной готовности составляет $K_{ог}=0,90$, что меньше значений, при которых начиналась реконструкция на ГЭС-аналоге [39] со сроком службы выше нормативного ($K_{ог}=0,92\dots0,93$) (см.табл.2.6). Следовательно, постановка вопроса о целесообразности реконструкции гидромашин по условию надежности представляется своевременной.

Однако основной причиной необходимости замены оборудования является низкая эффективность использования водотока на ГЭС, обусловленная:

- невысоким уровнем КПД действующих гидротурбин;
- эксплуатацией машин на неоптимальных по КПД режимах из-за необходимости попуска требуемых расход воды неэнергетическими водопользователями.

Выполненные в шестидесятых годах прошлого века ОРГРЭС энергетические испытания с измерением расхода воды вертушками всех восьми машин установили следующее:

- гидротурбины не развивают проектную мощность ($N_{Тном} = 59$ МВт при $H_p = 12,2$ м) или выдают эту мощность с очень низким уровнем КПД (менее 75%);
- максимальная мощность агрегата $N_a = 65$ МВт (по турбине $N_t = 67$ МВт) достигается на всех машинах только при напорах $H \geq 14$ м;
- работа турбин на форсированных по мощности режимах сопровождается резким снижением КПД;
- более длинные отсасывающие трубы на агрегатах 7 и 8 (34 м вместо 30 м) не обеспечивают им энергетических преимуществ (по КПД и мощности) по отношению к другим машинам.

По материалам испытаний ОРГРЭС разработаны уточненные эксплуатационные характеристики для каждой турбины ГЭС (рис.5.6). Дальнейшая эксплуатация машин стала вестись с повышенной мощностью N_t

= 67 МВт при напорах $H \geq 14$ м. Указанное ОРГРЭС'ом ограничение мощности соответствует предельным нагрузкам ($a_0 = 100\%$). Однако эксплуатация машин на предельных мощностях технически нецелесообразна.

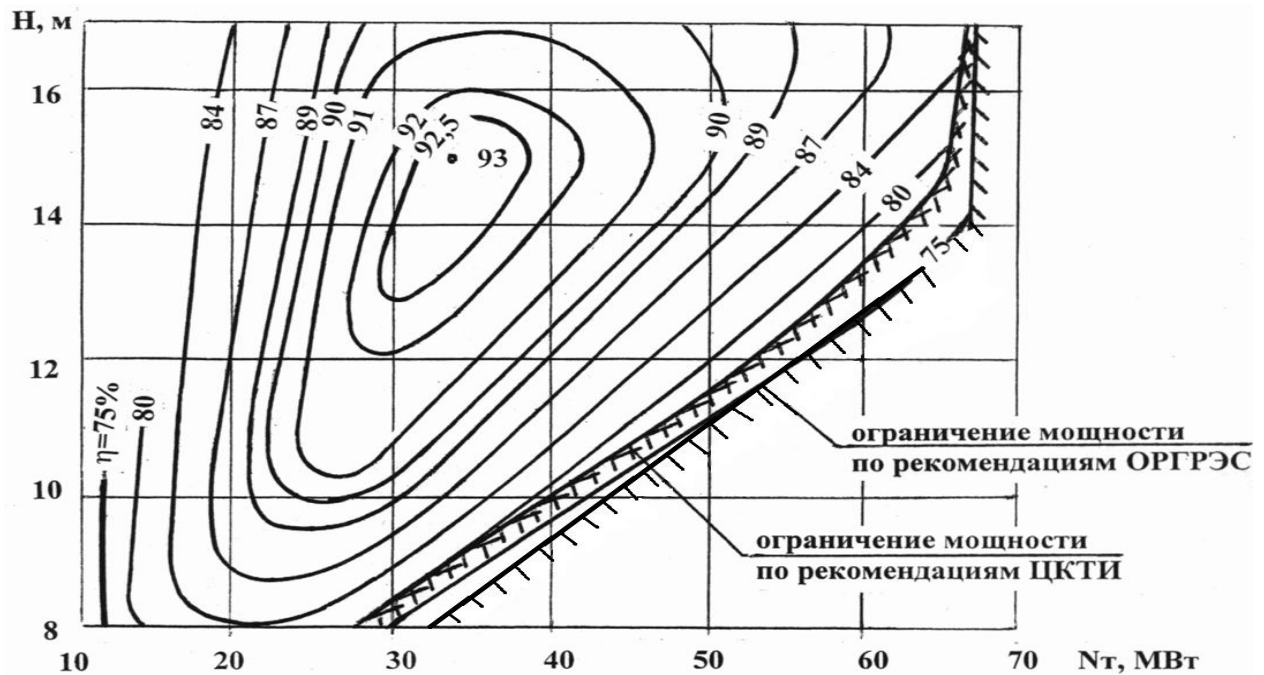


Рис. 5.6. Уточненная эксплуатационная характеристика турбины (по данным натурных испытаний ОРГРЭС)

Из-за низкого уровня КПД работа турбины на больших мощностных нагрузках сопровождается резким возрастанием потерь мощности водотока $\Delta N = \frac{1-\eta_T}{\eta_T} \cdot N_T$, что вызывает повышенные динамические нагрузки на рабочее колесо. Эксплуатация агрегата у линии ограничения ОРГРЭС не выгодна, так как прирост расхода воды идет, главным образом, на потери энергии (создание повышенных динамических напряжений и вибраций несущих узлов), а не на полезную работу (увеличение мощности агрегата).

Предложенная в НПО ЦКТИ линия ограничения мощности турбины показана на рис. 5.6. При выборе нового оборудования ставиться условие, чтобы его мощность при напорах $H < 14$ м была не меньше мощности, определяемой ограничением ЦКТИ.

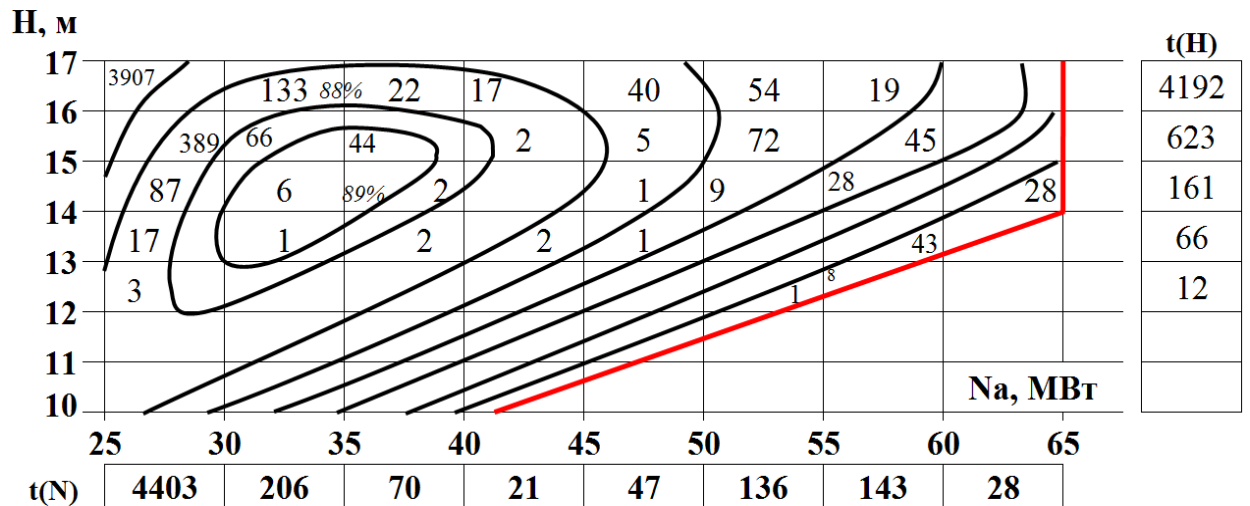
Эксплуатация турбин на режимах с низким уровнем КПД, является вынужденной мерой. Она объясняется необходимостью попуска в нижний бьеф ГЭС расходов воды для поддержания судоходства в реке.

