

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
ТАШКЕНТСКИЙ АРХИТЕКТУРНО - СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Сейтимбетов Аллаяр Мынсызбай-улы.

ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ НАСОСА.

ДИССЕРТАЦИЯ

**На соискание степени магистра по специальности : 5А580402 «Водоснабжение,
канализация, охрана и рациональное использование водных ресурсов»**

Работа рассмотрена и
допускается к защите.
Зав. кафедрой «Проекти-
рование строительство и
эксплуатация инженерных
коммуникаций»
доц.Буриев Э.С.

Научный руководитель
проф.Худойкулов С.Э

Научный консультант

доц.Буриев Э.С. ..

« » 2016 г.

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ПСЭИК

к.т.н., доц. Буриев Э.С..

« ____ » _____ 2014 г.

ЗАДАНИЕ ПО ПОДГОТОВКЕ И НАПИСАНИЮ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Магистерская диссертация по теме: Исследование кавитационного состояния насоса

название (с указанием материалов конкретных организаций)

утверждённая приказом ректората института от « ____ » _____ 2014 г.

за номером _____ по кафедре ПСЭИК

за слушателем Сейтимбетов А.М

научный руководитель проф.Худойкулов С.Э.

Ф.И.О., занимаемая должность, учёная степень, учёное звание

должна быть подготовлена и представлена к предварительной защите на кафедру 02 июня 2016 г.

число, месяц, год

В работе будут использованы: Авторефераты, справочная литература, КМК, статьи журналов, отчёты о научно-исследовательской работе,

Практические, балансовые и др. материалы, стат. данные др. ведомств и т.п. за годы публикации,

материалы семинаров, обзорные проспекты, брошюры, каталоги

труды и т.д. законодательные и нормативные акты, инструкции и т.п.

современного оборудования, руководство по проектированию, монтажу и эксплуатации систем водоотведения

В работе предусматривается: Физическая сущность кавитации и ее последствия . Условия возникновения кавитации в насосах Определение высоты всасывания насоса Изменение кавитационного коэффициента в связи с изменением потерь энергии во всасывающей трубе. Эксплуатация насоса. Кавитационная установка и ее контрольно-измерительная аппаратура . Кавитационные явления в гидравлических машинах по величине интегральной интенсивности кавитационных излучений Методика ведения экспериментов и обработки экспериментальных материалов. Изучение физической сущности и методам исследования кавитации. Современные модели расчета течения жидкости в проточной части насоса Расчеты исследования кавитационных характеристик тихоходной гидротурбины .

В работе предусматривается изложение следующих групп вопросов:

1-я группа Общие проектные данные и краткая характеристика насоса

название

2-я группа Подбор кавитационная установка и ее контрольно-измерительная аппаратура

название

3-я группа Исследования и технология кавитационных характеристик насосов.

название

Задание выдано

число, месяц, год

Научный руководитель проф.Худойкулов С.Э

подпись, Ф.И.О., дата

Задание принял слушатель Сейтимбетов А.М

График завершения магистерской диссертации в первоначальном варианте

ГЛАВА I. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ПРОБЛЕМЫ

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

ГЛАВА II. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА КАВИТАЦИИ В

СПЕЦИАЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

название первой главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

ГЛАВА III. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КАВИТАЦИИ В РАБОЧИХ НАСОСОВ.

название третьей главы диссертации в первоначальном плане и сроки представления

Предварительная защита диссертация на кафедре 02 июня 2016 г.

срок, дата, год

Задание выдано проф.Худойкулов С.Э.

научный руководитель магистерской диссертации

Ф.И.О.

подпись

дата

Задание принял Сейтимбетов А.М.

Ф.И.О., слушателя, подпись

Дата

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ПРОБЛЕМЫ	9
1.1. Физическая сущность кавитации и ее последствия	9
1.2. Условия возникновения кавитации в насосах	13
1.3. Определение высоты всасывания насоса	17
1.4. Изменение кавитационного коэффициента в связи с изменением потерь энергии во всасывающей трубе	21
1.5. Эксплуатация насоса	24
1.6. Ремонт насоса и металлоконструкций ГТС	32
Выводы по первой главе	
ГЛАВА 2. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА КАВИТАЦИИ В СПЕЦИАЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ	37
2.1. Кавитационная установка и ее контрольно-измерительная аппаратура	37
2.2. Кавитационные явления в гидравлических машинах по величине интегральной интенсивности кавитационных излучений	39
Выводы по второй главе	
ГЛАВА 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КАВИТАЦИИ В РАБОЧИХ НАСОСОВ	51
3.1. Методика ведения экспериментов и обработки экспериментальных материалов	51
3.2. Изучение физической сущности и методам исследования кавитации	55
3.3. Современные модели расчета течения жидкости в проточной части насоса	58
3.6. Расчеты исследования кавитационных характеристик тихоходной гидротурбины	61
Выводы по третьей главе	64

ГЛАВА 4. КАВИТАЦИОННЫЙ ИЗНОС В НАСОСАХ И МЕРЫ БОРЬБЫ С НИМ	67
4.1. Основные закономерности кавитационного износа	
4.2. Прогноз абразивного износа насоса	70
4.3. Выбор типа насоса с учетом насыщения воды наносами .	71
4.4. Меры борьбы с кавитацией	79
Выводы по четвёртой главе.....	84
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	90
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	94
ПРИЛОЖЕНИЕ	96
	98

ВВЕДЕНИЕ

Вода в цивилизованном мире является очень дорогим удовольствием. Экономное расходование воды стремление всего народа нашей Республики. Республика Узбекистан после приобретения суверенитета стал одним из развитых Государств мира. Международные совещание по политическим вопросам показывает мощи и стабильности нашего государства.

Могущества страны ставит перед учеными не легкие вопросы, которых надо решить с точки зрения сегодняшней науке, которая основывается на создание сети автоматизации и информатики. С увеличением численности народа, улучшением, благосостояния народа потребность к воде растёт. Поэтому Президент Республики Узбекистан, Правительство Узбекистана, заботясь, выпускает своевременные законы и постановления:

- 1.Закон «О воде и водопользовании» (действующий Закон)
- 2.Закон Республики Узбекистан «О безопасности гидротехнических сооружений» (действующий Закон).
- 3.Закон «О водосбережении» (новый Закон).
- 4.Закон « Об ассоциациях водопользователей » (новый Закон).
- 5.Закон «О трансграничных водных объектах на территории Республики Узбекистан» (новый Закон).

Учитывая, насколько велик для Узбекистана, да и в целом для всего Центрально азиатского региона, фактор угрозы экологической безопасности, правительство и государство уделяют огромное влияние вопросам защиты окружающей среды, рационального использования природных ресурсов. Приняты законодательные акты, направленные на обеспечение охраны природной среды. Национальные мероприятия по охране природы Республики Узбекистан сочетаются с обширным и разносторонним сотрудничеством с другими государствами и международными организациями. Заключено значительное число международных договоров и соглашений, регулирующих разные аспекты охраны окружающей среды и рационального природопользования.

Гидроабразивный и кавитационный износ ряд деталей машин, которые работают в потоке воды, наносит значительный материальный ущерб, исчисляемый миллионами долларов. Эрозии подвергаются детали гидротурбин, насосов, гребных винтов, опор скольжения, запорной регулирующей арматуры систем гидроприводов, а также элементов гидросооружений.

Кавитация в гидравлических системах (машинах и аппаратах гидроприводов) сопровождается ухудшением энергетических и эксплуатационных характеристик оборудования, кавитационной эрозией поверхностей проточного тракта, шумом и вибрацией. Кавитационные явления, возникающие в системах гидротурбинах, водоводах и на водосливных ГЭС и, в общем случае, при движении тел с большими скоростями в водной среде, зачастую приводят к аварийным ситуациям, последствия которых требуют больших капитальных затрат на ремонты и восстановления.

Вследствие практической важности эффектов, сопровождающих различные виды кавитации, наблюдается повышенный интерес к исследованию кавитационных режимов движения жидкостей, процессов эрозии различного оборудования и материалов. Различные формы кавитации существенно отличаются друг от друга, поэтому, чтобы выявить общие закономерности кавитационной эрозии, необходимо детальное изучение каждой из них. Из-за сложности кавитационно-эрозионных процессов теоретический анализ их интенсивности представляет собой большую проблему.

Анализ литературных источников показывает, что сложные гидродинамические процессы, протекающие в жидкости при различных формах кавитации изучены недостаточно. Поэтому задача повышения долговечности машин и оборудования, выяснения причин, вызывающих износ ведущих деталей путем создания и исследования оборудования для изучения кавитационных эффектов является весьма актуальной.

Целью исследования являются исследование кавитационного состояния рабочих колес в насосной станции и разработка методики расчета кавитации в проточной части гидротурбины.

Задачи исследования:

- Анализ фондовых материалов и физическая сущность кавитации;
- кавитационная установка и ее контрольно-измерительная аппаратура;
- кавитационные явления в гидравлических машинах;
- методика ведения экспериментов и обработки экспериментальных материалов;
- модели расчета течения жидкости в проточной части гидротурбины;
- расчет кавитационного обтекания симметричного профиля цилиндрического крыла;
- расчеты кавитационных характеристик быстроходной гидротурбины;
- прогноз кавитационного износа гидротурбин;
- борьбы с кавитационным состоянием в рабочих колесах насосов.

Методы исследования: Поставленные в работе задачи решены на основе методов вычислительной гидродинамики и анализа экспериментальных данных.

Предмет исследования: в работе для исследования кавитационного состояния в рабочих колесах ГЭС использовались методы прогнозирования кавитационных характеристик гидротурбин.

Научная новизна:

- определены кавитационные явления в гидравлических машинах;
- разработана методика ведения экспериментов и обработаны экспериментальные материалы;
- установлены модели расчета течения жидкости в проточной части гидротурбины;
- проведен расчет кавитационного обтекания симметричного профиля цилиндрического крыла;

- проведены расчеты кавитационных характеристик быстроходной гидротурбины;

- прогнозирован кавитационный износ гидротурбин.

Объектом исследования является рабочие колеса насосной станция.

Практическая значимость заключается в разработанной методике, может быть использована для прогнозирования кавитационных характеристик радиально-осевых гидротурбин и позволяет заменить сложные и дорогостоящие кавитационные испытания моделей гидротурбин численными исследованиями их кавитационных характеристик.

Апробация работы. Отдельные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на: международных конференциях в ТАСИ.

Публикации. По результатам исследований опубликованы две статьи.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, приложения, 33 рисунков, 5 таблиц и списка использованной литературы из 25 наименований. Общий объем 101 страниц.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ПРОБЛЕМЫ

1.1. Физическая сущность кавитации и ее последствия

Кавитация представляет собой сложное физическое явление, которое до настоящего времени еще недостаточно изучено. Однако следует считать установленным, что в явлении кавитации различаются две фазы: во-первых, выделение из воды растворенного в ней воздуха в виде пузырьков и образование пара в тех местах потока, где давление понижается до давления парообразования, так что в потоке возникают полости или каверны, заполненные пузырьками пара и воды, и во-вторых, конденсацию пара в указанных кавернах, когда они, будучи снесены потоком, попадают в зону повышения давления. Зависимость давления насыщенных паров от их температуры указана в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Давление насыщенных паров в зависимости от температуры

Температура паров, С ⁰	0	5	10	20	30	40
Давление насыщенных паров, $\frac{P_n}{\gamma}$, м. вод. ст.	0,06	0,09	0,12	0,24	0,43	0,72

Продолжение таблицы 1.1

Температура паров, С ⁰	50	60	70	80	90	100
Давление насыщенных паров, $\frac{P_n}{\gamma}$, м. вод. ст.	1,26	2,03	3,18	4,83	7,15	10,33

При конденсации пара внутри каверн, окружающая жидкость устремляется к их центру с огромной скоростью, вследствие чего стенки каверн смыкаются, происходит столкновение жидких частиц и возникают гидравлический удар.

В местах смыкания и исчезновения кавитационных каверн повышение давления вследствие гидравлических ударов достигает значительной величины. По приближенным расчетам повышение давления в центре каверны в момент ее исчезновения, при наиболее невыгодных предположениях достигает 1500 атм. Среднее значение давления, неоднократно полученное при помощи пьезокварцевого датчика, помещенного в область кавитации, достигает нескольких сотен (до 1000) атмосфер. Это показывает, что вышеуказанные теоретические расчеты точечного повышения давления достаточно правильно определяют порядок величин.

При конденсации пара внутри каверн не только развиваются огромные давления, но и значительно повышается температура. Были проведены опыты, при которых эту температуру определяли по вспышке несмачиваемых взрывчатых порошков: она оказалась равной $+230^{\circ}$ С. При сжатии кавитационного пузырька наблюдаются также электрические явления, вызывающие его свечение. Это свечение объясняется электрическим разрядом, который происходит в кавитационной полости при ее образовании.

Громадные давления, возникающие в момент завершения кавитационного гидравлического удара и последующего расширения паровоздушной смеси каверны, вызывают упругие колебания соседних частиц жидкости с частотой звуковых колебаний. Эти вибрации, передаваясь металлу, вызывают быстрое разрушение его поверхности, особенно большое, если металл отличается хрупкостью. Гладкие полированные поверхности, отражая колебания, менее подвергаются кавитационному разрушению (эрозии). Неровные поверхности в значительной мере поглощают энергию

упругих колебаний, а потому интенсивно разрушаются. Таким образом, если поверхность начала разрушаться, то, приобретая мелкогубчатую структуру, она продолжает разрушаться с возрастающей скоростью.

Разрушению металла несомненно, способствует, помимо указанного механического, также и химическое действие кавитации. Последнее обусловлено тем, что кислород воздуха в момент его выделения из воды, взаимодействуя с паром и твердым металлом в условиях быстрого и резкого изменения давления и температуры обладает весьма высокой химической активностью. Однако главной причиной разрушения металла следует считать все же механическое воздействие гидравлических ударов и вибраций на поверхность обтекаемых тел, находящихся в зоне кавитации. Это подтверждается тем, что кавитационные разрушения были получены на таких химически стойких материалах, как стекло, агат и золото.

Обычно областями возникновения кавитации являются поверхности у выходных кромок лопастей рабочего колеса с тыльной их стороны, а также обод радиально-осевых колес и камеры рабочего колеса осевых турбин в зоне, близкой к выходным кромкам. При сильном развитии кавитация охватывает всю область рабочего колеса и в очень короткий срок разрушает его и окружающие его детали.

Кроме разрушения деталей, находящихся в зоне кавитации, при кавитации снижается КПД, пропускная способность колеса и мощность турбины. Явление кавитации сопровождается характерным треском, шумами и резкими ударами. В больших турбинах удары при кавитации иногда вызывают сотрясение фундамента и здания станции.

Указанные выше отрицательные последствия кавитации являются основными причинами, препятствующими работе турбины в условиях кавитации. Создание турбин с хорошими кавитационными свойствами следует считать главной задачей при расчете и конструировании турбин.

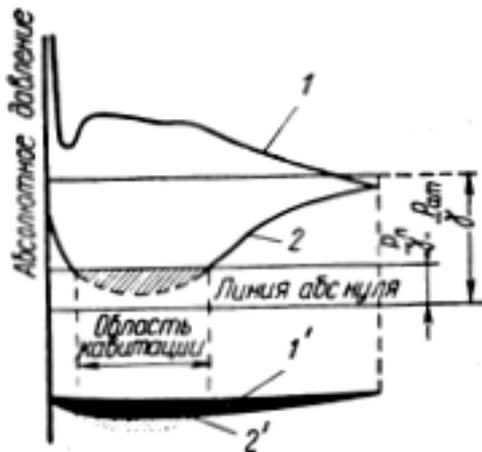


Рис. 1.1. Распределение давления по профилю в решетке и возникновение кавитации:

1-давление; 2-разрежение; 1'-сторона давления; 2'-сторона разрежения

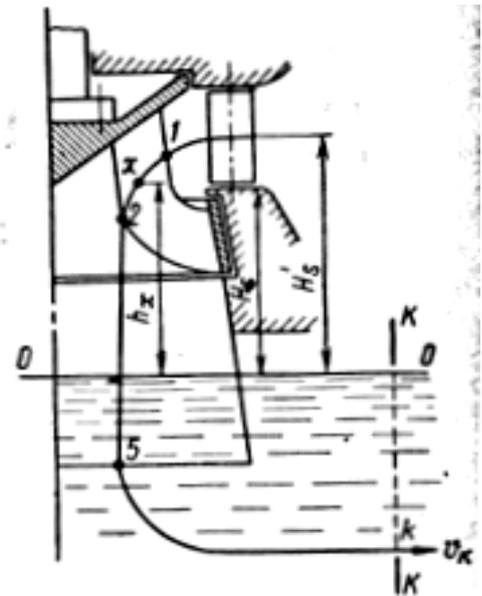


Рис. 1.2. К определению разрежения на лопасти рабочего колеса турбины

Наихудшими кавитационными качествами обладают поворотно-лопастные и быстроходные радиально-осевые турбины. Это связано с тем, что большие скорости протекания воды через рабочее колесо и за ним в зоне отсасывания вызывают значительные местные понижения давления. В частности, у пропеллерных и поворотнолопастных турбин при их работе возникают значительные разрежения на тыльной стороне лопасти (рис. 1.1). Общее разрежение, получающееся в рабочем колесе, зависит от статического вакуума, определяемого высотой $z_x = h_x$ (рис. 1.2), от скоростей на входе и на выходе из отсасывающей трубы, от потерь энергии в ней и от местных разрежений, вызываемых кривизной формы лопасти рабочего колеса и других элементов проточного тракта.

1.2. Условия возникновения кавитации и кавитационный коэффициент турбины

Для того чтобы установить условия возникновения кавитации, рассмотрим состояние потока жидкости в точке x (рис. 1.2), в которой имеет место минимальное давление и, стало быть, раньше всего наступает кавитация.

Составим уравнение Д. Бернулли для относительного движения потока между точкой x с минимальным давлением и точкой 2, находящейся на выходной кромке лопастей колеса (рис. 1.2). Обозначим для точки x : давление p_x , относительную скорость ω_x и переносную скорость u_x , а для точки 2 соответственно: p_2 , ω_2 и u_2 . Принимая плоскость сравнения 0-0 на отметке уровня воды в отводящем канале, можем написать для струйки тока уравнение Д. Бернулли в относительном движении

$$\frac{p_x}{\gamma} + \frac{\omega_x^2}{2g} - \frac{u_x^2}{2g} + h_x = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\omega_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + z_2 + h_{\omega, x-2} \quad (1.1)$$

где $h_{\omega, x-2}$ - потери энергии на пути движения воды от точки x до точки 2.

Согласно уравнению Бернулли для абсолютного движения между точками 2 и 5, имеем:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{g_2^2}{2g} + z_2 = \frac{p_5}{\gamma} - z_2 + \frac{g_5^2}{2g} + h_{\omega, 2-5} \quad (1.2)$$

Решая совместно уравнения (1.1), (1.2) и принимая во внимание, что $\frac{p_5}{\gamma} - z_2 = \frac{P_{am}}{\gamma}$ - есть барометрическое давление B на отметке установки рабочего колеса турбины, получим:

$$\frac{p_x}{\gamma} = B - h_x - \left(\frac{g_2^2}{2g} - \frac{g_5^2}{2g} - h_{\omega, 2-5} + \frac{\omega_x^2 - \omega_2^2 + u_2^2 - u_x^2}{2g} - h_{\omega, x-2} \right) \quad (1.3)$$

где h_x - теоретическая высота отсасывания;

$\frac{g_2^2}{2g} - \frac{g_5^2}{2g} - h_{\omega, 2-5}$ - динамическое разрежение, обусловленное формой и размерами отсасывающей трубы;

$\frac{\omega_x^2 - \omega_2^2 + u_2^2 - u_x^2}{2g} - h_{\omega, x-2}$ - динамическое разрежение, обусловленное

размерами и формой лопастей рабочего колеса.

Оба многочлена зависят, кроме указанного, еще и от режима работы турбины. Уравнение (1.3) можно записать иначе:

$$\left(\frac{p_x}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} \right) \frac{1}{H} = \left(\frac{B - h_x - \frac{p_n}{\gamma}}{H} \right) - \left(\frac{\frac{g_2^2}{2g} - \frac{g_5^2}{2g} - h_{\omega, 2-5} + \frac{\omega_x^2 - \omega_2^2 + u_2^2 - u_x^2}{2g} - h_{\omega, x-2}}{H} \right) \quad (1.4)$$

Процесс кавитации в турбине начнется тогда, когда абсолютное давление $\frac{p_x}{\gamma}$ в точке x будет равно давлению парообразования, т.е. когда правая часть уравнения (1.4) обратится в нуль.

В первой скобке заключены величины, характерные для данной установки: местное барометрическое давление B ; высота расположения рабочего колеса над уровнем нижнего бьефа, называемая высотой отсасывания h_x ; давление парообразования $\frac{p_n}{\gamma}$; напор H на данной установке. Поэтому выражение в первой скобке называют кавитационным коэффициентом установки и обозначают

$$\sigma_{уст} = \frac{B - h_x - \frac{p_n}{\gamma}}{H} \quad (1.5)$$

Во второй скобке уравнения (1.4) содержатся квадраты скоростей в абсолютном, переносном и относительном движении и потеря энергии между точками x и 5, отнесенная к напору.

Потеря напора h_ω может быть выражена через квадрат скорости воды g в любой точке потока и соответствующий этой скорости коэффициент сопротивления ξ :

$$h_{\omega, x-5} = \xi \frac{g^2}{2g}.$$

Скорости воды в потоке пропорциональны корню квадратному из величины используемого напора $\eta_r H$, где η_r - гидравлический КПД турбины. Поэтому все скорости могут быть представлены в виде:

$$g = K_g \sqrt{\eta_r \cdot 2gH},$$

где K_g - скоростной коэффициент, соответствующий данной скорости в рассматриваемой точке.

Скоростной напор, соответствующий той же точке

$$\frac{g^2}{2g} = K_g \eta_r \cdot H \quad (1.6)$$

Заменяя в числителе второй скобки правой части уравнения квадраты скоростей соответствующими выражениями согласно уравнению (1.6), делим на H и, обозначая полученное выражение через $\sigma^* \eta_r$, будем иметь:

$$(K_{g2}^2 - K_{g5}^2 + K_{\omega.x}^2 - K_{\omega.2}^2 + K_{u2}^2 - K_{u.x}^2 - \xi \cdot K_g^2) \eta_r = \sigma^* \eta_r \quad (1.7)$$

где σ^* - называют кавитационным коэффициентом турбины.

В условиях кинематически подобных (изогональных) режимов работы для турбин данной серии все скоростные коэффициенты K_g и коэффициенты сопротивления ξ имеют постоянное значение, поэтому и σ^* для турбин данной серии и изогональных режимов остается неизменным.

Таким образом, кавитационный коэффициент турбины σ^* представляет собой отношение наибольшего динамического разрежения на лопасти рабочего колеса к используемому напору $\eta_r H$.

Если при каком-то режиме $p_x = p_n$, то динамическое разрежение имеет максимальное значение и возникает кавитация. При этом кавитационный коэффициент турбины для этого режима будет иметь критическую величину

$$\sigma_{кр}^* = \frac{B - \frac{P_n}{\gamma} - h_x}{\eta_r H} = \frac{\sigma_{уст}}{\eta_r} \quad (1.8)$$

Из этого выражения можно получить условие для максимально допустимой высоты отсасывания h_x , при которой обеспечивается бескавитационная работа турбины:

$$h_x = B - \frac{P_n}{\gamma} - \sigma_{кр}^* \cdot \eta_{\Gamma} H \quad (1.9)$$

На практике вместо $\sigma_{кр}^* \cdot \eta_{\Gamma}$ в формулу для определения высоты отсасывания часто вводят кавитационный коэффициент σ , после чего она приобретает вид:

$$h_x \leq B - \frac{P_n}{\gamma} - \sigma H \quad (1.10)$$

Величину $\sigma = \sigma_{кр}^* \cdot \eta_{\Gamma}$ принимают при этом равной значению, полученному при испытании модели на кавитационном лабораторном стенде. Перенос расчетной величины σ модели на турбину больших размеров является произвольным и может быть оправдан только тем, что при этом не учитывают различия приведенных расходов модели и натуре вследствие различия их гидравлических КПД.

Если обозначать через σ_M и $\sigma_{\Gamma, M}$ интересующие нас коэффициенты для модели и через σ и σ_{Γ} - те же величины для турбины, то ввиду того, что кавитационный коэффициент $\sigma_{кр}^*$ для них одинаков, получим:

$$\frac{\sigma}{\sigma_M} = \frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma, M}}, \text{ т.е. } \sigma > \sigma_M.$$

Поэтому необходимо в формуле (1.10) считать за расчетное значение

$$\sigma > \sigma_M \frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma, M}},$$

т.е. необходимо производить пересчет величины σ . При этом необходимо пересчитывать величины приведенных расходов и чисел оборотов, к которым отнесен коэффициент σ , по формулам:

$$\frac{Q'_1}{Q'_M} = \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma, M}}}; \quad \frac{n'_1}{n'_M} = \sqrt{\frac{\eta_{\Gamma}}{\eta_M}}.$$

Кавитационный коэффициент σ зависит от коэффициента быстроходности турбины: чем больше быстроходность турбины, тем выше для нее кавитационный коэффициент, так как увеличение быстроходности

при данном напоре сопровождается увеличением скорости течения воды, как в рабочем колесе, так и в отсасывающей трубе.

В настоящее время ученые СНГ разработали теоретические методы расчета турбин, позволяющие вычислять кавитационный коэффициент σ . Однако такой расчет может дать удовлетворительные результаты только для расчетного режима работы турбины и не позволяет вычислять с необходимой точностью кавитационный коэффициент для нерасчетных режимов работы. К тому же расчеты по сравнению σ сложны и пригодны для невязких жидкостей.

Трудно также расчетным путем установить точку x , в которой можно ожидать наибольший вакуум. Поэтому в практике гидромашиностроения кавитационный коэффициент σ определяется путем испытания моделей гидротурбин на кавитационном стенде.

1.3. Определение высоты отсасывания

При испытаниях моделей гидротурбин на кавитационных стендах, а также при определении высоты положения турбины по отношению к нижнему бьефу обычно принято условно считать, что точка x с минимальным давлением находится:

1) у вертикальных радиально-осевых и диагональных турбин – на отметке плоскости нижнего торца лопаток направляющего аппарата (рис. 1.3, *а*);

2) у горизонтальных турбин – на отметке наивысшей точки колена отсасывающей трубы (или лопастей рабочего колеса) (рис. 1.3, *б*);

3) у вертикальных осевых турбин – на отметке оси поворота лопастей рабочего колеса (рис. 1.3, *в*).

Вертикальное расстояние от уровня воды в нижнем бьефе до указанных выше отметок обычно называют высотой отсасывания и обозначают через H_s . Высота отсасывания считается положительной ($+H_s$), если уровень воды в нижнем бьефе находится, ниже указанных отметок наибольшего

разрежения, и отрицательной ($-H_s$), если уровень воды выше этих отметок. После замены в уравнении (1.10) h_x на H_s и, кроме того, если задать запас в высоте отсасывания величиной $0,1\sigma H$, то получим

$$H_s = B - \frac{P_n}{\gamma} - 1,1\sigma H \quad (1.11)$$

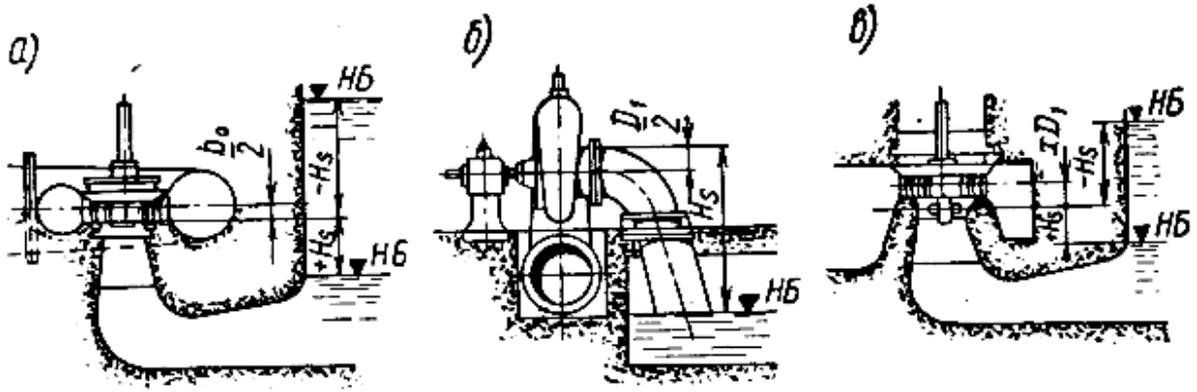


Рис. 1.3. Отсчет высоты отсасывания для турбин различных систем и конструкций:

a – вертикальная радиально-осевая и диагональная турбины; *б* – горизонтальная радиально-осевая турбина; *в* – вертикальная осевая турбина

Учитывая, что при обычных температурах давление насыщенных паров $\frac{P_n}{\gamma}$ равно 0,09-0,24 м вод. ст., а атмосферное давление временами может снижаться на 0,3-0,4 м вод. ст. против средней величины, приближенно можно считать для ГЭС, расположенной на уровне моря, $B - \frac{P_n}{\gamma} = 9,8 \approx 10,0$ м вод. ст.