Согласно проекту, строительство нижележащей Чебоксарской ГЭС должно было поднять уровень воды в нижнем бьефе Нижегородской ГЭС до отметки 68,0 м. Однако из-за неполной готовности зоны затопления водохранилище Чебоксарской ГЭС не заполнено до настоящего времени и указанный подпор (отметка 68,0 м) отсутствует в зоне Нижегородской ГЭС. Сегодня в обязательном порядке гидростанция должна выполнять следующие требования по обеспечению судоходства на р. Волге ниже ГЭС:

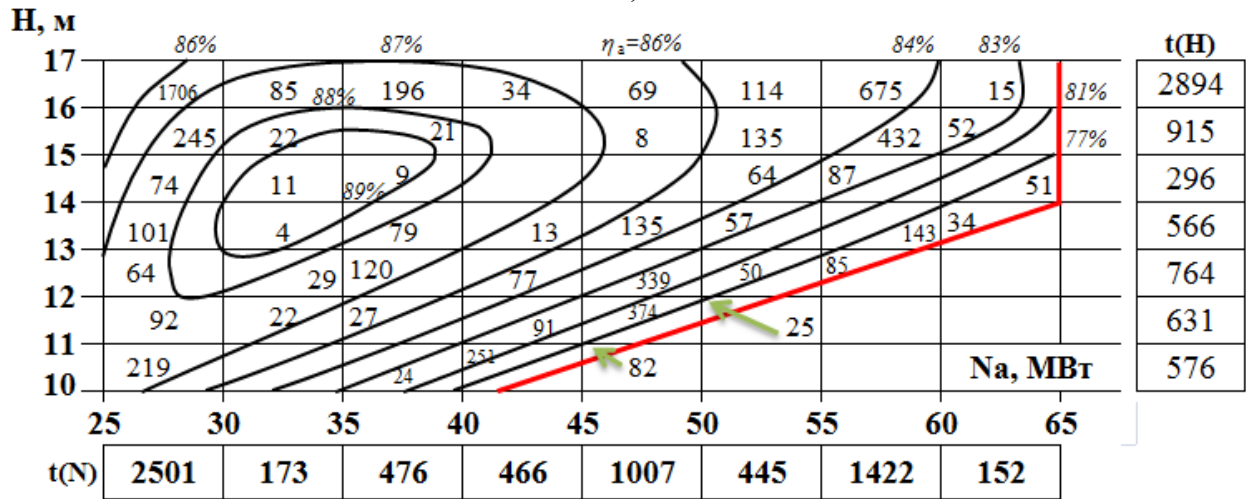
- минимальный уровень воды в нижнем бьефе гидроузла поддерживать на отметке 66,5 м;
- максимальный напор на сооружениях гидроузла установлен равным 17,5м.

Отметка 66,5 м в нижнем бьефе Нижегородской ГЭС обеспечивается при пропуске воды в летний период около $800 \text{ м}^3/\text{с}$ (4 работающих агрегата), а в условиях устойчивого ледового покрова – около $500 \text{ м}^3/\text{с}$ (2 работающих агрегата). При таких базовых режимах работы ГЭС топограмма режимов агрегата $H-N_a$ в разные по водности годы имеет нелогичный вид. В оптимальных по КПД режимах машины практически не работают (рис.5.7).

а)



б)



в)

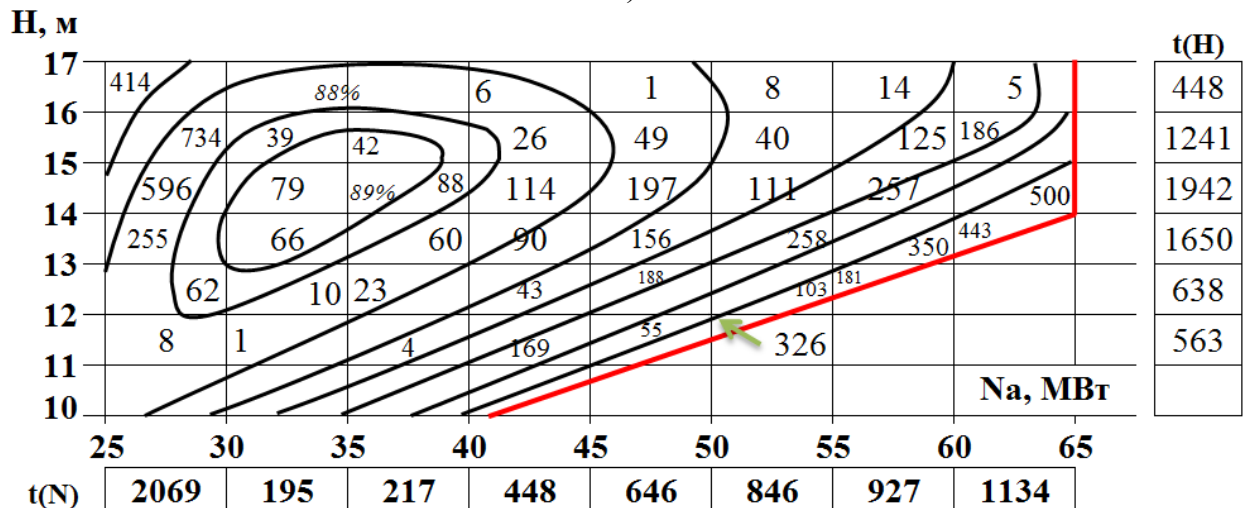


Рисунок 5.7. Топограммы режимов работы гидроагрегата Нижегородской ГЭС в поле эксплуатационной характеристики $H-N_a$ (в часах):

а – маловодный год ($\sum V_T(H)=4,02 \text{ км}^2$); б – средневодный ($\sum V_T(H)=8,57 \text{ км}^2$);

в – многоводный ($\sum V_T(H)=9,30 \text{ км}^2$).

Вопрос о подъёме отметки нижнего бьефа Нижегородского гидроузла является уже более 40 лет предметом острой дискуссии. По-прежнему возможным решением считается заполнение Чебоксарского водохранилища до проектной отметки. Другое решение предполагает строительство нижележащего низконапорного гидроузла в районе пос. Козино [58]. Возведение этого гидроузла сыграло бы такую же роль, какая предназначается заполнению водохранилища Чебоксарской ГЭС до проектной отметки. Принимая во внимание неопределенность будущего режима Нижегородской ГЭС, выбор нового оборудования выполнялся в диссертации для существующей водохозяйственной обстановки.

Исходными данными для выбора нового оборудования являются (для среднего по водности года):

- распределение проходящих через турбину объемов воды при различных напорах (табл.3.8);
- закономерность использования мощности агрегата в энергосистеме (табл.3.11);
- характеристика кавитационных условий работы оборудования (табл.3.13).

Используя распределение объёмов воды по напору $V_T(H_j)$ был рассчитан по формуле (3.1) средневзвешенный напор для различных по водности лет. Его значение оказалось следующим: маловодный год – $H_{\text{ср.взв.}} = 16,3$ м; средневодный год – $H_{\text{ср.взв.}} = 14,0$ м; маловодный год – $H_{\text{ср.взв.}} = 13,9$ м. Маловодные годы встречаются редко (один раз за 10 лет). Поэтому при выборе параметров новой турбины за расчётный напор в диссертации принималось значение $H_{\text{ср.взв.}}$ для средневодного года $H_p = H_{\text{ср.взв.}} = 14,0$ м. Эта величина значительно выше проектного расчётного напора $H_p = 12,2$ м.

Представленные в табл.3.11 закономерности использования нормированной мощности агрегата диктуется, как уже подчёркивалось выше, не энергетическими запросами энергосистемы, а требованием пуска заданного расхода воды ($Q_{\text{ГЭС}} = 800 \text{ м}^3/\text{с}$) в нижний бьеф для обеспечения

судоходства. Установка новых турбин не отменяет этого требования. Поэтому выбор нового оборудования для Нижегородской ГЭС должен выполняться не из условия, что закономерность использования нормированной мощности агрегата одинакова до и после замены оборудования, а из условия, что во всех сравниваемых вариантах расход воды $Q_{ГЭС} = 800 \text{ м}^3/\text{с}$ остаётся неизменным. Вариант оборудования, обеспечивающий такой попуск расхода с наибольшим уровнем КПД гидромашин, считается оптимальным.

В таблице 5.7 для действующей турбины ПЛ-510 показаны мощность и уровень КПД при разном числе работающих машин, обеспечивающих попуск расхода $Q_{ГЭС} = 800 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таблица 5.7. Попуск расхода воды $Q_{ГЭС}=800 \text{ м}^3/\text{с}$ при разном числе работающих турбин ПЛ-510

Напор, м	Количество работающих турбин						Примечание
	2		3		4		
	N _T , МВт	η _T , %	N _T , МВт	η _T , %	N _T , МВт	η _T , %	
16-17	57,2	88,4	39,4	91,3	29,3	90,5	Выделены мощности, обеспечивающие попуск Q _{ГЭС} =800 м ³ /с с наибольшим КПД
15-16	54,1	88,9	37,4	92,3	27,5	90,5	
14-15	50,5	88,8	35,2	92,8	25,6	90,0	
13-14	46,9	88,5	32,7	92,6	23,7	89,4	
12-13	43,2	88,2	30,2	92,2	21,8	88,8	
11-12	39,5	87,5	27,5	91,6	19,8	87,8	
10-11	35,7	86,8	24,9	90,6	17,8	86,5	

Расчетные данные получены на основе эксплуатационной характеристики ОРГРЭС (см.рис.5.6).

В случае Нижегородской ГЭС оптимальным вариантом нового оборудования является рабочее колесо ПЛ 20/811, обладающее высоким уровнем КПД в широком диапазоне режимов по мощности и напору.

Выполненный анализ показал, что лучшим решением является сохранение существующих параметров: диаметра колеса $D_1=9,0 \text{ м}$; синхронной частоты вращения $n_c=62,5 \text{ мин}^{-1}$. Эксплуатационная характеристика новой гидротурбины единичной мощностью $N_T=72,4 \text{ МВт}$ при $H_p=14,0 \text{ м}$ представлена на рис. 5.8. При напорах выше $H > 14 \text{ м}$ мощность турбины может

быть увеличена; ограничением здесь выступают существующие на ГЭС кавитационные условия работы (см.табл.3.13).