Если нижний бьеф ГЭС находится на высоте ∇ м над уровнем моря, то давление B уменьшается на величину, которую с достаточной для практики точностью можно считать равной $\frac{\nabla}{900}$. В этом случае

$$B - \frac{P_n}{\gamma} = 10,0 - \frac{\nabla}{900}.$$

При указанных выше условиях расчетная формула для определения H_s будет:

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - 1,1\sigma H \quad (1.12)$$

или

$$H_s = 10,0 - \frac{\nabla}{900} - (\sigma + \Delta\sigma)H \quad (1.13)$$

где $\Delta\sigma$ - поправка к кавитационному коэффициенту для обеспечения запаса высоты отсасывания. Она зависит от напора H и определяется по графику (рис. 1.4).

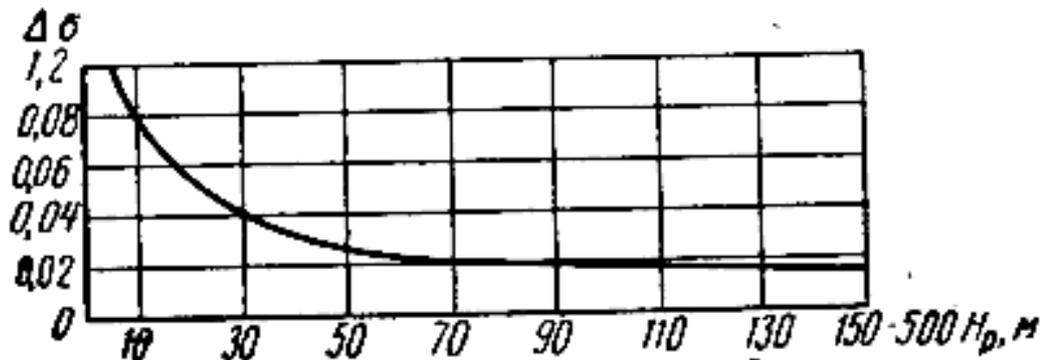


Рис. 1.4. Зависимость поправки к кавитационному коэффициенту от расчетного напора

В проектной практике вместо высоты отсасывания H_s иногда принимают условную (конструктивную) высоту H'_s , которую вычисляют как расстояние от уровня нижнего бьефа до середины высоты направляющего аппарата вертикальных турбин или до оси вала горизонтальных турбин.

Оно определяется по формулам:

- 1) для вертикальных радиально-осевых и диагональных турбин

$$H'_s = H_s + \frac{b_0}{2},$$

где b_0 - высота направляющего аппарата;

- 2) для горизонтальных турбин

$$H'_s = H_s - \frac{D_1}{2};$$

3) для вертикальных осевых турбин

$$H'_s = H_s + \Omega D_1,$$

где ΩD_1 - расстояние от плоскости, проходящей через середину высоты направляющего аппарата до осей поворота лопастей рабочего колеса (рис. 1.3). Для турбин обычной конструкции

$$\Omega D_1 = 0,41 \div 0,46 D_1.$$

Из выполненного выше анализа об условиях возникновения кавитации следует, что для бескавитационной работы турбины требуется иметь

$$\sigma_{уст} > \sigma_{турб}.$$

Коэффициенты запаса в формулах (1.12) и (1.13) обеспечивают указанное неравенство.

Для всестороннего анализа вопроса о допустимых высотах отсасывания гидротурбин в условиях их работы с переменными напорами и мощностями необходимо пользоваться данными о кавитационных свойствах гидротурбин по значениям σ , указанным на универсальных характеристиках в виде семейства кривых $\sigma = const$. Лучше рабочие колеса, разработанные за последнее время и применяемые на практике, как правило, имеют полные кавитационные характеристики. При отсутствии подобных характеристик или при разработке новых рабочих колес значения критических кавитационных коэффициентов могут быть взяты по кривой $\sigma = \varphi(H)$ (рис. 1.5 и 1.6). Этой же цели служат значения кавитационных коэффициентов для нормальных рабочих колес, помещенные в приложении 1, 2, 3. Высота отсасывания для поворотнолопастных и диагональных турбин может быть несколько увеличена путем уменьшения рабочего значения приведенного расхода Q'_1 по сравнению с допустимым по характеристике.

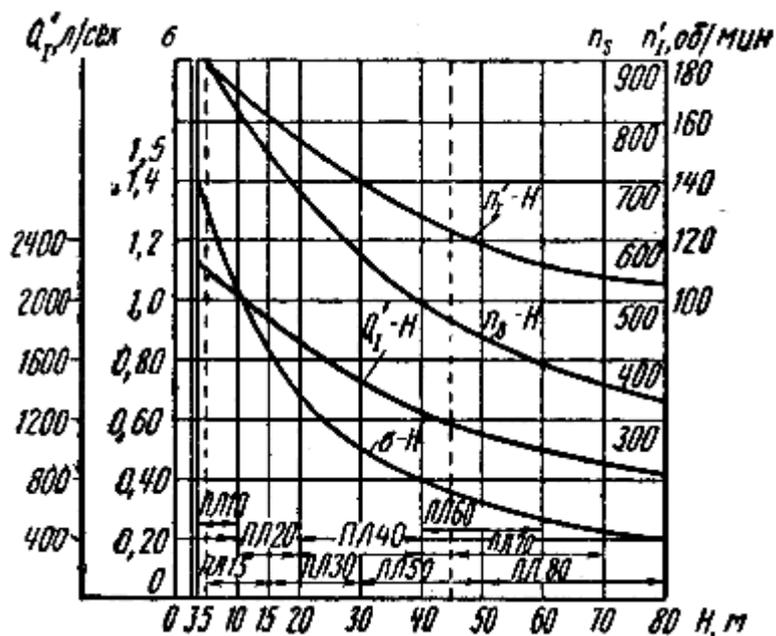


Рис. 1.5. Кривые зависимости от рабочего напора

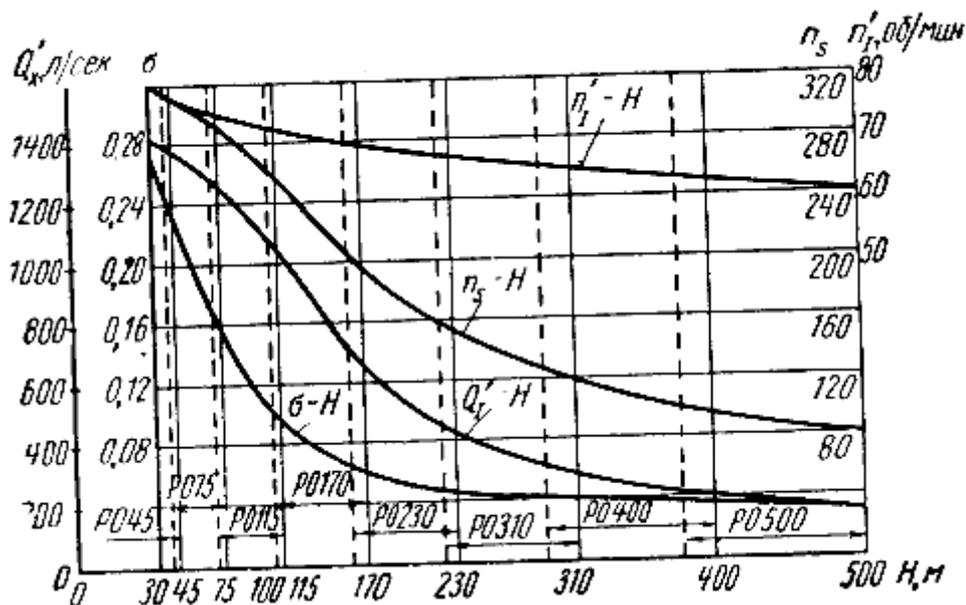


Рис. 1.6. Кривые зависимости от рабочего напора

1.4. Изменение кавитационного коэффициента в связи с изменением потерь энергии в отсасывающей трубе

Формула (1.3) показывает, что чем больше потери в отсасывающей трубе, чем меньше будет коэффициент σ , т.е. тем большую высоту отсасывания можно допустить. Этим условием можно воспользоваться для увеличения высоты отсасывания турбин или для улучшения кавитационных

условий при заданной высоте отсасывания, идя сознательно на некоторое увеличение потерь в отсасывающей трубе.

Такая необходимость может возникнуть, если:

- а) нет возможности понизить строительную отметку расположения турбины, а выбор типа и серии турбины заранее predetermined;
- б) когда в процессе эксплуатации имеет место недопустимое проявление кавитации и нет других средств борьбы с ней;
- в) небольшое уменьшение КПД дает существенное увеличение высоты отсасывания и небольшая недовыработка энергии компенсируется экономией на строительных работах, что может иметь место в высоконапорных ГЭС с радиальноосевыми турбинами.

Исследуем вопрос, как влияет на кавитационный коэффициент изменение КПД турбины за счет отсасывающей трубы.

Перепишем уравнение (1.3) в виде

$$V_{ac} = \frac{g_2^2 + \omega_x^2 - \omega_2^2 + u_2^2 - u_x^2}{2g} - \sum_{x-2} h_{\omega} - \left(\frac{g_5^2}{2g} + \sum_{2-5} h_{\omega} \right)$$

Обозначаем

$$\frac{g_2^2 + \omega_x^2 - \omega_2^2 + u_2^2 - u_x^2}{2g} - \sum_{x-2} h_{\omega} = A$$

(A представляет собой разрежение в точке x – рис. 1.2) при отсутствии потерь энергии в отсасывающей трубе, а через ΔH потери энергии в отсасывающей трубе, равные $\frac{g_5^2}{2g} + \sum_{2-5} h_{\omega}$, тогда

$$V_{ac} = \sigma H = A - \Delta H \quad (1.14)$$

Рассмотрим две однотипные турбины с разными отсасывающими трубами, работающие при одном и том же напоре H , и обозначим для первой турбины:

σ_1 - кавитационный коэффициент;

A_1 - максимальный динамический вакуум;

ΔH_1 - потери энергии в отсасывающей трубе.

Те же величины для второй турбины обозначим индексом «2».

При этих условиях можем написать:

$$\text{Для первой турбины } \sigma_1 H = A_1 - \Delta H_1 \quad (1.15)$$

$$\text{Для второй турбины } \sigma_2 H = A_2 - \Delta H_2 \quad (1.16)$$

Заметим, что скорости ϑ_2 , ω_2 и др., определяющие динамический вакуум, пропорциональны $\sqrt{\eta_2 g H}$, а поэтому отношение $\frac{A_1}{A_2}$ равно отношению гидравлических К.П.Д. или приближенно отношению полных КПД турбин, т.е.

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{\eta_1}{\eta_2}.$$

Условимся, что потери энергии в отсасывающей трубке второй турбины будут больше, чем потери в отсасывающей трубе первой турбины ($\Delta H_2 > \Delta H_1$). Тогда очевидно, что $\eta_2 < \eta_1$ на величину

$$\Delta \eta = \eta_1 - \eta_2 = \frac{\Delta H_2 - \Delta H_1}{H} = \frac{\Delta H}{H} \quad (1.17)$$

Следовательно, уравнение (1.16) можем написать:

$$\frac{\sigma_1 H + \Delta H_1}{\sigma_2 H + \Delta H_1} = \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{\sigma_1 + \frac{\Delta H_1}{H}}{\sigma_2 + \frac{\Delta H_1 + \Delta H}{H}} = \frac{\sigma_1 + \frac{\Delta H_1}{H}}{\sigma_2 + \frac{\Delta H_1}{H} + \Delta \eta} \quad (1.18)$$

Решая уравнение (1.18) относительно σ_1 и пренебрегая при этом $\frac{\Delta H_1}{H} \Delta \eta$, как малой величиной второго порядка получим:

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\eta_1(\sigma_2 + \Delta \eta)}{\eta_1 - \Delta \eta} \\ \sigma_2 &= \sigma_1 \left(1 - \frac{\Delta \eta}{\eta_1} \right) - \Delta \eta \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

Если не учитывать влияния изменения КПД на величину максимального динамического вакуума, т.е. если принять $\frac{A_1}{A_2} = 1$, то при решении уравнения (1.18) получили бы

$$\text{или} \quad \left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_2 + \Delta \eta \\ \sigma_2 &= \sigma_1 - \Delta \eta \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

1.5. Эксплуатация гидротурбин

В состав турбины входит много равно ответственных элементов, узлов и аппаратов: спиральная камера, статор, рабочее колесо (РК), направляющий аппарат (НА), крышка турбины, подшипники, отсасывающая труба (для ГАЭС отсасывающая-всасывающая труба), маслонапорная установка (МНУ), регулятор частоты вращения, устройства автоматики и гидромеханических защит.

Отмечаем, что объем эксплуатационной работы, включает в себя очень широкий круг задач, и она охватывает период, начало которого не ограничивается первым пуском турбины в действие.

В существующей нормативной документации – ПТЭ, ПТБ, инструкциях по эксплуатации завода-изготовителя, проектной и эксплуатирующей организаций и других, указания об эксплуатации турбин относятся к моменту пуска их в работу после монтажа. На самом же деле на эффективность турбин в эксплуатации оказывает существенное влияние самая ранняя стадия – их создание. Основным документом для приобретения турбины на заводе для Заказчика являются технические условия (ТУ) на поставку турбин, в которых определяются все их параметры. Проектные институты и конструкторские бюро не в состоянии обладать таким же опытом эксплуатации, как эксплуатирующая организация. По этой причине при составлении ТУ необходимо участие эксплуатационного персонала, имеющего продолжительный опыт эксплуатации турбин. Поскольку составление ТУ происходит параллельно с проектированием ГЭС, то и участие в проектировании турбины также должны принимать эксплуатационники. Этот этап и следует считать началом эксплуатации турбин и их оборудования. Лучше чем эксплуатационник никакой другой специалист не может оценить достоинства и недостатки конструкций с точки зрения наименьших эксплуатационных затрат, их простоты и ремонтпригодности (одно из основных свойств надежности заключается в **приспособленности** турбины к проведению работ по ее обслуживанию и

ремонту). Для турбины эта приспособленность должна начинаться с конструкции водоприемника, где сооружаются сороудерживающие решетки и затворы, аэрационные трубы и водоводы, хотя в проект турбины, выполняемый заводом, эти элементы не входят. Затем спиральная камера, отсасывающая труба и собственно турбина со всеми органами управления и автоматики, а также все вспомогательные системы и устройства, за которые завод не несет ответственности, такие как воздушное хозяйство (ВХ), система технического водоснабжения (ТВС), масляное хозяйство (МХ), грузоподъемные машины (ГПМ) и механизмы и т.п. Все перечисленные системы, конструкции и узлы, а также наличие и разнообразие ремонтных мастерских, так или иначе, впоследствии влияют на качество эксплуатации турбины. Поэтому компоновка всех основных и вспомогательных устройств, их технические свойства и достаточность должны быть оценены и с точки зрения затрат при обслуживании, и с точки зрения ремонтпригодности профессионалами от эксплуатации.

Важным этапом надо считать процесс подбора, подготовки и расстановки эксплуатационных кадров. Эксплуатационный персонал должен участвовать в проектировании и согласовании ТУ на поставку турбины и ее вспомогательного оборудования, а впоследствии в организации входного контроля за поступающими с завода узлами, конструкциями и механизмами и затем участвовать в монтаже и наладке систем и устройств. На последнем этапе (монтаж и наладка) персонал приобретает знания в связи с применением заводами новых, ранее неизвестных конструктивных решений и технологий изготовления и монтажа, а также им осуществляется контроль за качеством монтажных и наладочных работ.

Следующим этапом эксплуатации после монтажа является проверка и пусковые испытания отдельных узлов и систем, к которым относятся: МНУ, устройства электроснабжения привода всех вспомогательных систем от собственных нужд (СН), противопожарные устройства, ТВС, МХ, ВХ, затворы, ГПМ, хозпитьевое водоснабжение, сантехнические,

вентиляционные и др. устройства. Среди всех испытаний одной из главных является проверка водяного тракта турбины путем заполнения его водой, начиная с НБ. Подтверждением готовности отдельных систем, конструкций и узлов являются соответствующие акты, подписанные специально назначаемой Заказчиком рабочей комиссией.

Особым этапом эксплуатации является проверка агрегата (турбина, генератор) на холостом ходу со всеми вспомогательными устройствами. Этот этап носит название – **пуск агрегата**. В этот период проверяется качество смонтированной турбины, ее системы регулирования (в определенных режимах: пуск, остановка, поддержание частоты вращения), подшипников, системы охлаждения и смазки, а также сравнивается с нормами биение вала, вертикальная вибрация крышки турбины и горизонтальная – корпуса подшипника, уровень пульсации давления в проточной части. В этот же период производятся балансировка ротора, если это необходимо, а также наладочные работы на гидрогенераторе со всеми его вспомогательными системами, об этом ниже.

Завершающим этапом ввода в эксплуатацию гидроагрегата является включение его на параллельную работу с энергосистемой (**включение в сеть**) и набор нагрузки с последующими нагрузочными испытаниями и испытаниями по проверке гарантий регулирования турбины путем сброса нагрузки (мгновенное отключение генератора от сети). Такие испытания производятся по специальным программам. Дата и время включения в сеть являются датой ввода в эксплуатацию конкретного агрегата. Дата ввода в эксплуатацию первого по счету агрегата ГЭС является **датой ввода в эксплуатацию ГЭС в целом**.

После бесперебойной работы агрегата под нагрузкой в течение 72 часов и успешных результатов нагрузочных, тепловых испытаний и испытаний, подтверждающих гарантии регулирования, специально назначенной комиссией подписывается акт приемки в эксплуатацию гидроагрегата в целом.

Состав и объем последующей эксплуатации турбин, как уже сказано, нормируется многочисленными документами ПТЭ, ПТБ, завода-изготовителя, производственными инструкциями эксплуатирующей организации, циркулярами-указаниями вышестоящих эксплуатационных организаций и отраслевых научно-исследовательских и проектных организаций, графиками ремонта оборудования и др. Этот этап эксплуатации по сравнению с предыдущими более рутинный, но в этом и его особенность и задача, заключающаяся в том, чтобы не снижать активность персонала в повседневных будничных мероприятиях, поскольку ошибки персонала зависят в значительной степени от **обыденности** текущего процесса спокойной эксплуатации. Значимость этого явления весьма велика, поэтому разработаны специальные нормативные документы, которые в общем виде носят название инструкций по **работе с персоналом**.

Турбины проектируются для работы в определенных условиях и рассчитываются на определенный диапазон изменения рабочего напора от $H_{мин}$ до $H_{макс}$, при этом величина расчетного напора лежит в средней части диапазона. Эксплуатационная характеристика турбины позволяет определять ее мощность в зависимости от напора, видеть линии ограничения мощности и допустимые высоты отсасывания. Эксплуатирующая организация должна строго руководствоваться установленными параметрами турбины и не допускать их отклонения.

К сожалению, сложилась неудовлетворительная практика пуска первых агрегатов ГЭС на нерасчетных напорах, иногда значительно меньших минимального расчетного напора.

Заводы на такие случаи модели турбин не испытывают, поскольку очевидно, что режим будет неблагоприятным. А некоторые режимы и не могли быть смоделированы, например, получение зависимости максимального открытия НА от уровня ВБ по условиям непрорыва воздуха в водовод турбины. Поэтому, если Заказчик не обеспечил проектирование турбин специально для пуска на нерасчетных напорах, он должен быть готов

выявить негативные явления в первые же часы работы турбины и либо подобрать диапазон открытия НА, позволяющий обеспечить достаточно щадящий режим для турбины, либо запретить ее эксплуатацию при нерасчетных напорах.

При работе турбин на нерасчетных напорах в проточной части возникают сильные пульсации потока, вызывающие опасные вибрации, а также бурно развиваются **кавитационные процессы**. В случаях, когда УВБ над забральной балкой водоприемника недостаточен, возникает прорыв воздуха в водовод, что сопровождается разрушительными гидравлическими ударами. Все эти явления недопустимы для турбин. Отмечаем, что необходимо создавать специальные турбины для периода работы на нерасчетных напорах, поскольку продолжительность его может быть значительной. Примером пуска на нерасчетных напорах, что привело к сильному кавитационному износу рабочих колес турбин, является ГЭС, которая находилась в СНГ. Там вынуждены были проводить капитальные ремонты каждые 2-3 года по восстановлению вынесенного кавитационной эрозией металла, составлявшего до 3 т на каждое РК.

В условиях пуска турбины на нерасчетных напорах у эксплуатационной организации для получения быстрого ответа: допустима ли эксплуатация турбин – есть лишь один путь – провести экспресс-исследования, чтобы получить возможность составить оперативные указания для персонала о допустимых режимах работы турбины или их запрета. Экспресс-испытания необходимо производить с участием представителей завода-изготовителя, которые, как правило, находятся в пусковой период на ГЭС.

Из опыта эксплуатации турбин известно, что диапазоны низких значений КПД, интенсивность кавитационной эрозии в проточной части РК, величина пульсации давления и вибрации опорных частей, уровень кавитационного шума и другие параметры и признаки имеют между собой тесную связь и зависимость.

Примером проведения простейших экспресс-исследований является выполненная эксплуатационниками на некоторых ГЭС в СНГ работа с целью выявления возможностей использования турбин в пусковой период на нерасчетном напоре без опасных воздействий на проточную часть и рабочие колеса.

Эти испытания носили систематический характер и повторялись через каждые 0,5 м изменения напора. При этом измерялись штатными приборами и часовыми индикаторами: биение вала агрегата; горизонтальная вибрация крестовины генератора; вертикальная вибрация крышки турбины; изменение давления в спиральной камере и отсасывающей трубе; открытие НА и мощность агрегата. Фиксировать на слух в каждом режиме кавитационный шум и визуально наличие или отсутствие аэрации потока в водоводе (аэрированность потока, выходящего из отсасывающей трубы, если она есть, хорошо видна на глаз).

На рис. 1.7 показан обобщенный график зависимости кавитационного шума турбины от открытия НА при различных напорах. Из графика видно, что по мере снижения напора от 68 м и ниже, зона спокойной работы смещается влево в диапазон меньших открытий НА. При напоре 68 м, начиная от холостого хода, режим работы турбины спокойный. Кавитационный шум и вибрация нарастают при приближении к полному открытию НА, что определяется прорывом воздуха в водовод (рис. 1.8). Иной характер приобретает шум при увеличении напора, например, для напора 70 м кривая имеет два резких пика. По полученным данным представилось возможным разделить весь диапазон открытия НА на четыре зоны, в одной их низ была разрешена работа длительное время, в другой работа запрещена, две другие зоны рекомендовалось проходить при изменении нагрузки непродолжительно.

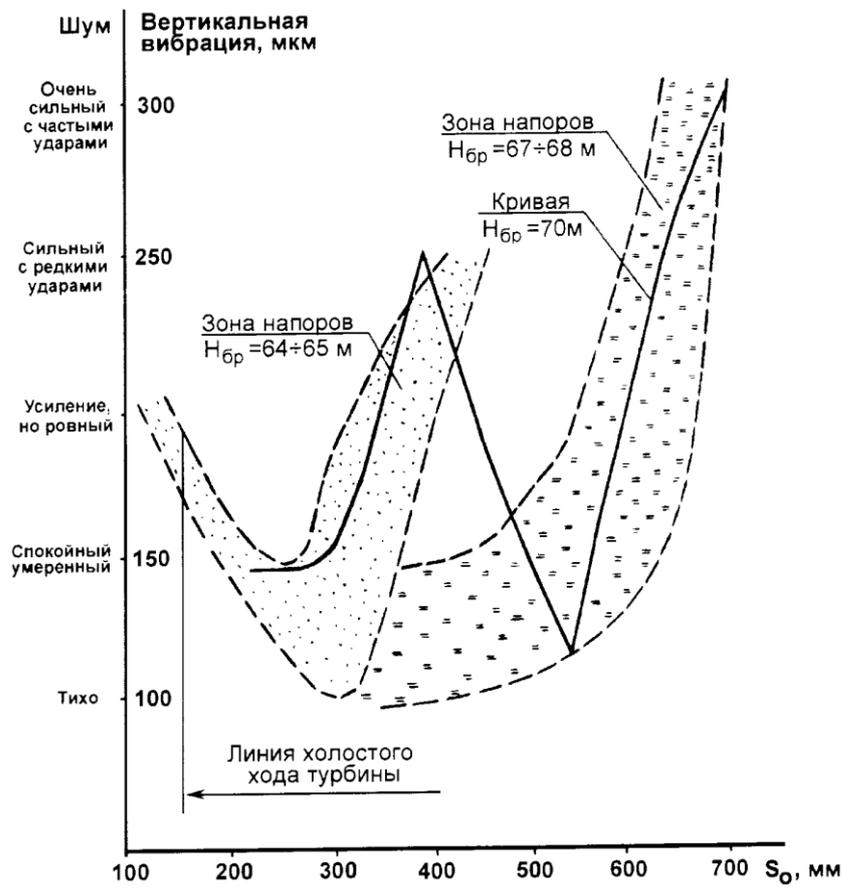


Рис. 1.7. Зависимость кавитационного шума от открытия НА турбины, работающей с нерасчетным напором

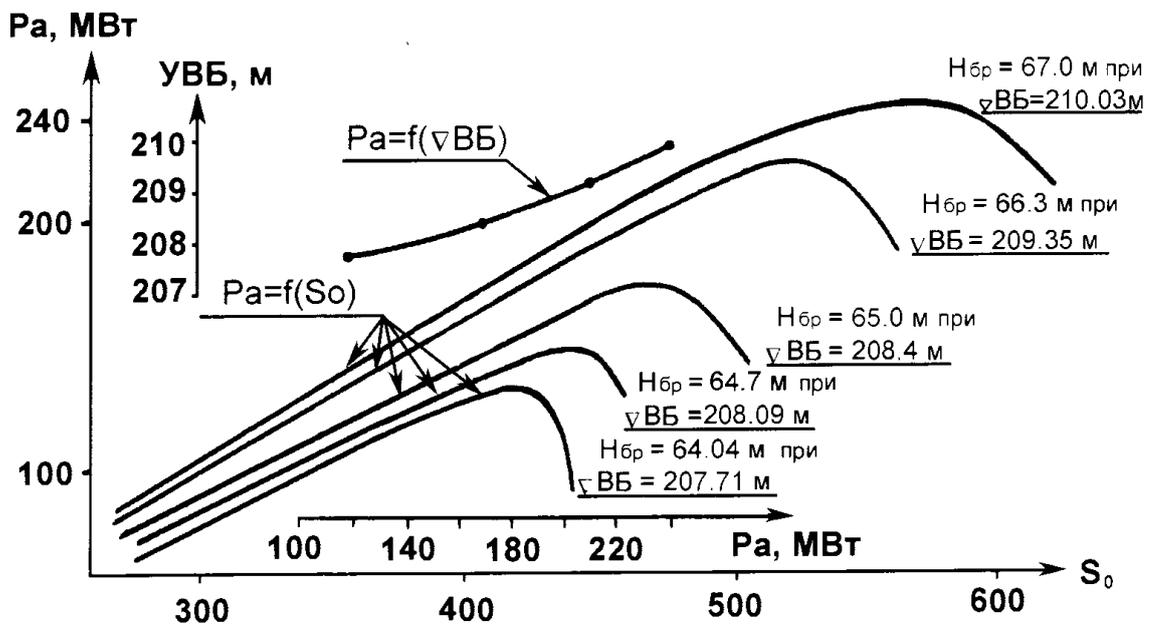


Рис. 1.8. Графики зависимости: мощности агрегата от открытия НА турбины на нерасчетных напорах и предельного уровня ВБ по условиям прорыва воздуха в турбинные водоводы

Последующие натурные испытания и исследования завода-изготовителя с применением датчиков и специальной испытательной измерительной техники подтвердили границы допустимой работы турбин, полученные эксплуатационниками простейшим экспресс-методом.

Подшипники турбины являются одними из ответственных ее узлов, должны быть под пристальным вниманием дежурного персонала. Необходимо тщательно следить за биением вала в районе подшипника, увеличение биения будет свидетельствовать о неполадках в системе крепления подшипника, либо о возникшем по какой-либо причине небалансе на агрегате. И тот, и другой признаки могут сигнализировать о последующих серьезных неисправностях агрегата.

Необходимо следить за температурой подшипников, которые работают на масляной смазке и за расходом воды на подшипники, которые имеют резину или лигнофоль (спрессованное дерево, пропитанное смолой) в качестве трущейся поверхности в подшипнике. Увеличение температуры подшипника может сигнализировать об увеличении биения вала или снижении расхода воды на охлаждение масла, что может привести к повреждению масляного подшипника, а сокращение расхода воды на смазку резинового или лигнофолевого подшипника может также привести к их разрушению.

Шум в проточной части также необходимо контролировать: его увеличение может свидетельствовать о неисправности НА, например, отклонение одной или нескольких лопаток от синхронного положения с остальными, т.е. это признак повреждения в кинематике НА. Иногда усиление шума может быть связано с засорением НА предметами, прошедшими через разрушению сороудерживающую решетку, или с повреждением каких-либо элементов в проточной части турбины.

1.6. Ремонт турбин и металлоконструкций ГТС

Ремонт турбин, как и всякого другого оборудования ГЭС, имеет несколько категорий – основные из них: капитальный ремонт, текущий ремонт, непредвиденный ремонт. Капитальный ремонт – это заранее планируемый долговременный вывод турбины из работы. Как правило, это делается одновременно с генератором. Этот ремонт планируется с целью устранения всех неисправностей, возникших и обнаруженных в истекший межремонтный период, а также выполнения заранее подготовленных работ по модернизации и реконструкции оборудования.

Капитальные ремонты ведут с осушением проточной части турбины. Для проверки состояния и выполнения работ по ремонту проточной части под рабочим колесом монтируют специальные подмости.