Эксплуатационная характеристика разработана с учетом несоответствия габаритов существующего гидроблока ПЛ-510 размерам номенклатурного блока ПЛ-20/811 (см. табл.1.6).

Анализ снижения КПД из-за несоответствия размеров блоков выполнялся по отдельным элементам проточного тракта: спиральная камера, направляющий аппарат, камера рабочего колеса, отсасывающая труба. Расчетные исследования показали, что основные дополнительные потери КПД в турбине ПЛ-20/811 при установке нового колеса в существующую проточную часть приходятся на отсасывающую трубу (в связи с заниженностью ее высотного размера $\bar{h}_{от}$) и камеру колеса (заужена горловина).

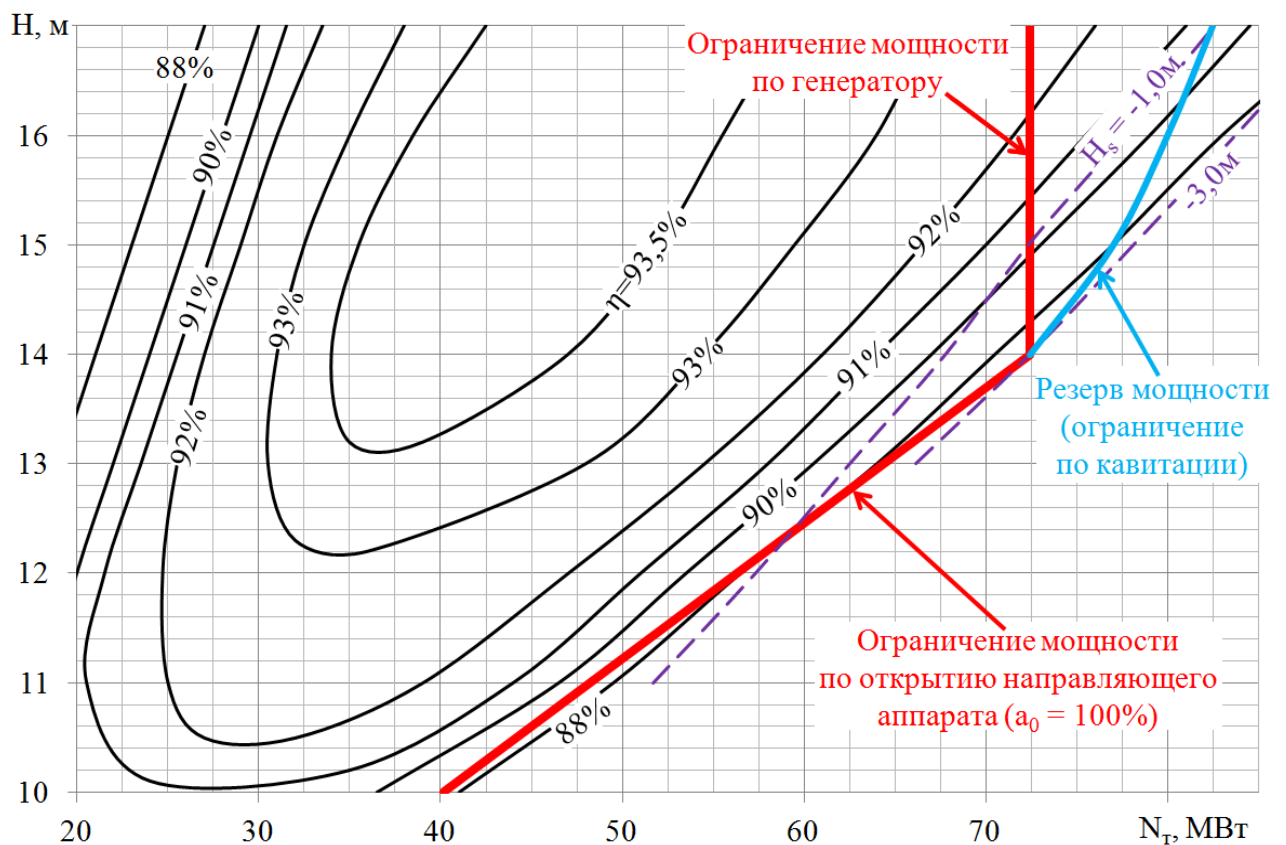


Рисунок 5.8. Эксплуатационная характеристика турбины ПЛ 20/811
Нижегородской ГЭС

Установка нового рабочего колеса ПЛ-20/811 диаметром 9,0 м должна сопровождаться реконструкцией камеры которая сводится к увеличению

диаметра горловины с $D_r=0,943D_1$ (существующая горловина) до $D_r=0,96D_1$ (номенклатурная горловина для колеса ПЛ-20/811) (рис.5.9).

Увеличение горловины камеры приведет к повышению КПД турбины на 1,0% при больших мощностях за счет уменьшения скоростей воды на входе в отсасывающую трубу и снижения гидравлических потерь в отсасывающей трубе.

Реконструкция камеры затрагивает верхнюю часть конуса отсасывающей трубы. Потребуется вырубка бетона по высоте 700 мм под нижней секцией камеры рабочего колеса. Остальная часть конуса отсасывающей трубы останется прежней.

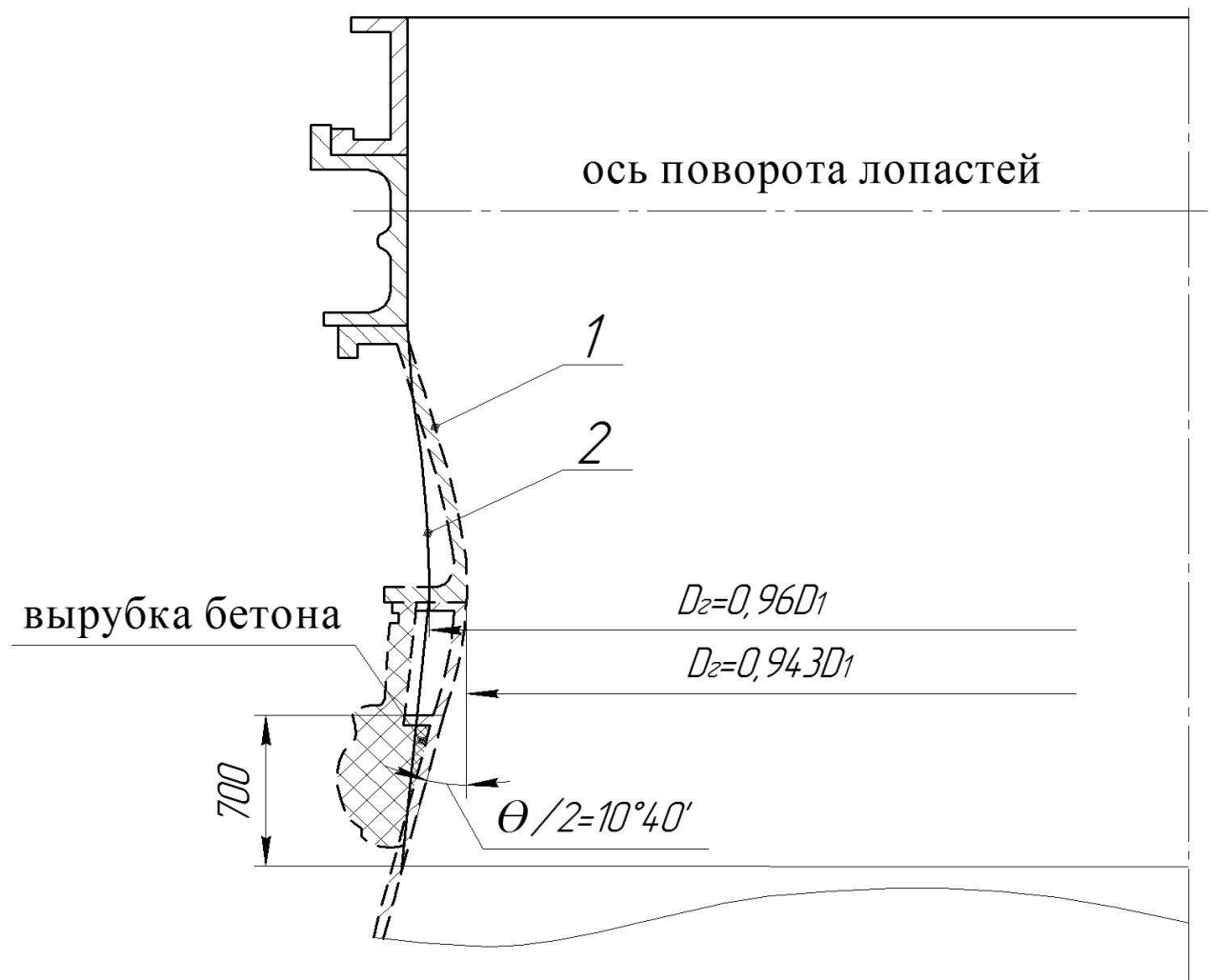


Рисунок 5.9. Реконструкция камеры рабочего колеса:

1 – существующая камера ($D_r=0,943D_1$);

2 – новая камера ($D_r=0,96D_1$)

В табл.5.10 показан энергетический эффект от установки турбины ПЛ 20/811 на Нижегородскую ГЭС при попуске расхода воды $Q_{ГЭС}=800 \text{ м}^3/\text{с}$. Время работы в генераторном режиме взято из результатов обработки режимных данных (топограмм) при работе турбин ПЛ 510 на указанный расход. Попуски расхода воды $Q_{ГЭС}=800 \text{ м}^3/\text{с}$ для нужд судоходства будут проходить через новые турбины ПЛ-20/811 на мощностных режимах с уровнем КПД на 2÷3% выше, чем в настоящее время. Общий энергетический выигрыш представлен в последней строке табл.5.10 (выделен цветом).