Наиболее часто встречающимися капитальными работами являются: ликвидация кавитационной эрозии на элементах проточной части (лопасти рис. 1.9, поверхности камер рабочих колес, направляющий аппарат), проверка общей линии вала агрегата с целью устранения повышенного биения вращающихся частей, замена подшипников цапф лопаток направляющего аппарата, проверка и настройка установленного времени открытия-закрытия направляющего аппарата, разборка подшипников и замена вкладышей, замена уплотнений фланцев лопастей на поворотно-лопастных турбинах и разборка их маслоприемника с целью контроля состояния штанг и втулок и др.

Текущие или профилактические, предупредительные ремонты также планируются заранее и выполняются они, как правило, с осушением проточной части лишь с напорной стороны до уровня НБ.

В период текущего ремонта проводятся в основном осмотры и ремонты вспомогательных устройств и систем, регулировка зазоров подшипников и т.п.

Задачей профилактического ремонта является предупреждение прогрессирующего износа оборудования. В период проведения этого ремонта

работы должны быть выполнены так, чтобы можно было гарантировать безотказную работу турбины до очередного планового текущего ремонта.



Рис. 1.9. Кавитационная каверна на лопасти рабочего колеса

Вынужденный (непредвиденный) или **аварийный** ремонт производится после появления неисправности или отказа оборудования, не позволяющие оставлять турбину в работе. Такие остановки турбин не поддаются планированию, они нарушают производственный ритм и влекут за собой финансовые и материальные убытки (рис. 1.10). Выше было дано определение коэффициента готовности, как отношение в течение года суммы времени работы агрегата в генераторном режиме и режиме СК, а также времени нахождения его в разрезе с немедленной готовностью к пуску к календарному времени года, т.е. из календарного времени года вычитается время на все виды ремонта. Но вычисленная таким образом величина коэффициента готовности не дает истинного представления о качестве агрегата, в частности, турбины, когда рассматривается вопрос поставки ее через систему тендера (международные торги), используя какой-либо аналог

этой турбины, у которой в течение ее эксплуатации, были достаточно длительные плановые остановки.

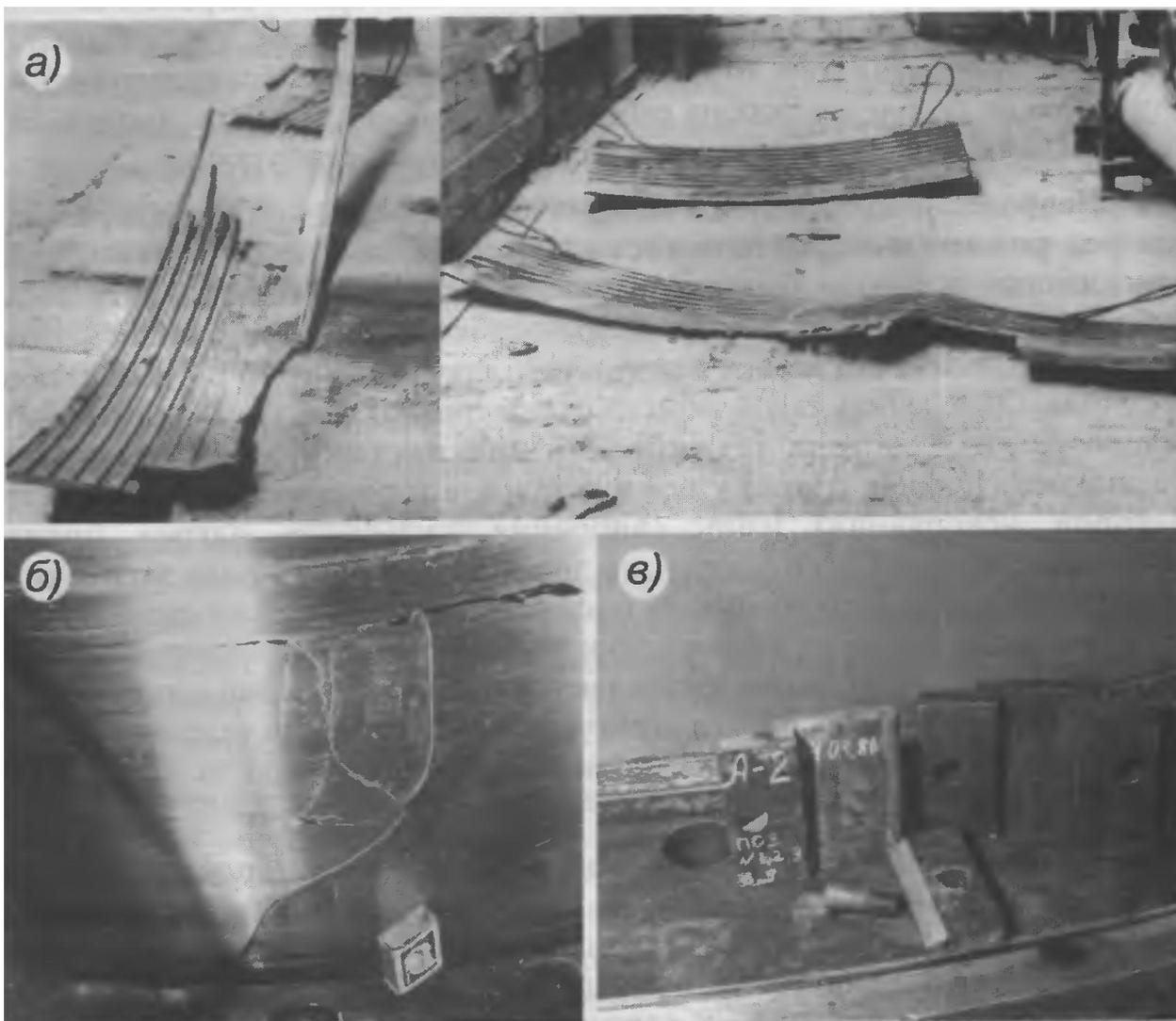


Рис. 1.10. а) разрушение неподвижного лабиринтного уплотнения турбины; б) разрушение облицовки вала турбинного подшипника; в) разрушение сухарей и крепежа турбинного подшипника

Если же из календарного времени года вычесть время, затраченное лишь на непредвиденный и аварийный ремонты и отнести эту разницу к календарному времени года, то мы получим коэффициент, характеризующий – каков процент турбина способна работать без вынужденных остановок. Это очень важная и более точная характеристика надежности турбины.

Наиболее прогрессивной и экономически эффективной формой ремонта является ремонт по необходимости. Это означает, что с точки зрения

минимизации затрат необходимо остановить турбину только тогда, когда приближается предельное состояние работоспособности ее узлов и элементов, но непредвиденная остановка в результате отказа какого-либо узла еще не наступила. Определить такой момент очень трудно. Для этого должна быть хорошо развита система технической диагностики, способная точно моделировать процесс износа узлов и деталей, а также учитывать множество факторов, ускоряющих износ (вибрация, пульсация, нагрев, биение вращающихся частей и т.п.), т.е. – это должна быть своего рода экспертная система очень высокого уровня. За последние годы во многих странах мира видна тенденция все более широкого применения новейших информационных технологий с использованием интеллектуальных систем, моделирующих в той или иной мере некоторые интеллектуальные способности человека.

К таким системам и относятся экспертные системы, представляющие собой программные комплексы, которые обеспечивают возможность приобретения знаний высококвалифицированных специалистов – экспертов в определенной проблемной области и использование этих знаний для анализа и оценки сложных ситуаций, а также для выработки рекомендаций по оптимальному выходу из этих ситуаций. В нашем случае – это найти точный период для вывода в ремонт агрегата. В этом направлении ведутся работы, но их состояние еще не таково, чтобы широко внедрять ремонт по необходимости. Поэтому на крупных ГЭС основной принцип организации ремонта – это его планирование с жесткой привязкой к календарному времени.

На многоагрегатных ГЭС при соответствующем технико-экономическом обосновании и обеспечении круглосуточной загрузки ремонтного персонала, как правило, ремонт выполняется силами гидростанции. И только редко встречающиеся и особо трудоемкие работы, как правило, выполняются подрядным способом.

Ремонт гидромеханического оборудования и металлоконструкций – кранов, грузоподъемных механизмов, гидроподъемников, затворов, решеток,

водоводов и т.п. является важной составной частью обслуживания всего того, что относится к турбинно-механической части ГЭС.

Мы видели, что на ГЭС объем металлоконструкций значителен и требует большого внимания по текущему их содержанию, в котором основная доля – это антикоррозийная защита.

Систематическое нанесение лакокрасочных покрытий на поверхность металлоконструкций связано с достаточно сложной технологией работ, очень большими затратами финансовых средств и трудовых ресурсов, а качество и долговечность покрытий не могут удовлетворить современным требованиям эффективности производства.

Разработанные методы стойких металлических покрытий дали хороший результат, скорость коррозии в атмосфере не превышает долей микрона в год и нескольких микрон под водой и в зоне переменного уровня. К числу таких покрытий относятся термодиффузионное цинковое покрытие, широко применяемое для защиты трубчатых конструкций опор морских нефтепромысловых сооружений и алюминиевые металлические покрытия, наносимые методом горячего напыления. Ряд зарубежных исследователей рекомендуют покрытия на основе виниловых и кумароновых смол и каменноугольного лака.

Выводы по первой главе

Очень сложно восстанавливать антикоррозионные покрытия в подводной части. Здесь наиболее ответственными элементами являются пазовые конструкции. Особенно сложно выполнять покрытие той части пазов, которые нельзя осушить. В некоторых случаях из-за сложности технологии, требующей продолжительного времени и особых условий (устройство тепляков, осушение воздуха вблизи металла), в период сжатых сроков строительства антикоррозийной защитой пренебрегают. Это впоследствии в период эксплуатации создает исключительные трудности по нанесению покрытий. Поэтому вопросам ремонтпригодности и практичности технологий по антикоррозийной защите необходимо придавать особое значение.

ГЛАВА 2. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА КАВИТАЦИИ В СПЕЦИАЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

2.1. Кавитационная установка и ее контрольно-измерительная аппаратура

Как уже отмечалось выше, кавитационный коэффициент σ определяется экспериментально путем испытания на специальных кавитационных стендах моделей турбин обычно небольших размеров ($D_1=250-500$ мм). Устройствами кавитационного стенда предусматривается возможность менять величину вакуума в зоне отсасывания в больших пределах.

По конструктивной схеме кавитационные установки выполняются весьма разнообразно. Характерным признаком являются условия циркуляции воды в системе. С этой точки зрения кавитационные установки подразделяются на замкнутые, разомкнутые открытые и разомкнутые полуоткрытые.

Замкнутые установки перед испытанием заливаются водой из технического водопровода, и в дальнейшем циркулирующая благодаря работе насоса вода нигде не соприкасается с наружным воздухом.

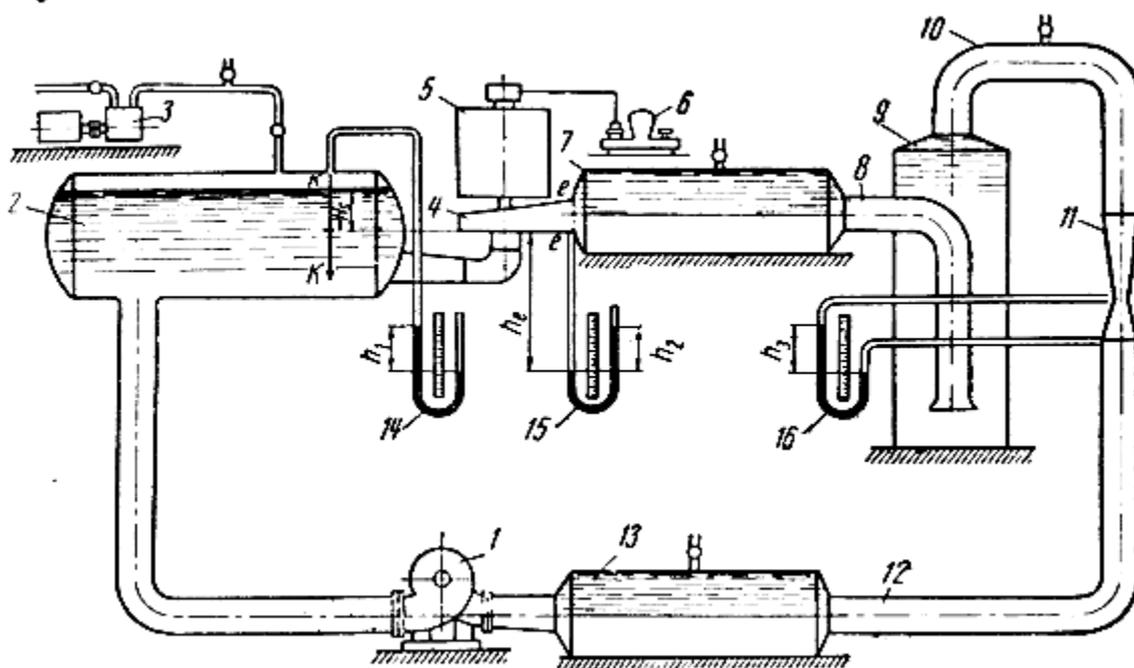


Рис. 2.1. Схема кавитационного стенда

В разомкнутых открытых установках верхний и нижний уровни воды открыты. Высота отсасывания создается естественным путем за счет установки модельной турбины на высоте 10-12,0 м по отношению к уровню воды в отводящем канале и изменяется посредством дросселирования задвижкой.

В разомкнутой полуоткрытой установке нижний уровень воды остается свободным, а питание насосом установки производится через закрытый бак.

На практике чаще всего применяют замкнутые установки (принципиальная схема представлена на рис. 2.1).

Циркуляция воды в системе обеспечивается центробежным насосом 1 с приводом от двигателя, позволяющего изменять число оборотов вала насоса в широких пределах, например от электромотора постоянного тока. Переменное число оборотов от двигателя требуется для обеспечения во время опытов разной величины напора и расхода, зависящее от рабочего режима работы модельной турбины.

От насоса через трубопроводы 12, 10 и 8 и баки 13, 9 и 7 вода поступает в модельный блок 4 и далее через вакуумный бак 2 и всасывающий трубопровод она возвращается к насосу.

На вертикальном участке напорного трубопровода устанавливается прибор 11 для измерения расхода воды – насадок, сопло или диафрагма, с применением дифференциального манометра 16. На нагнетательной и всасывающей линиях водоводов имеются значительные емкости в виде баков 13, 9, 7 и 2, что способствует улучшению условий растворения пузырьков воздуха за счет большего времени циркуляции воды в установке. Для дополнительного улучшения растворения воздуха в установке лаборатории гидромашин вода в баке 9 движется вниз – навстречу всплывающим пузырькам воздуха.

Изменение кавитационного коэффициента установки (σ_{ycm}) производится путем изменения давления в вакуумном баке 2, что равносильно изменению в формуле (1.5) барометрического давления.

Необходимое разрежение (вакуум) в пределах от 0 до 9,0 м вод. ст. производится вакуумным насосом 3.

Рабочий напор на установке измеряется при помощи ртутного манометра 15 и вакуумметра 14. В соответствии с обозначениями на схеме рабочий напор

$$H = \frac{p_e}{\gamma} + z_e + \frac{g_e^2}{2g} - \left(\frac{p_k}{\gamma} + z_k + \frac{g_k^2}{2g} \right) = \frac{\gamma_{pm}}{\gamma} (h_1 + h_2) - h_e - H_s + \frac{g_e^2}{2g}.$$

Расход $Q = C\sqrt{h_3}$, где постоянная C определяется тарированием водомера или расчетом. Момент на валу турбины и число оборотов вала измеряются соответственно нагрузочным устройством 5 с весами 6 и счетчиком оборотов.

Кроме указанного, кавитационная установка оборудуется водомерными стеклами, термометрами и пускорегулировочной аппаратурой. Все контрольно-измерительные приборы и аппаратура установки сосредотачиваются вблизи пульта, с которого ведется управление работой тормозного устройства, питательного и вакуумного насосов, а также записи показаний измерительных приборов.

2.2. Кавитационные явления в гидравлических машинах по величине интегральной интенсивности кавитационных излучений

Кавитация гидротурбин и других гидравлических машин до настоящего времени приносит огромный ущерб народному хозяйству. Поэтому изучение природы кавитации, а также разработка методов борьбы с кавитационной эрозией представляются первоочередными задачами гидромашиностроения.

Многими учеными излагалась физическая природа кавитации и: определялись различные параметры, влияющие на кавитационный процесс. Однако лишь в последнее время были предложены методы исследований, которые наиболее полно отображают кавитационное явление.

Многообещающим методом изучения кавитации является ультразвуковой метод.

Как показали результаты исследований ряда авторов, при захлопывании кавитационных пузырей разрушаются элементы конструкции ультразвуковых излучателей и гидромашин. При этом возникают акустические излучения, которые распространяются в среде (вода, металл). Это явление было использовано в ряде работ для проведения кавитационных исследований гидромашин и их моделей. Указанные методики исследований не получили широкого распространения на практике, в силу ряда присущих им недостатков.

1. Отсутствие градуировки приборов в акустических величинах.
2. Из всего акустического спектра не был выделен кавитационный спектр частот.
3. Отсутствие четкого критерия кавитации и его численного значения.

На основе теоретического анализа, и лабораторных экспериментов, проведенных в лаборатории гидротурбинных блоков ВНИИГа, многими учеными были предложены методы определения интегральной интенсивности кавитационных излучений. Впервые этот метод был применен при участии многих ученых в 1959 г. при кавитационных исследованиях действующих гидротурбин.

В ниже приводятся основы разработанной методики исследований и основные результаты. При обтекании потоком камеры и лопастей рабочего колеса на криволинейных участках при известных условиях (например, при увеличении местной скорости потока), наблюдаются разрывы сплошности потока, в результате чего возникают кавитационные пузыри. Визуальные наблюдения показывают, что количество кавитационных пузырей (каверн) зависит от режима работы модели гидромашин. Была поставлена задача измерить акустические излучения захлопывающихся кавитационных пузырей.

Для этих целей была разработана специальная аппаратура: кавитационный анализатор ВНИИГ-КА-2 и гидрофон, с помощью которых измерялось акустическое давление в диапазоне частот от 5,5 до 1800 *кГц*.

Ранее, была разработана аппаратура (кавитационный анализатор ВНИИГ-КА-1 и пьезодатчик и методика проведения кавитационных исследований). Однако эта аппаратура и методика не могли быть использованы в кавитационных исследованиях, ввиду недостаточности отработки электрической схемы прибора и невозможности проградуировать датчик. Поэтому измерения производились на отдельных частотах в относительных единицах (в величине выходного тока). Это приводило к тому, что при одном кавитационном режиме получалось большое количество измеренных величин интенсивности (на каждой измеряемой частоте получалась своя величина интенсивности). Такое разнообразие; несвязанных измеренных величин отрицательно сказывалось при анализе кавитационного явления в гидравлических машинах. Поэтому потребовалось усовершенствовать аппаратуру и найти такой параметр кавитационного явления, который бы определял действие всех кавитационных частот без влияния шумового фактора, возникающего при работе гидравлической машины.

Ниже даны описания усовершенствованных кавитационного анализатора и гидрофона, а также методика определения интегральной интенсивности кавитационных излучений.

Кавитационный анализатор (рис. 2.2) представляет собой широкополостный усилитель, на выходе которого подключаются 5 резонансных фильтров. На каждом фильтре с помощью конденсатора переменной емкости измеряются преобразованные гидрофоном электрические колебания на следующих диапазонах частот:

- I. Диапазон 5,5 *кГц* - 18 *кГц*
- II. Диапазон 14 *кГц*.- 45 *кГц*
- III. Диапазон 41 *кГц* - 150 *кГц*

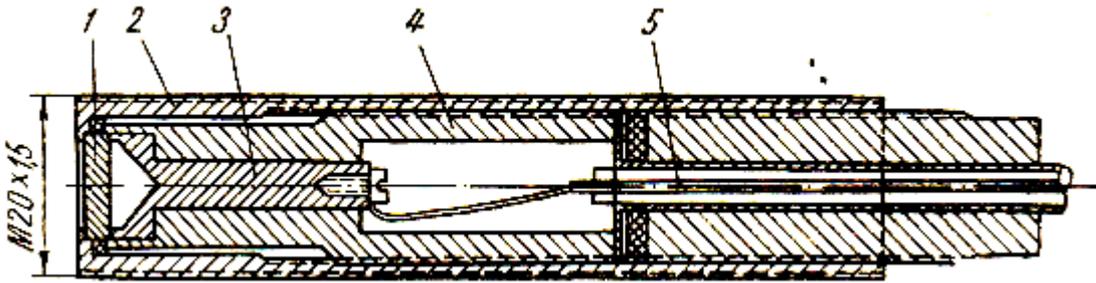


Рис. 2.3. Пьезоэлектрический гидрофон

На рис. 2.4 показана градуировочная кривая гидрофона в диапазоне частот от 5,5 до 1400 кГц, полученная во ВНИИМе.

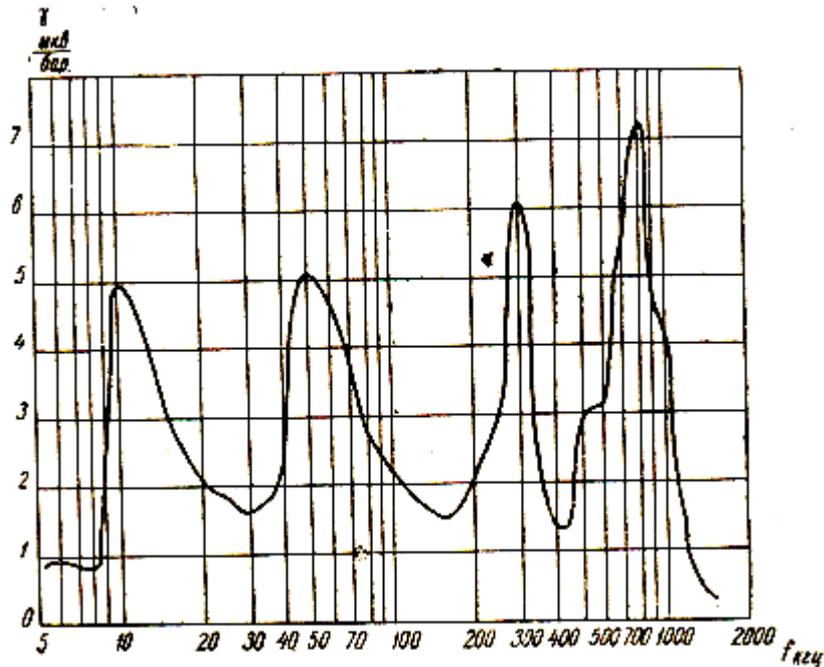


Рис. 2.4. Градуировочная кривая гидрофона

Диаграмма направленности гидрофона на частотах до 500 кГц обеспечивает охват всей возможной кавитационной зоны.

После проведения градуировки кавитационного анализатора и гидрофонов стало возможным определение величин акустических излучений в физических единицах. На каждой фиксируемой частоте напряжения, генерируемые гидрофоном, определяются по формуле

$$I_{\text{вых}} = K_f K_u K_c \quad (2.1)$$

где K_f - частотная чувствительность прибора в *мкв*;

$K_{ш}$ - коэффициент шкалы прибора, определяемый по величине отклонения стрелки показывающего прибора в делениях;

K_{γ} - коэффициент чувствительности прибора, зависящий от положения ручки чувствительности, имеет значения: 1; 5; 10; 20; 50 и 100.

Далее определялась амплитуда давления акустической волны в плоскости диска титаната бария по формуле

$$P = \frac{I_{ax}}{\gamma_f} \text{ (бар)}, \quad (2.2)$$

где γ_f - чувствительность гидрофона в *мкв/бар* определяется при градуировке (рис. 2.4).

Для синусоидальной акустической волны интенсивность определяется по формуле

$$I_k = \frac{P^2}{2\rho C} 10^{-7} \text{ (вт/см}^2\text{)} \quad (2.3)$$

где ρ - плотность воды, *г/см³*;

$C \approx 150000$ *см/сек* – скорость распространения акустической волны в воде.

В нашем случае кавитационные излучения не являются монохроматическими, т.е. не принадлежат определенной длине волны, а принадлежат некоторому диапазону частот. Кроме того, кавитационный анализатор имеет переменную полосу пропускания длин волн на различных участках частотного спектра. Поэтому для исключения влияния переменной полосы пропускания длин волн, интенсивность I_k преобразуется в спектральную интенсивность I_{λ} по формуле:

$$I_{\lambda} = \frac{I_k}{\Delta\lambda} \text{ (вт/см}^2 \cdot \text{см)} \quad (2.4)$$

где $\Delta\lambda$ - полоса длин волн, пропускаемая колебательным контуром, на каждой фиксируемой частоте.

На всех режимах, работы гидротурбины или модели строятся спектрограммы (рис. 2.5). На спектрограмме величина I_{λ} строится в

зависимости от длины волны λ , где $\lambda = \frac{c}{f}$ (f - фиксируемые кавитационным анализатором частоты).

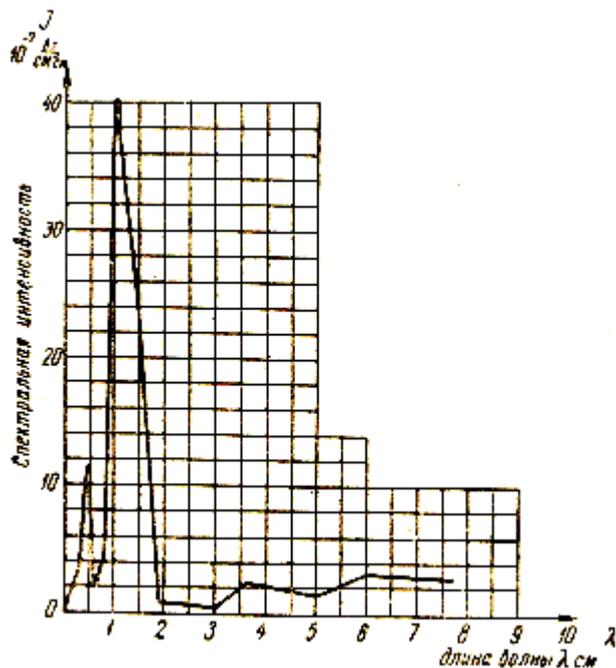


Рис. 2.5. Спектрограмма акустических излучений

Для выявления кавитационного спектра излучений во ВНИИГе были проведены следующие опыты на прямоугольной камере Вентури.

Камера имела сжатое сечение размером 6 X 300 мм и прозрачные стенки. Докавитационный режим течения воды в камере соответствовал скорости в сжатом сечении, равной $v < 15$ м/сек.

На спектрограмме (рис. 2.6) показана кривая 1 спектральной интенсивности шумовых излучений, возникающих в камере Вентури в докавитационном режиме ($v = 13,5$ м/сек). При этом режиме в прозрачной камере не наблюдались кавитационные пузыре и не было зафиксировано повышения вакуума в сжатом сечении. Кривая 1 на спектрограмме вызвана механическими вибрациями установки и шумами, возникающими при протекании воды по трубопроводу и т. д.

При увеличении скорости течения воды в сжатом сечений камеры ($v = 16,5$ м/сек) было зафиксировано увеличение спектральной интенсивности

шумового спектра излучения (кривая 2') с частотами до 20 кГц и появление кавитационного спектра излучений (кривая 2'') в диапазоне частот от 35 до 500 кГц.

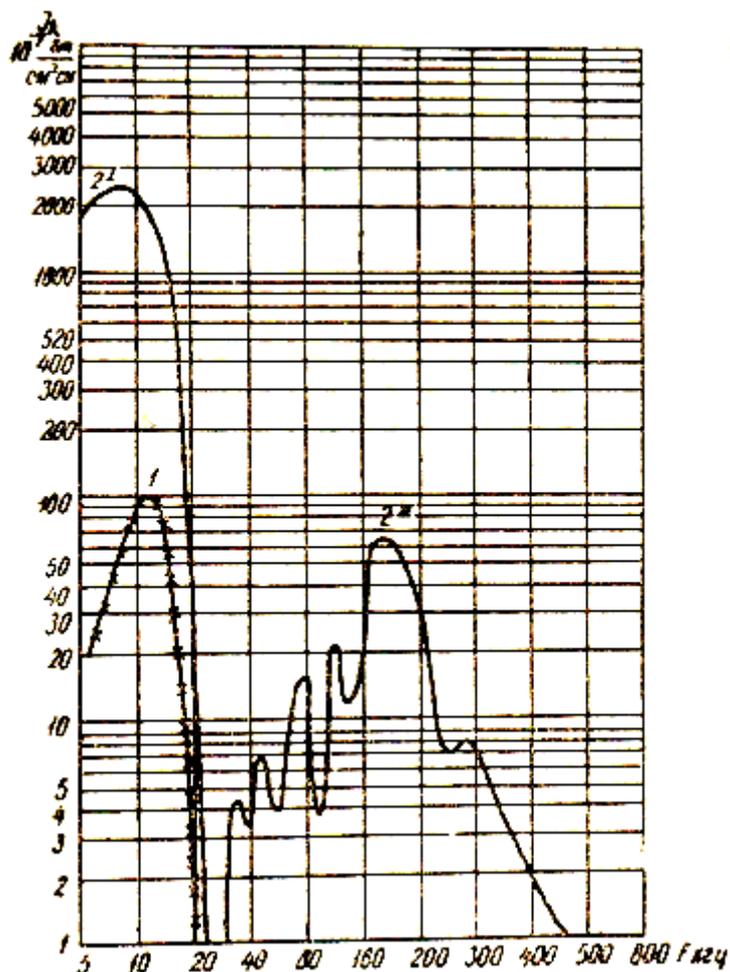


Рис. 2.6. Спектрограмма акустических излучений, полученная в кавитационной камере ВНИИГ

В кавитационной камере на этом режиме наблюдалось белесое облачко, а вакуум достигал 580 мм рт. ст. Этими опытами было установлено, что шумовой спектр имеет явно выраженные спектральные интенсивности излучения на частотах, не превышающих 30 кГц, а кавитационный спектр имеет значительные спектральные интенсивности излучений на частотах, не ниже 30 кГц. Это явление неоднократно проверялось на других моделях и турбинах.