Таблица 5.10. Оценка энергетического выигрыша от установки новой турбины ПЛ 20/811 на Нижегородской ГЭС при попуске расхода воды $Q_{ГЭС}=800 \text{ м}^3/\text{с}$

Напор, м	Время работы $t_{ген}, \text{ ч}$	ПЛ 510			ПЛ 811			$\Delta \mathcal{E}, \%$
		$N_T, \text{ МВт}$	$\eta_T, \%$	$\mathcal{E}, \text{ МВт}\cdot\text{ч}$	$N_T, \text{ МВт}$	$\eta_T, \%$	$\mathcal{E}, \text{ МВт}\cdot\text{ч}$	
16-17	1706	39,4	91,3	67220	40,3	93,5	68813	2,37
15-16	245	37,4	92,3	9168	37,9	93,5	9289	1,32
14-15	74	35,2	92,8	2604	35,5	93,5	2625	0,81
13-14	135	32,7	92,6	4415	33,0	93,4	4451	0,81
12-13	77	30,2	92,2	2322	30,4	93,0	2341	0,81
11-12	27	27,5	91,6	744	27,8	92,5	751	0,98
10-11	24	24,9	90,6	597	25,2	91,6	604	1,05
$\Sigma \mathcal{E}$		87069			88873			2,07

Стоит отметить, что суммарный прирост выработки для всего поля режимов на эксплуатационной характеристике будет ещё больше, за счет высокого уровня КПД нового колеса.

Таким образом, лучшим решением для Нижегородской ГЭС является установка колеса ПЛ-20/811 с сохранением диаметра колеса $D_1=9,0 \text{ м}$ и синхронной частоты вращения $n_c=62,5 \text{ мин}^{-1}$. Мощность новой гидротурбины при $H_p=14,0 \text{ м}$ будет $N_T=72,4 \text{ МВт}$. Установка турбины ПЛ 20/811 должна сопровождаться реконструкцией камеры рабочего колеса с увеличением диаметра горловины с $D_r=0,943D_1$ до $D_r=0,96D_1$.

5.4. Широковская ГЭС

Широковская ГЭС расположена на реке Косьва у посёлка Широковский в Пермском крае. Изначально на ГЭС были установлены турбины РО-123, со следующими характеристиками: диаметр колеса $D_1 = 2,762$ м, частота вращения $n_c = 150 \text{ мин}^{-1}$, мощность $N_t = 14,0$ МВт при расчетном напоре $H_p = 29,3$ м. После практически 60 летнего срока эксплуатации (станция пущена в 1948 году) в 2007 году турбина 1 была заменена заводом ОАО «УЭТМ-УГМ» (г.Сысерть) по причине повышенного кавитационного износа и низких значений КПД рабочего колеса РО-123 [81].

При разработке нового рабочего колеса ОАО «УЭТМ-УГМ», ставило своими целями повышение мощности турбины (новое колесо имеет обозначение РО-33) до $N_{t_{\max}} = 15,2$ МВт при том же расчетном напоре $H_p = 29,3$ м, повышение максимального КПД турбины до $\eta_t = 93\%$ и уменьшение кавитационной эрозии на колесе за счет применения нержавеющей стали для его изготовления.

В 2009 году для подтверждения заводских гарантий на реконструируемом агрегате специалисты НПО ЦКТИ приводили энергетические (с измерением расхода воды абсолютным и индексным методами) и вибрационные испытания, которые показали следующие недостатки нового колеса:

1. На всех исследованных напорах турбина при одинаковых открытиях направляющего аппарата развивает мощность, меньшую, чем ожидалось по заводским гарантиям.
2. Оптимальные по КПД режимы работы турбины с новым рабочим колесом смещены в сторону меньших мощностных нагрузок примерно на 1,0МВт.
3. Максимальное абсолютное значение КПД турбины с новым рабочим колесом оказалось более чем на 2% ниже расчетного, то есть гарантии завода по уровню КПД не выдерживаются. Основной причиной невыполнения гарантий является завышенная поправка на КПД,

принятая заводом ОАО «УЭТМ-УГМ» при пересчёте модельных данных на натуру;

4. Гидротурбина с новым рабочим колесом имеет меньшую пропускную способность при открытиях направляющего аппарата $S_{шт} \leq 370$ мм, чем ожидалось по заводской характеристике.

Эксплуатационная характеристика турбины 1 (РО-33) представлена на рис.5.10.

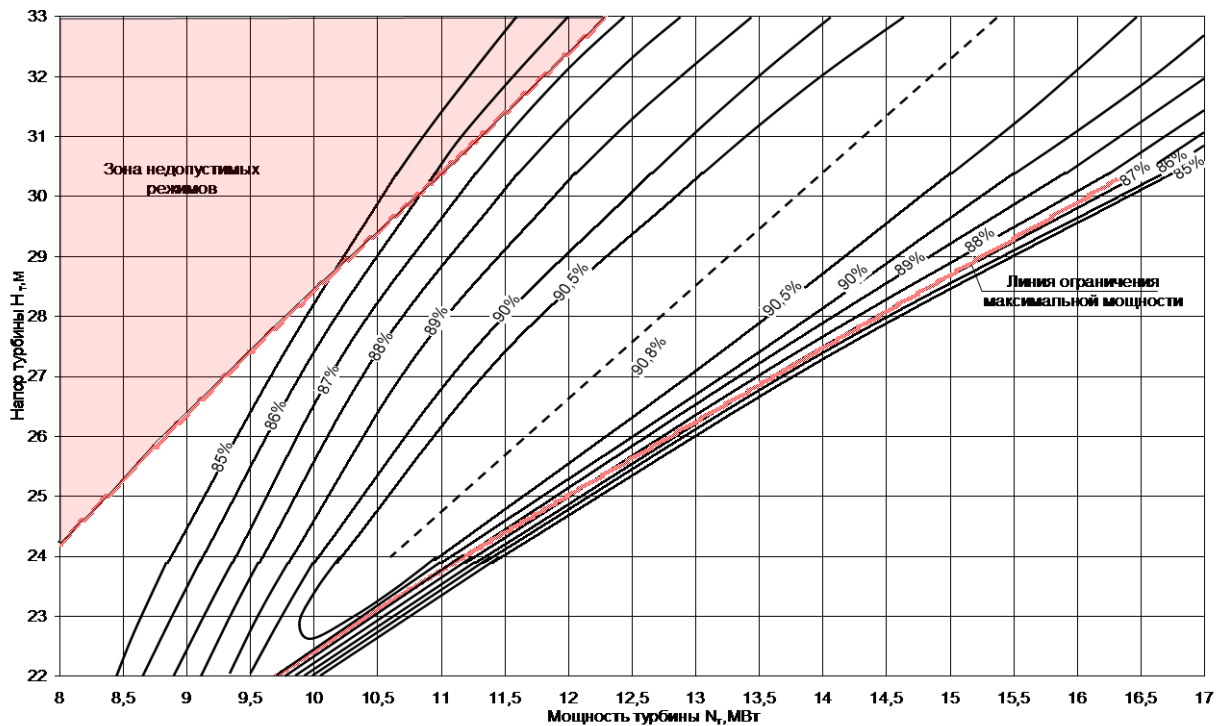


Рис.5.10. Уточненная эксплуатационная характеристика гидротурбины №1
Широковской ГЭС с рабочим колесом РО-33

Реконструкция второго агрегата Широковской ГЭС была выполнена в НПО ЦКТИ при непосредственном участии автора.

Для проработки вариантов реконструкции этого агрегата были изучены среднесуточные сведения (ежечасные сведения на ГЭС не ведутся) по режимам работы за последние годы (2005÷2010гг). Знание этих сведений необходимо для определения возможности повышения мощности турбины в случае замены рабочего колеса.

Результаты обработки режимных данных за эти годы показаны на рис.5.11 в виде топограммы $H-N_{ГЭС}$, в клетках которых проставлена продолжительность (в днях) различных сочетаний напора и мощности $N_{ГЭС}$. Как видим, основную часть времени гидроагрегаты ГЭС работают при напорах выше проектного расчетного напора ($H_p=29,3\text{м}$). Превалирующая часть времени работы гидроагрегатов приходится на интервал напоров $H=31\div33\text{м}$. Это обстоятельство позволяет эксплуатировать агрегаты с мощностью выше проектной, используя заложенный в гидрогенераторе запас. Если проектная мощность агрегата №2 $N_a=13,4\text{МВт}$ (по турбине $N_t=14\text{МВт}$), то фактическая мощность агрегата составляет $N_a=16,6\text{МВт}$ (по турбине $N_t=17,3\text{МВт}$). На топограмме $H-N_{ГЭС}$ выделяются две зоны режимов работы агрегатов. Первая зона соответствует работе одной машины, а вторая зона мощностей $N_{ГЭС}$ приходится на работу двух машин. Гидроагрегаты практически не участвуют в регулировании мощности энергосистемы. Они используются на предельных мощностных нагрузках, величина которых определяется напором ГЭС.