Дальнейшая обработка спектрограммы позволила определить интегральную интенсивность кавитационного спектра излучений в пределах, интегрирования по длине волны от 0 до 5 см, так как $\lambda = 5$ см является максимальной длиной волны кавитационного спектра излучений.

Интегральная интенсивность кавитационного излучения имеет следующее выражение:

$$I = M \int_0^{\lambda_{\text{макс}}} I_{\lambda} d\lambda \quad (2.5)$$

В формуле (2,5) M – масштаб при планиметрировании спектрограммы.

Интегральная интенсивность кавитационного излучения является результатом суммарного действия гидродинамических давлений, возникающих при захлопывании кавитационных пузырей, и представляет собой энергию кавитационного излучения, проходящую в единицу времени через элемент площади в точке измерения. Величина измерений интенсивности зависит от квадрата расстояния от центра замыкания кавитационного пузыря до пьезоэлемента гидрофона, а также зависит от конструкции гидротурбины и ориентировки гидрофона относительно кавитационных полостей. Кроме того, на результат измерения влияет степень насыщенности воды наносами и воздухом, а также и кавитационными полостями (скопление незахлопнувшихся пузырей), если эти полости попадают в измерительный створ, определяемый направлением прохождения гидродинамической волны от точки замыкания кавитационных пузырьков до гидрофона. Специальными опытами было определено, что крышка турбины для поворотно-лопастных турбин является наиболее благоприятным местом установки гидрофона. При этом гидрофон устанавливается в прямой видимости лопастей и камеры рабочего колеса. Преимуществом такой установки гидрофона является отсутствие кавитационных полостей в измерительном створе, так как незахлопнувшиеся пузыри смываются потоком воды в отсасывающую трубу.

Кавитационные исследования гидротурбин многих ГЭС проводились совместно с энергетическими исследованиями, при этом на каждом режиме определялись интегральная интенсивность кавитационного излучения и КПД гидроагрегата (относительным методом).

Исследовались 7 гидроагрегатов. На каждом гидроагрегате было исследовано 12÷15 режимов при существующей комбинаторной зависимости и на 4-5 углах разворота лопастей рабочего колеса определялись кавитационные и энергетические режимы на пропеллерных характеристиках. Всего было исследовано 364 режима. Исследование одного гидроагрегата занимало 10÷12 часов.

На рис. 2.7 показаны кавитационные и энергетические характеристики турбины типа ПЛ-548-ВБ-800. Кривая *I* показывает зависимость относительно КПД гидроагрегата от мощности при существующей комбинаторной связи. Кривая *II* показывает ту же зависимость, но при разъединенной комбинаторной связи (на пропеллерных режимах). Кривая *III* показывает интегральную интенсивность кавитационного излучения в зависимости от мощности гидроагрегата при существующей комбинаторной связи и кривая *IV* показывает то же самое, но при разъединенной комбинаторной связи.

Как видно из рис. 2.7, кавитационные излучения при различных нагрузках гидроагрегата меняются в большей степени, чем КПД гидроагрегата. Причем диапазон нагрузок наибольших излучений получился в пределах 45÷67 мзвт. На пропеллерных режимах хорошо выявляется точка минимальных кавитационных излучений, отвечающая, как и следовало ожидать, максимальному КПД. Следовательно, этим методом можно определять оптимальную комбинаторную связь гидроагрегата. Касательная к пропеллерным режимам (кривая *IV*) показывает, насколько уменьшатся кавитационные излучения при работе гидротурбины на оптимальной комбинаторной связи.

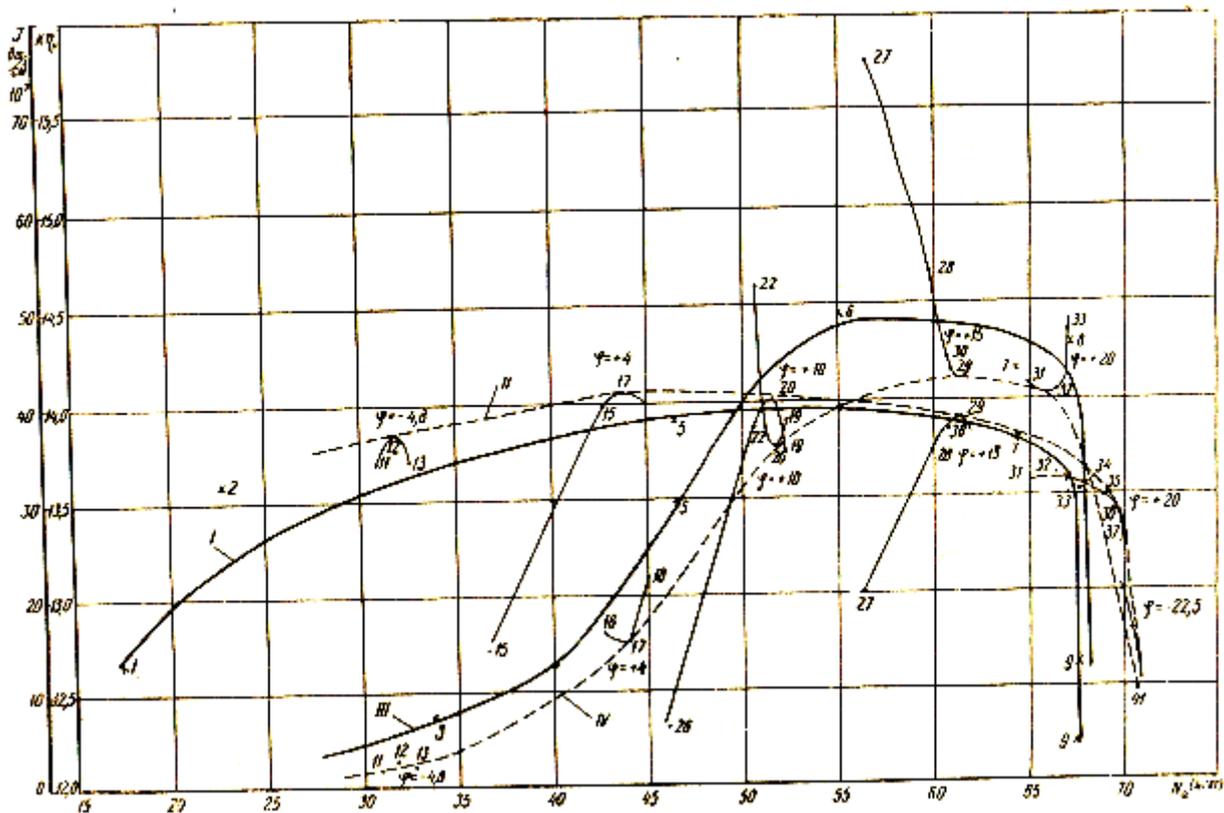


Рис. 2.7. Кавитационные характеристики гидроагрегата № 3

I – график зависимости $k\eta_0 = f_1(Na)$ при существующей комбинаторной связи; *II* – график зависимости $k\eta_0 = f_2(Na)$ при разъединенной комбинаторной связи (на пропеллерных режимах); *III* – график зависимости $I = f_3(Na)$ при существующей комбинаторной связи; *IV* – график зависимости $I = f_4(Na)$ на пропеллерных режимах

Необходимо отметить, что даже турбины одной серии и одного и того же исполнения имеют несколько различные значения КПД и интегральной интенсивности кавитационных излучений. Поэтому необходимо проводить такие исследования на всех гидроагрегатах и, кроме того, желательно провести исследования при различных напорах и высотах отсасывания.

Выводы по второй главе

Полученная в результате исследований интегральная интенсивность кавитационных излучений является физической величиной, которая определяется энергетическим параметром кавитационного явления. По

величине интегральной интенсивности можно дать оценку кавитационного режима на всех возможных нагрузках гидроагрегата. Следовательно, по интегральной интенсивности кавитационных излучений можно определить кавитационный режим, как в начальной стадии, так и в процессе ее развития. Кроме того, возможна сравнительная оценка гидроагрегатов в отношении кавитационных режимов. Это позволяет считать, что интегральная интенсивность кавитационных излучений может быть принята за критерий кавитационного состояния гидротурбины.

ГЛАВА 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КАВИТАЦИИ В РАБОЧИХ КОЛЕСАХ ГЭС

3.1. Методика ведения экспериментов и обработки экспериментальных материалов

Кавитационный стенд позволяет в больших пределах $\sigma_{уст}$, определяемую по формуле

$$\sigma_{уст} = \frac{B - \frac{P_n}{\gamma} - H_s}{H} \quad (3.1)$$

Указанное изменение осуществляется путем изменения одной из величин или барометрического давления B , или высоты отсасывания H_s , или напора H .

Практически при кавитационных испытаниях в большинстве случаев остаются неизменными H и H_s , а меняется барометрическое давление в вакуумном баке за счет большего или меньшего разрежения, создаваемого в нем вакуумным насосом.

В подавляющем большинстве случаев для определения критического значения кавитационного коэффициента турбины при данном режиме ее работы пользуются методом «срывных характеристик», основанном на том, что при развитых кавитационных явлениях происходит резкое падение мощности и КПД модельной турбины. Практически испытания на кавитацию моделей радиально-осевых и пропеллерных турбин производят, сохраняя постоянными открытие лопаток направляющего аппарата a_0 , рабочий напор H и тормозной момент, меняют $\sigma_{уст}$ за счет изменения разрежения в вакуумном баке. При каждом значении $\sigma_{уст}$ делают все замеры, позволяющие вычислить КПД и приведенные величины (n'_1 и Q'_1), а затем строят кривые $\eta = \varphi_1(\sigma_{уст})$ и $n'_1 = \varphi_2(\sigma_{уст})$ (рис. 3.1). Начало кавитации характеризуется более или менее резким падением КПД и приведенных чисел оборотов (точки K и K_1), поэтому соответствующее этим точкам значение $\sigma_{уст}$ и есть $\sigma_{кр.турб}$. За

расчетное значение $\sigma_{кр} = \sigma$ принимают то значение $\sigma_{уст}$, при котором наблюдается уменьшение на 1% значения η и n'_1 . Иногда падение КПД и приведенных чисел оборотов происходит при разных $\sigma_{уст}$, в таком случае при расчете берут более высокое его значение.

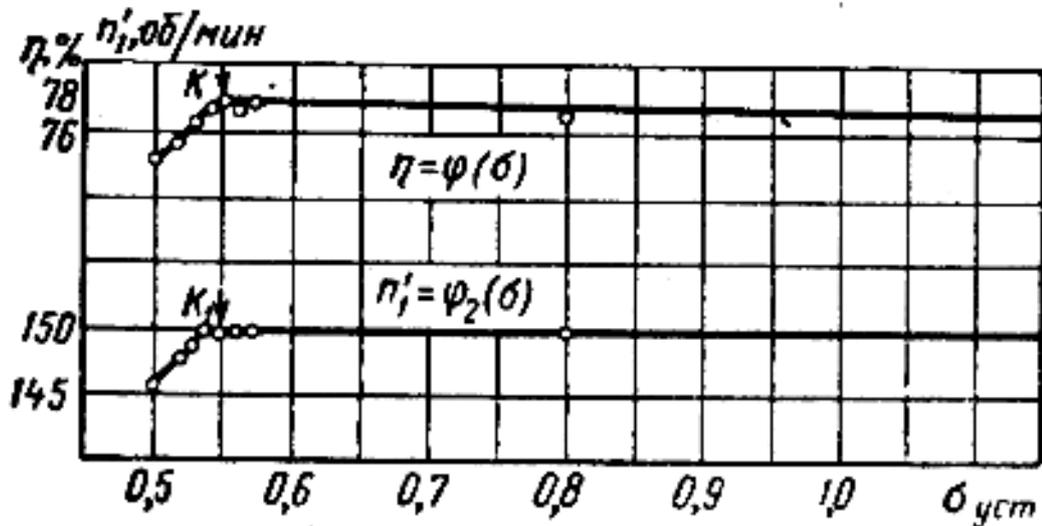


Рис. 3.1. Кривые зависимости η и n'_1 от $\sigma_{уст}$

При каждом открытии лопаток направляющего аппарата исследуют несколько рабочих режимов, характеризуемых величиной тормозного момента и приведенными числами оборотов. Таким образом, на линии $a_0 = const$ универсальной характеристики отмечают несколько значений $\sigma_{кр}$. Проведя аналогичные испытания при всех других открытиях, получают необходимые данные о кавитационных качествах модельной турбины при различных режимах ее работы.

Обработка результатов испытаний модели на кавитацию заканчивается нанесением линий $\sigma = const$ на главную универсальную характеристику (рис. 3.2).

Кавитационные испытания моделей поворотлопастных турбин производятся в следующем порядке:

1. Снимаются энергетические пропеллерные характеристики при нескольких (4-6) углах установки лопастей рабочего колеса; эти испытания позволяют установить при каждом режиме, определяемом значениями n'_1 и

Q'_1 , рациональную комбинацию открытий лопаток направляющего аппарата a_0 и угла φ^0 установки лопастей рабочего колеса.