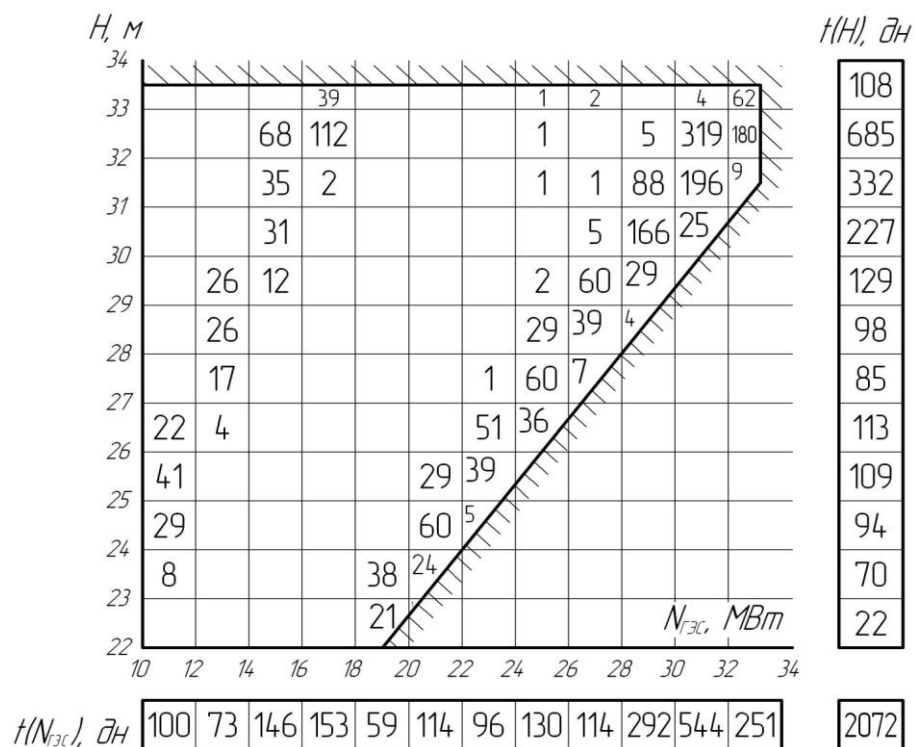


Рис 5.11. Топограмма распределения напора H и мощности $N_{ГЭС}$ (в днях) за 2005...2010 годы

Из сказанного следует, что при выборе нового рабочего колеса для агрегата №2 необходимо обеспечить максимальный уровень КПД на максимальных и близких к ним мощностных нагрузках реконструируемой турбины. Анализ режимных сведений также позволил составить перечень **наиболее неблагоприятных кавитационных** условий работы оборудования. Наибольшее значение высоты отсасывания установки для всех напоров Широковской ГЭС составляет $H_s=2,75\text{м}$. Турбина с новым рабочим колесом при выдаче своей максимальной мощности не должна требовать меньшей высоты отсасывания, чем $H_s=2,75\text{м}$:

За базу для проектирования новой турбины были приняты следующие варианты подходящих по напору рабочих колес:

- исходное рабочее колесо РО-123, установленное сегодня на станции;
- номенклатурное рабочее колесо РО-45/820 [72].

Рассматривались различные варианты модификации данных колес. Для увеличения пропускной способности (а следовательно и мощности турбины) применялись следующие приемы: подрезка лопастей, изменение количества лопастей, вариации формы ступицы рабочего колеса.

Выполненные расчеты проводились с использованием автоматизированного программного комплекса «ГРаНиТ» [17], который позволяет на основе современных гидродинамических методов расчета прогнозировать энергетические и кавитационные показатели гидротурбины. Это дает возможность заменить дорогостоящие экспериментальные исследования численными исследованиями гидравлических показателей гидротурбины и проводить оптимизацию элементов ее проточной части.

АПК «ГРаНиТ» представляет собой программное приложение, которое позволяет:

- определить кинематику квазитрехмерного потока (распределение скоростей и давлений) в лопастных системах направляющего аппарата (НА) и

рабочего колеса (РК), а также в осесимметричных областях проточной части перед и за лопастными системами,

- определить расход и мощность гидромашины при различных открытиях НА и углах установки лопастей РК (для поворотно-лопастных гидромашин),

- найти различные виды гидравлических потерь в элементах проточной части, объемные и дисковые потери, а также к.п.д. гидромашины на расчетных режимах,

- определить кавитационные показатели гидромашины на различных режимах,

- определить нагрузки (гидравлические и центробежные стационарные силы и моменты), действующие на лопатки НА и лопасти РК на расчетных режимах, найти массу лопастей РК и НА,

- построить прогнозную универсальную характеристику гидротурбины, рабочие и эксплуатационные характеристики гидромашины.

АПК реализует определение как локальных гидравлических показателей (для отдельных решеток лопастных систем), так и их интегральных значений (для гидромашины в целом).

Эффективность данного программного комплекса была проверена многочисленными расчетными исследованиями радиально-осевых и поворотно-лопастных гидротурбин различной быстроходности. Кинематика квазитрехмерного потока, полученная на основе данного комплекса, сопоставлялась с результатами решения трехмерной задачи других авторов, а также с экспериментальными данными. Сопоставление показало хорошее согласование кинематических параметров потока с соответствующими расчетами и экспериментальными данными. Расчетные интегральные гидравлические показатели (параметры оптимального режима, значения коэффициента полезного действия и кавитационного коэффициента на различных режимах) сопоставлялись с результатами энергокавитационных

испытаний. В этом случае также получено хорошее соответствие результатов расчета и эксперимента.

Достоинством АПК «ГРаНиТ» является то, что для его работы не требуется значительных вычислительных ресурсов. Расчет кинематики потока в проточной части гидромашины и определение ее гидравлических характеристик на заданном режиме занимает всего несколько минут.

Результаты расчета с помощью АПК «ГРаНиТ» показали, что исходное рабочее колесо РО-123 не смогло показать хороших энергетических качеств (большую мощность и высокий КПД) даже при уменьшении количества лопастей до 13 шт. Номенклатурное колесо РО-45/820 подверглось значительным модификациям, направленным на получение хороших энергетических показателей на условия Широковской ГЭС. Лучшим был признан вариант с 13 лопастями и плавным (не угловатым) изменением формы ступицы. Прогнозная универсальная характеристика, а также эксплуатационная характеристика гидротурбины Широковской ГЭС с рабочим колесом РО-35 (новое обозначение модификации РО-45/820) показаны на рис.5.12 и рис.5.13. Максимальная мощность турбины с новым рабочим колесом определяется в диапазоне от 24 до 33 метров существующими на ГЭС кавитационными условиями, а именно $H_s=2,75$ м. При напоре больше $H > 33$ м вводятся ограничения максимальной мощности по генератору, так как эти напоры используются редко. Установленная максимальная мощность обеспечивает работу турбины с высоким уровнем КПД во всем диапазоне напоров. При высотах отсасывания на ГЭС меньше $H_s=2,75$ гидротурбина способна развивать большую максимальную мощность, так как имеется запас по открытию направляющего аппарата. Однако работа турбины на этих режимах будет сопровождаться низким уровнем КПД (88%). Это приведет не только к уменьшению выработки энергии через агрегат, но и к снижению надежности работы оборудования из-за роста динамических нагрузок.

Эксплуатационная характеристика, представленная на рис.5.13, построена с учётом несоответствия модельных блоков турбин РО-123 и РО-45-820. Этим объясняется невысокий КПД новой машины, который ограничивается урезанной отсасывающей трубой на Широковской ГЭС.

Следует отметить, что в настоящее время спроектированное колесо установлено и принято в эксплуатацию на Широковской ГЭС (рис.5.14). По данным обслуживающего персонала оно обеспечивает получение максимальной мощности турбины $N_{\text{макс}}=18.8$ МВт при расчетном напоре $H=31$ м. Проведение детальных энергетических и вибрационных испытаний новой турбины запланировано на весну 2016 года.

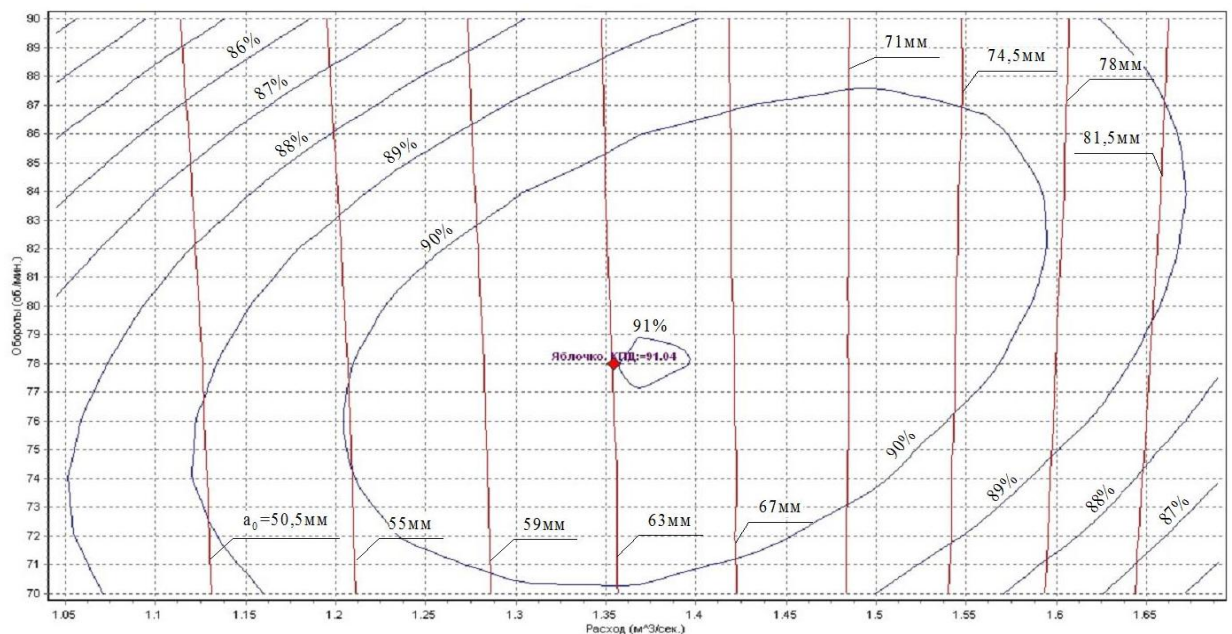


Рис.5.12. Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины с рабочим колесом РО-35

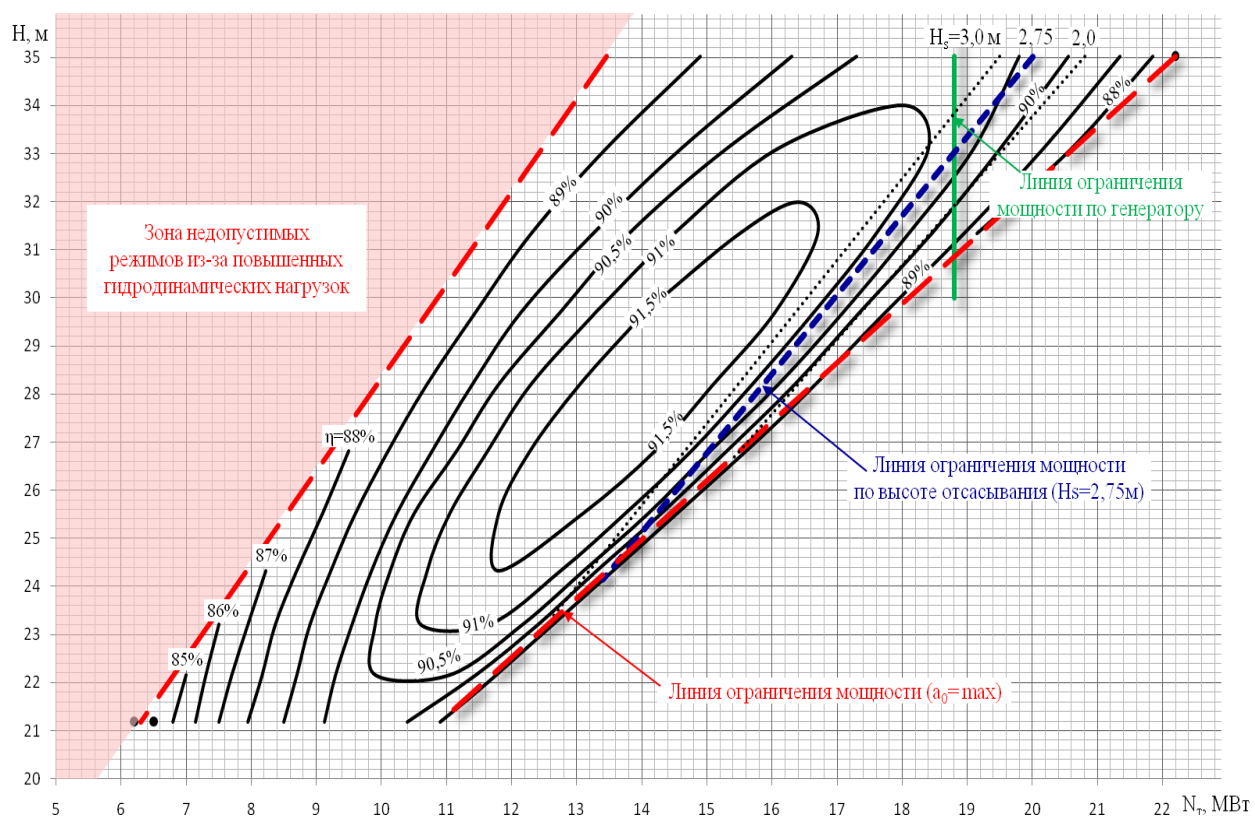


Рис. 5.13. Прогнозная эксплуатационная характеристика гидротурбины 2 Широковской ГЭС



Рис. 5.14. Фотография изготовленной турбины 2 Широковской ГЭС

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана методика определения комплексных показателей надежности гидроагрегатов (коэффициентов готовности $\bar{K}_{ог}$, $\bar{K}_{ог}^*$, $\bar{K}_Г$) со сроком службы выше нормативного (30 лет). Для оценки целесообразности реконструкции гидротурбин предложен физически обоснованный коэффициент оперативной готовности генераторного режима $\bar{K}_{ог}^*$.

2. Выполненные расчеты показали, что на подавляющем большинстве ГЭС гидроагрегаты сохраняют высокую надежность (коэффициенты оперативной готовности $\bar{E}_{ог} = 0,90 \div 0,94$) и не происходит лавинообразного падения коэффициентов даже за пределами нормативного срока службы оборудования.

3. Зависимости изменения во времени коэффициентов надежности $\bar{K}_{ог}^* = f(t_k)$ имеют общий характерный вид: в начальный период эксплуатации имеют место пониженные значения показателей надежности, затем коэффициенты готовности достигают максимальных значений и далее постепенно уменьшаются после завершения нормативного срока службы оборудования.

4. Создан банк данных коэффициентов оперативной готовности в генераторном режиме $\bar{K}_{ог}^*$ для 12 ГЭС-аналогов, который позволяет оценить целесообразность реконструкции ГЭС на основе сопоставления коэффициентов намеченной к реконструкции ГЭС и ГЭС-аналога.

5. Разработана методика и программа изучения режимов работы гидроагрегатов, основанная на тотальном анализе ежечасных изменений режимных параметров. Программа позволяет с высокой вероятностью подобрать новое оборудование реконструируемой ГЭС, при котором обеспечивается с учетом фактических режимных параметров получение максимального энергетического эффекта от проходящего через турбины водотока.

6. По разработанной методике выполнено обследование 47 ГЭС, подлежащих реконструкции. Создана информационная система данных, которые необходимы для выбора нового оборудования на реконструируемой ГЭС.

7. Разработана методика прогнозирования топограммы $H-N_T$ новой турбины по режимным данным опыта эксплуатации предыдущего оборудования.

8. На обследованных ГЭС рассчитаны средневзвешенные по объёмам воды напоры, которые рекомендуется принимать за расчетные при выборе нового оборудования (табл.3.8 и табл.3.9). Средневзвешенные напоры в подавляющем большинстве случаев оказались выше проектных расчётных напоров, что косвенно указывает на возможность повышения мощности реконструируемых ГЭС.

9. Предложен комплексный подход к проведению работ по реконструкции гидротурбин. Данная методика учитывает действительное состояние ресурсопределяющих узлов гидротурбин, особенности режима их эксплуатации и конструктивные характеристики заменяемых гидротурбинных узлов.

10. Для нескольких ГЭС (Иркутская, Капчагайская, Нижегородская, Широковская) предложены практические мероприятия, позволяющие повысить гидравлические показатели и выработку энергии при их реконструкции. При этом каждый пример имеет свои индивидуальные черты, которые необходимо учитывать при реконструкции.

11. С помощью программного пакета АПК «ГРАНиТ» на основе современных гидродинамических методов расчета спроектирована новая гидротурбина, которая изготовлена и смонтирована на Широковской ГЭС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абубакиров Ш.И., Иванченко И.П. Методология реконструкции гидротурбинного оборудования действующих ГЭС // Гидротехническое строительство, 2010, №9.
2. Асарин А.Е. Развитие гидроэнергетики России // Гидротехническое строительство № 1, 2003, С. 2-7.
3. Байков А.И., Руденко А.П. Состояние гидросилового оборудования на гидроэлектростанциях России // Гидротехническое строительство №5, 2012, 54-57.
4. Барлит В.В., Гидравлические турбины // 1977.–Киев. Головное издательство издательского объединения «Выща Школа». 1977.–360 с.
5. Борисов В.Ф. Опыт 40-летней эксплуатации Рыбинской ГЭС // Гидротехническое строительство № 4, 1982, С. 31-35.
6. Быков В.М., Глебов И.А. Научные основы анализа и прогнозирования надежности генераторов // Л.: Наука. 1984, 213 с.
7. Васильев Ю.С. [и др.] Влияние износа гидротурбин на энергетические характеристики ГЭС // Энергетика: научно-технический и производственный журнал / Электроэнергетический совет СНГ; Министерство образования Республики Беларусь; Комитет по высшей школе Миннауки РФ. Минск. (Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ). 1972. №11-12. С. 146-151.
8. Васильев Ю.С. [и др.] Возобновляемые источники энергии и гидроаккумулирование: учеб. пособие; СПбГТУ. СПб. 1995.
9. Васильев Ю.С. О целесообразности укрупнения агрегатов сверхмощной ГЭС // Научно-технический информационный бюллетень / МВ и ССО РСФСР. Ленинград. 1958. Гидротехника. С. 102-108.
10. Васильев Ю.С. Энергетика России: из XX в XXI век. Перспективы развития гидроэнергетики. // Гидротехника XXI век №3, 2012, С. 53-57.

11. Веремеенко И.С. «Полвека поиска и созидания – итоги и перспективы развития отечественного гидротурбостроения» // Проблемы машиностроения, том 6, №2, 2003 г.
12. Владиславлев Л.А. Надежность гидротурбин // М.: Энергия. 1970.
13. Гальперин М.И., Шриро И.И., Яблонский Г.А. Опыт эксплуатации и ремонт камер рабочих колес гидротурбин // Гидротехническое строительство №9, 1984г., 23-26.
14. Григорьев В.И. Пути повышения надежности и долговечности гидротурбинного оборудования при реконструкции гидроэлектростанций // Гидротехническое строительство. 1994, №12, 6-9.
15. Демьянов В.А., Пылев И.М. Опыт и проблемы создания и реконструкции гидротурбинного оборудования // Гидротехника XXI век №2, 2011, С. 12-31.
16. Дмитрухин А.Ф., Серков В.С. Техническое перевооружение и реконструкция действующих гидроэлектростанций – важное направление повышения их надёжности и эффективности // Гидротехническое строительство №9, 1984г., 1-5.
17. Захаров А.В., Топаж Г.И.. Автоматизированный программный комплекс «Гидродинамический расчет насосов и турбин» // Энергомашиностроение. Труды СПбГПУ, №491, СПб, Издательство Политехнического университета, 2004, с.80-99.
18. Иванченко И.П. Анализ опыта эксплуатации агрегата 2 с временным рабочим колесом на Саяно-Шушенской ГЭС / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехническое строительство. - 2013. - № 10. - с. 34-42.
19. Иванченко И.П. Анализ систем мониторинга и диагностики технического состояния гидротурбин / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехника. - 2011. - № 2. - С. 24-30.

20. Иванченко И.П. Анализ технического состояния действующего гидроэнергетического оборудования Красноярской ГЭС / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехника. - 2013. - №3.
21. Иванченко И.П. Анализ эффективности использования водотока на Красноярской ГЭС / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехника. - 2013. - №4. - с.48-56.
22. Иванченко И.П. Вибрационная диагностика гидротурбин / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // В кн. Диагностика турбинного оборудования электрических станций. Под ред. Л.А.Хоменка – СПб. - Изд. ПЭИПК. - 2004. - С.223- 262.
23. Иванченко И.П. Вибрационная надежность гидротурбин. Обзор / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко, Ю.И.Рабин, Л.Л.Смелков. – М.: Энергетическое машиностроение.- Сер.13.-Вып.13. - ЦНИИТЭИтяжмаш. - 1989. - 64 с.
24. Иванченко И.П. Кавитационные испытания и оптимизация ограниченной мощности гидротурбин действующих ГЭС // Гидротехническое строительство №10, 1977г., 24-28.
25. Иванченко И.П. Натурные исследования гидродинамических нагрузок, действующих на крепеж крышки турбины / И.П.Иванченко, С.И.Воеводин, А.Н.Прокопенко // Гидротехника. - 2012. - №3. - С.5-11.
26. Иванченко И.П. Повышение технического уровня гидротурбин действующих ГЭС // Учебное пособие ПЭИПК. Часть 1., С-Петербург, 2005, с.94.
27. Иванченко И.П. Повышение технического уровня действующих ГЭС / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехника. - 2011. - № 3. -с.34-51.
28. Иванченко И.П. Принципы оценки остаточного ресурса гидротурбин по данным опыта эксплуатации // Труды НПО ЦКТИ, 2002, вып. 290, с. 39-47.

29. Иванченко И.П. Роль кромочных вихрей в разрушении рабочих колес радиально-осевых гидротурбин / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко // Гидротехническое строительство. - 2013. - №10. - с. 43-48.
30. Иванченко И.П. Техническая система мониторинга и диагностики разработки «НПО ЦКТИ» / И.П.Иванченко, А.Н.Прокопенко, Л.Л.Смелков // МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" - изд-во СПбГПУ. - 2008. - С.48-58.
31. Иванченко И.П. Экспериментальные исследования напряжений в лопастях радиально-осевых гидротурбин / И.П.Иванченко // Л.: Труды ЦКТИ. - №290. - 2002.
32. Иванченко И.П., Никифоров А.И. Исследование режимов работы действующих гидротурбин и повышение эффективности использования ГЭС // Труды НПО ЦКТИ, 1977, вып. 148, 21-32.
33. Иванченко И.П., Потемкин А.А. Надежность лопастных систем гидротурбин // НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ, 1986, вып.№1, с 22.
34. Иванченко И.П., Потемкин А.А., Никифоров А.И. Состояние и перспективы модернизации и реконструкции гидросилового оборудования действующих ГЭС. НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ, обзорная информация, вып.4, М, 1987, с 57.
35. Иванченко И.П., Прокопенко А.Н., Замараев М.С. Техническое состояние статорных колонн гидротурбин Борисоглебской ГЭС // Гидротехническое строительство №4, 2014, 2-9.
36. Иванченко И.П., Прокопенко А.Н., Пуцын Н.В. Оценка технического состояния гидротурбинного оборудования Иркутской ГЭС после сверхдлительного периода эксплуатации // Гидротехническое строительство. 2015. №1.

37. Иванченко И.П., Прокопенко А.Н., Щур В.А. Замена гидротурбинного оборудования Иркутской ГЭС // Гидротехническое строительство. 2015. №2.
38. Иванченко И.П., Топаж Г.И., Захаров А.В. Улучшение эксплуатационных характеристик натуральных гидротурбин путем коррекции лопастной системы // Труды ЦКТИ, №290, 2002.
39. Иванченко И.П., Топаж Г.И., Щур В.А. Оценка надёжности турбин со сроком службы выше нормативного // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2015. №2.
40. Иванченко И.П., Щур В.А. Использование переменной частоты вращения для повышения эффективности работы гидротурбин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук под ред. В.П. Шорина, Том 14, Самара, 2012, стр.658-661.
41. Казаков М.И. Цимлянскому гидроузлу – 30 лет // Гидротехническое строительство № 11, 1982, С. 38-41.
42. Квятковский В.С. Рабочий процесс осевой турбины // Машгиз. 1952 (Труды ВИГМ вып. 14-15).
43. Климович В.И., Квазитрехмерная и осесимметричная задачи теории гидромашин и некоторые их приложения для исследования течений в проточных частях гидроагрегатов // Автореферат диссертации, СПбГТУ, СПб, 1993г.
44. Ковалев Н.Н. Гидротурбины // Л., «Машиностроение», 1971.
45. Ковалев Н.Н. Новые турбины Днепровской ГЭС им.В.И. Ленина // М.-Л: Машгиз, 1951.
46. Ковалев Н.Н., Иванченко И.П. Современное состояние и новые тенденции развития гидроэнергетики и гидротурбостроения // Труды ЦКТИ, №290, 1997, С. 90-103.

47. Ковалев Н.Н., Иванченко И.П. Современное состояние оборудования действующих ГЭС и основные направления продления срока его службы // Труды ЦКТИ, №281, 1997, С. 90-103.
48. Котенев.И.В. Исследования отсасывающих труб и формы камеры рабочего колеса осевой гидротурбины // Труды ВИГМ, вып.ХІХ, М., 1956.
49. Лапин Г.Г., Кузнецов Р.Я., Кучеров Ю.Н. Современное состояние и перспективы использования гидроэнергетических ресурсов России за период до 2030 года // Гидротехническое строительство № 1, 2002.
50. Ларин А.И. Кайраккумская ГЭС в Таджикистане // Гидротехническое строительство № 4, 1982, С. 1-5.
51. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа // Учеб. для вузов.- 7-е изд., испр. - М.: Дрофа, 2003. - 840 с.
52. Материалы второго Российского совещания гидроэнергетиков 22-23 ноября, 2001г., С-Петербург, (доклады А.Б. Чубайса., А.Ф. Дьякова, В.П. Воронина, В.В. и др.).
53. Мешков В.Н., Кароль Л.А., Дмитриев Г.С. Реконструкция гидроэлектростанций Колэнерго // Экономия топлива и энергии в народном хозяйстве Мурманской области, АН СССР, Кольский филиал отдела энергетики, г.Апатиты, 1983, С. 112.
54. Михайлов Л.П. Реконструкция и расширение ГЭС – важное направление эффективности энергоснабжения // Изв. вузов №1. Энергетика. 1984, С. 98-102.
55. Михайлов Л.П., Красильников М.Ф., Платов В.И. Модернизация основного гидросилового оборудования и повышение мощности действующих ГЭС // Энергетическое строительство №7, 1986, С.10-12.
56. Морозов А.А. Турбинное оборудование гидроэлектростанций // М.-Л. 1958.
57. Надежность систем энергетики (Сборник рекомендуемых терминов) // М.: ИАЦ «Энергия». 2007, 192 с.

58. Низконапорный гидроузел на реке Волге выше г.Нижний Новгород, совмещённый с мостовым переходом на автодорожном маршруте Нижний Новгород-Киров в Нижегородской области. Обоснование инвестиций. Раздел «Оценка использования гидроузла для выработки электроэнергии» // Отчёт ОАО «МОСОБЛГИДРОПРОЕКТ». 2003.
59. Обрезков В.И. Гидроэнергетика // М.: Энергоатомиздат. 1981, 276-285.
60. Петреня Ю.К., Иванченко И.П., Демьянов В.А. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в России и за рубежом // Гидротехническое строительство № 7, 2006, С. 33-38.
61. Платов В.И. Разработка предложений по концепции предотвращения аварий на энергетических объектах и в энергосистемах // НИР Гидропроекта, шифр 4030, М., 1990.
62. Попов А.И. Реконструкция и техническое перевоплощение Усть-Хантайской ГЭС // Гидротехническое строительство №10, 2005, 67-71.
63. Приказ ФСТ России от 10.10.14 № 225-э/1. [Электронный ресурс] // Федеральная служба по тарифам Российской Федерации (ФСТ) [Официальный сайт]. URL: http://www.fstrf.ru/tariffs/info_tarif/electro/tariffs/population/1 (дата обращения: 16.09.2015).
64. Приказ ФСТ России от 28.11.14 № 2066-э. [Электронный ресурс] // Федеральная служба по тарифам Российской Федерации (ФСТ) [Официальный сайт]. URL: http://www.fstrf.ru/tariffs/info_tarif/electro/tariffs/generation/contracts/0 (дата обращения: 11.09.2015).
65. Прокопенко А.Н. Расчетно-экспериментальное обоснование зависимости вибрационных характеристик гидроагрегатов от конструктивных и режимных факторов // Автореферат диссертации, С-Петербург, 2014, с.18.
66. Смелков Л.Л., Гаврилов С.Н., Левина С.М., Колесников Е.В., Афанасенко А.С. Оценка остаточного ресурса и вероятности безотказной работы

- гидроагрегата №1 Иркутской ГЭС // Гидротехническое строительство №9, 2009, 21-26.
67. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины // 1956.
 68. Справочник по эксплуатации и ремонту гидротурбинного оборудования // Под ред. Штерна Е.П. М.: Энергоатомиздат. 1985.
 69. Тиме В.А. Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин // Л.: Машиностроение, 1976, 272.
 70. Тиме В.А., Иванченко И.П. Режимы действующих гидротурбин и их значения для надежности и эффективности работы оборудования // Труды НПО ЦКТИ, 1973, вып. 120.
 71. Топаж Г.И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин // Л.: Издательство ЛГУ. 1989. -208 с.
 72. Турбины гидравлические для гидроэлектростанций // ОСТ.108122.01-76
 73. Хан Г., Шапиро С. Статические модели в инженерных задачах // М.: Мир. 1969, 390.
 74. Шакарян Ю.Г., Сокур П. В., Плотникова Т.В., Тузов П.Ю., Лунаци М. Э., Шаварин В.Н., Абубакиров Ш.И., Щур В.А. Оптимизация работы гидротурбины посредством применения переменной частоты вращения // Гидротехническое строительство, 2013, № 2, С. 2-8.
 75. Щавелев Д.С. [и др.] Использование водной энергии: учеб. для вузов под ред. Ю. С. Васильева. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1995.
 76. Щур В.А. Selection of new impeller under conditions of Irkutsk Hydroelectric Power Station // Материалы международной научно-технической конференции «Hydrovision Russia 2015», 2015.
 77. Щур В.А. Выбор нового рабочего колеса на условия Иркутской ГЭС // Труды 8-ой международной научно-технической конференции «Гидравлические машины гидропневмоприводы и

гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития», С-Петербург, 2014, стр.223-233.

78. Щур В.А. Выбор новой поворотно-лопастной турбины на условия Иркутской ГЭС // Труды 7-ой научно-технической конференции «Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии», С-Петербург, 2012, стр.25-26.
79. Щур В.А. Основные положения реконструкции гидротурбин // Сборник докладов 16-ой всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», Издательство МЭИ, Москва, 2012, стр.168-169.
80. Щур В.А., Рузин С.А. Выбор нового рабочего колеса на условия Усть-Хантайской ГЭС // Труды 7-ой международной научно-технической конференции «Гидравлические машины гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития», С-Петербург, 2012, стр.94-96.
81. Щур В.А., Топаж Г.И. Разработка нового рабочего колеса для условий реконструкции Широковской ГЭС // Материалы международной научно-технической конференции «XXXIX неделя науки СПбГПУ», Ч.III – Спб.: Из-во Политехнического университета, 2010 стр.58-59.
82. Энгель А.П. и др. Возможные пути модернизации ГЭС после длительной эксплуатации // Гидроэнергетика зарубежом, вып.4, Информэнерго, 1986.
83. Эрлихман Б.Л. Энергетические расчеты гидроэлектростанций // М.: Энергия. 1969, 53-54.
84. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин // Л. . Машиностроение, 1978, 280с.
85. Andrade J.G.P., Barbosa P.S.F., Ribeiro L.C.J. Model to analyze the behavior of a HPP // 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, 2009.

86. ANSYS CFX Tutorials // ANSYS Inc. Release 12.0, Southpointe, Technology Drive Canonsburg, April, 2009.
87. Cizelj S., Doleng D. Design aspects of refurbished Kaplan turbines for Medvode HPP in Slovenia // HPP Symposium Austria. 2005.
88. Couston M., Brooks J., Papillon B., Bazin D. Shasta power plant refurbishment // 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Stockholm. 2004.
89. Dauzier I. Le sureauipement des usines hydrauliques // La Houille Blanche, №5/6, 1982, 441-449.
90. Davis D., Buckley J. Output increase from existing hydroelectric plants // J. Water Resour. Plann. And manag., 1984, 110, №4, 361-372.
91. Gentner C., Sallaberger M., Krenn J. Refurbishment of high head Francis turbines // HPP Symposium Austria. 2005.
92. Goran S., Birch E. Trevallyn power station upgrade and modernization project // HPP Symposium Austria. 2005.
93. Grein H., Barp B., Holler K. Stress on blades of Kaplan and bulb turbines due to hydrodynamic forces // Труды 7-го симпозиума МАГИ, Вена, 1974, III-2, 1-12.
94. Gummer J.H., Obermoser H. Vau i Dejes hydro-mechanical rehabilitation on the Drin River in Albania // HPP Symposium Austria. 2005.
95. Hartman O. Reliability Improvements for Hydroplants in the USA // Int. Water Power and Dam Constr., 1984, № 1, p. 15-20.
96. Hydroelectricity Installed Capacity. 2012. [Electronic resource] // U.S. Energy Information Administration (EIA) [Official website]. URL: <http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/iedindex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=7&cid=regions&syid=2012&eyid=2012&unit=MK> (accessed: 29.10.2014).
97. Loiseau F., Sabouring M., Bornard L., Couston M. The draft tube in rehabilitation projects // HPP Symposium Austria. 2005.

98. Maiwald M., Jester-Zürker R., Agostini Neto A.D. Numerical investigation of Francis turbine draft tubes with respect to geometry modification and turbulence treatment // 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010).
99. Rao P.S. Maximisation of power and energy from existing hydro plants // Elec. India №5, 1984, p. 9-11.
100. Rittenhouse R. New life for hydroelectric systems. // Power Engineering, 1986, № 3, p. 18-24.
101. Obermoser H. Assessment for a rehabilitation of the Ladonas HPP in Greece // HPP Symposium Austria. 2005.
102. Parmo A. Spolahlyvost technologicheho zariadenia hydroenergetike // Bull. EGU. 1983, 92, 71-86, 103, 105.
103. Pedroza G. Experiences with the rehabilitation of the Simon Bolivar hydroelectric power plant in the Guri project // HPP Symposium Austria. 2005.
104. Resende F.A.B. Modernization of Mascarenhas de Moraes hydroelectric power plant turbines // HPP Symposium Austria. 2005.
105. Shi Q. Hydraulic design of Three Gorges right bank powerhouse turbine for improvement of hydraulic stability // 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010)
106. Viscanti N., Pesatori E., Turozzi G. Improvement of a Francis runner design // 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, 2009.