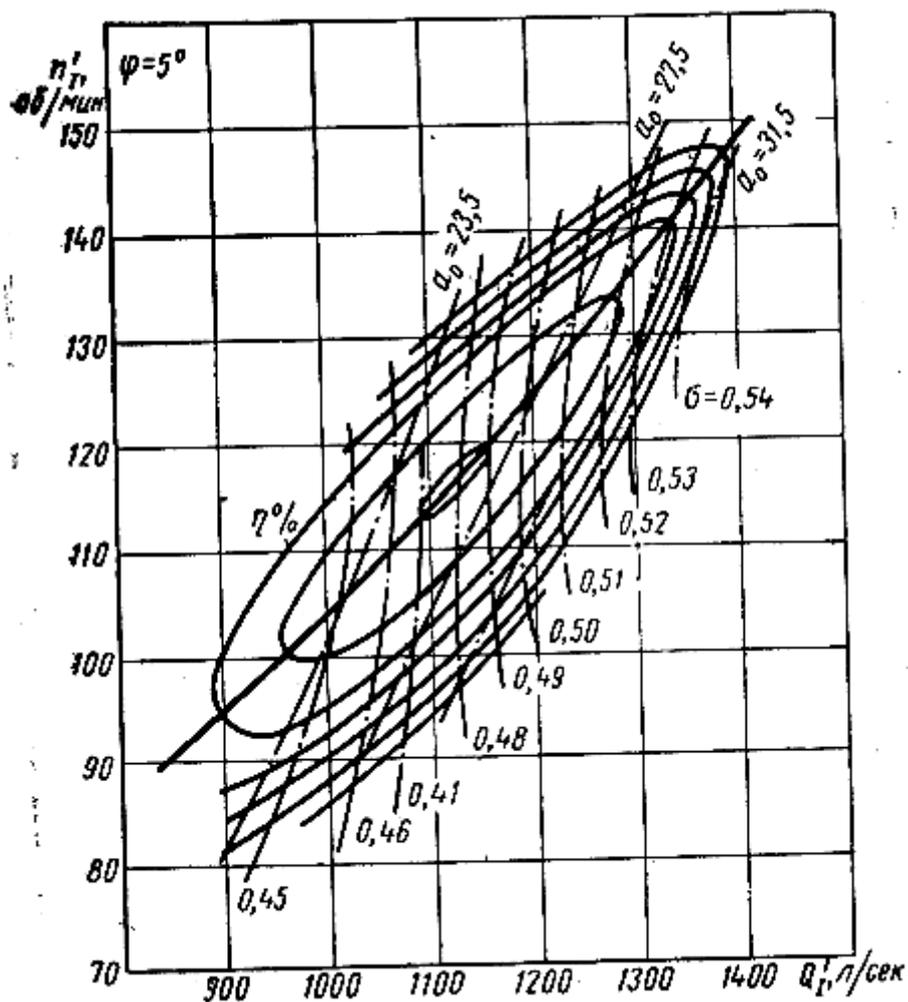


Рис. 3.2. Главная универсальная характеристика пропеллерной турбины с кривыми постоянного значения σ

2. При каждом угле установки лопастей рабочего колеса исследуют кавитацию при ряде режимов с различными приведенными числами оборотов, меняющимися в пределах рабочей области характеристики. При этом каждый режим исследуют при нескольких, обычно трех, открытиях лопаток направляющего аппарата, близких по своему значению к установленной ранее рациональной комбинации a_0 и φ^0 .

3. По данным эксперимента при каждом $n'_1 = const$ строят графики $\sigma = \varphi_3(Q'_1)$ для исследованного ряда углов установки лопастей рабочего

колеса, с указанием на них открытий лопаток направляющего аппарата (рис. 3.3). Далее на график наносят точки комбинированных режимов, определяемые величинами α_0 , σ и Q'_1 , и, соединяя их плавной кривой, получают характеристику $\sigma = \varphi_4(Q'_1)$ для каждого заданного приведенного числа оборотов. Последние кривые удобно использовать для построения на главной универсальной характеристике модели гидротурбин семейства кривых $\sigma = const$ (рис. 3.4). Для этого следует на всех графиках, аналогичных графику (рис. 3.3), сделать ряд разрезов линиями $\sigma = const$ и перенести полученные точки с координатами n'_1 и Q'_1 на главную универсальную характеристику. Отмечая их соответствующими значениями σ и соединяя плавными кривыми точки равных значений σ , получают упомянутое выше семейство кривых $\sigma = const$.

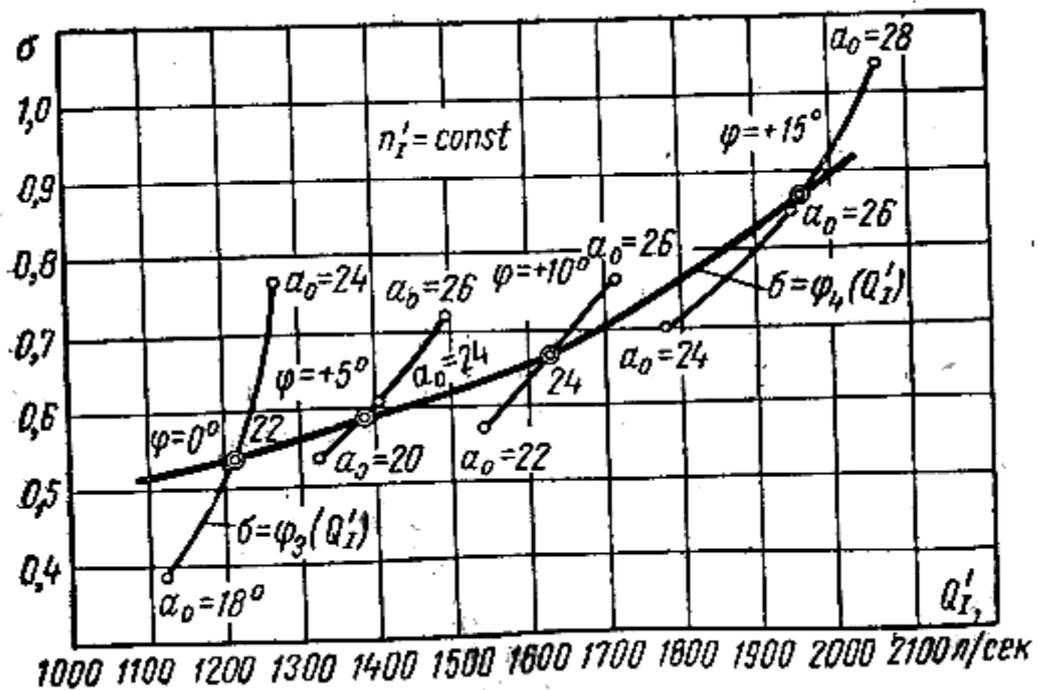


Рис. 3.3. Кривые $\sigma = \varphi(Q'_1)$ при $n'_1 = const$ по испытаниями поворотнолопастной турбины

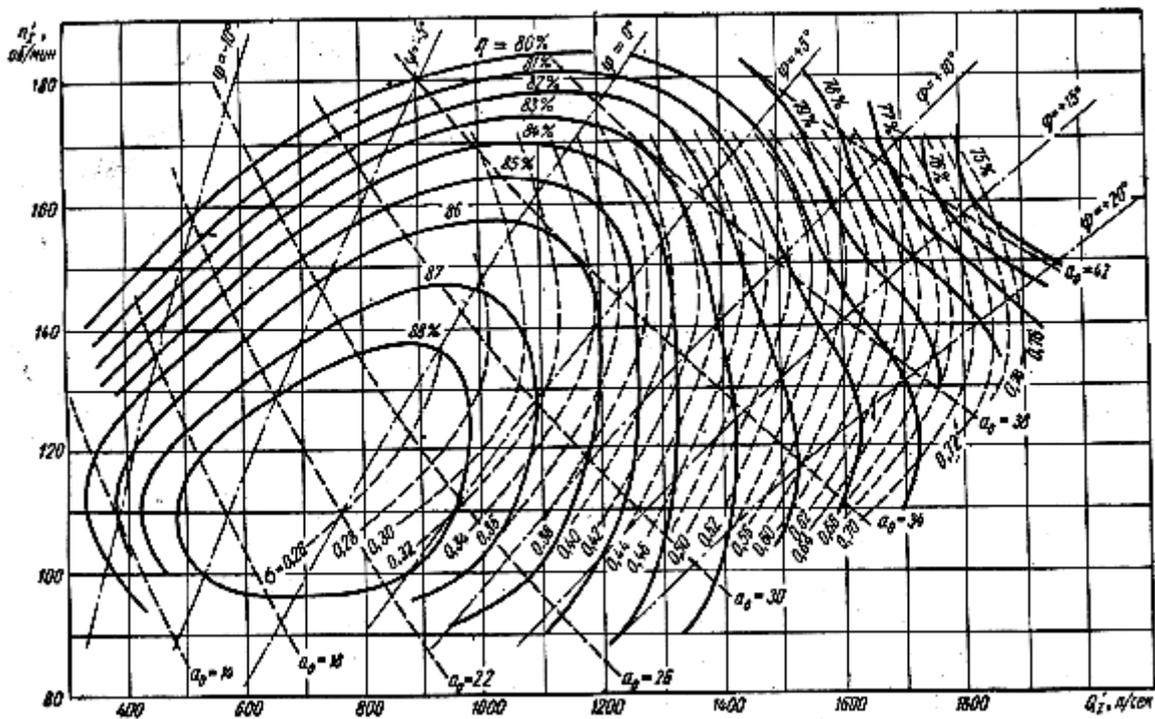


Рис. 3.4. Главная универсальная характеристика поворотнолопастной турбины с кривыми равных значений σ

3.2. Изучение физической сущности и методам исследования кавитации

Известно, что кавитационные показатели гидротурбины в значительной степени определяют надежность работы и стоимость строительства ГЭС. В последнее десятилетие были разработаны и реализованы в нескольких программных комплексах различные модели расчета кавитации. Однако для расчетного определения кавитационных характеристик гидротурбин эффективность указанных программных комплексов пока недостаточно изучена, и они не получили широкого внедрения в инженерную практику. В настоящее время основным способом надежного определения кавитационных характеристик остается эксперимент, который является довольно сложными и трудоемким процессом, требующим больших физических и экономических затрат. Учитывая сказанное, становится очевидным актуальность и большое практическое значение данной работы, направленной на разработку расчетной методики, позволяющей эффективно

и с достаточной точностью определить кавитационные характеристики гидротурбины.

Исследования кавитации в гидротурбинах интенсивно проводились на ЛМЗ Н.И. Пылаевым. В НПО ЦКТИ под руководством А.Д. Перника была создана кавитационная труба, на которой были проведены экспериментальные исследования кавитации, возникающей на крыловых профилях гидротурбинного класса. Результаты этих исследований нашли отражение в работах Ю.А. Гривнина и К.Т. Шлемензона, посвященных кавитационной эрозии и вопросам развития кавитации в рабочем колесе гидротурбины. Интересные исследования по кавитации в гидротурбинах проводились также в А.И. Бусыревым, В.Г. Старицким, В.А. Долгополовым и другими. Экспериментальные исследования кавитационных характеристик гидротурбин широко проводятся в различных зарубежных организациях.

Расчетные исследования кавитации в гидротурбинах, в основном, проводились на основе решения прямой задачи обтекания лопастей рабочего колеса, позволяющей найти распределение давления по лопасти. В зарубежном гидротурбостроении были выполнены многочисленные расчетные исследования влияния геометрических параметров рабочего колеса и режима работы на кавитационные показатели гидротурбины. В результате этих исследований предложен ряд эмпирических рекомендаций для приближенной оценки кавитационного коэффициента гидротурбины.

В 1989 г. Г.И. Топаж предложил приближенную методику расчета кавитационной характеристики, которая была реализована в программном комплексе «GRANIT». В программе «GRANIT» определение кавитационных характеристик проводится на основе решения прямой квазитрехмерной задачи бескавитационного течения жидкости. Учитывая, что кавитация на лопасти рабочего колеса возникает, когда коэффициент давления

$$P^* = \frac{(P - P_{ycm})}{\rho g H}$$
 в точках лопасти становится равным по величине и обратным по

знаку кавитационному коэффициенту установки $\sigma_{ycm} = \frac{(P_{ycm} - P_n)}{\rho g H}$ (где P - давление в точке лопасти, P_{ycm} - условная величина статического давления в области рабочего колеса, P_n - давление парообразования при данной температуре воды, H - напор, ρ - плотность жидкости), в программе «GRANIT» для учета влияния кавитации используется приближенным прием, который предполагает, что на участке лопасти, где значения коэффициентов давления $-P^* > \sigma_{ycm}$, эти значения принимаются равными значению $P^* = -\sigma_{ycm} = const$, а на остальном участке лопасти значения коэффициентов давлений остаются в соответствии с эпюрой бескавитационного обтекания. За счет изменения эпюры давления происходит изменение величины крутящего момента. Определяя для заданного режима при разных значениях σ_{ycm} величины моментов M_z , можно построить расчетную «срывную» кавитационную характеристику, то есть зависимость относительного КПД от кавитационного коэффициента установки:

$$\eta^* = \frac{\eta_\sigma}{\eta_{б.к}} = \frac{M_\sigma}{M_{б.к}} = f(\sigma_{ycm}) \quad (3.2)$$

где момент $M_z = \int_{S_1} \Delta p r dS_1$, Δp - перепад давлений на элементарной площадке dS_1 меридиональной проекции лопасти; S_1 - площадь меридиональной проекции лопасти рабочего колеса. Индекс «б.к» соответствует бескавитационному обтеканию лопасти, а индекс « σ » относится к случаю кавитационного обтекания лопасти при заданном значении σ_{ycm} .

Многочисленные расчетные исследования гидротурбин различной быстроходности, выполненные с помощью «GRANIT» показали, что в ряде случаев расчетные величины кавитационных коэффициентов турбины могут значительно отличаться от экспериментальных значений. Анализируя причины такого расхождения, в пункте 3.1 отмечается необходимость разработки усовершенствованной методики расчета кавитационных

характеристик гидротурбины, основанной на современных трехмерных методах кавитационного течения вязкой жидкости.

3.3. Современные модели расчета течения жидкости в проточной части гидротурбины

В теории гидротурбин существенный вклад в развитие квазитрехмерных методов расчета внесли В.И. Климович, Б.С. Раухман, Г.И. Топаж, И.Э. Этинберг и другие. Одной из первых работ, посвященных решению трехмерной задачи течения идеальной жидкости в гидромашинах, была работа Г.М. Моргунова. В дальнейшем моделирование трехмерного течения вязкой жидкости в турбомашинах, в основном, проводилось на основе численного решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. В частности, под руководством С.Г. Черного была разработана программа «CADRUN» решения прямой трехмерной задачи течения вязкой жидкости, которая нашла практическое применение для расчета гидротурбин. В настоящее время разработаны методы расчета турбулентного течения вязкой жидкости, которые реализованы в современных коммерческих программных продуктах, таких как CFX, FINETM/Turbo, Fluent, Numeca, Star CD, Flow Vision. Указанные программные комплексы в настоящее время широко используются для расчета бескавитационного течения жидкости в гидромашинах. Что касается расчета кавитации, то в связи со значительными трудностями численного и физического характера, возникающими при возникновении кавитации, вычислительная гидродинамика только недавно стала использоваться для решения практических задач кавитационного течения жидкости в гидротурбинах.

Развитие моделей кавитации начиналось с рассмотрения задачи динамики роста и захлопывания отдельного парового пузырька, решение которой описывается уравнением Рэлея-Плессета. Переход к модели сплошной среды осуществляется путем описания множества пузырьков несколькими переменными, зависящими от координаты и времени (в

простейшем случае – одной, а именно, радиусом пузырька). В частности, в двухфазной модели кавитации, реализованной в пакете Fluent версии 5.4, используется уравнение Рэлея-Плессета, которое упрощается за счет пренебрежения вязкими силами, поверхностным натяжением и давлением газа.

В расчетах кавитации используется также баротропная модель, которая была предложена и развита в работах Coutier-Delgosha, Delannoy and Kueny, Ciro Pascarella and Vito Salvatore, Benoit Pouffary и др. Баротропная модель представляет собой модель сплошной среды, состоящей из однородной смеси, изменение плотности которой связано с изменением статического давления баротропным законом $\rho = \rho(p)$. В этом случае для моделирования кавитации может быть принята модель однофазной смеси, которая характеризуется переменной плотностью, изменяющейся в пределах расчетной области. Расчетные ячейки рассматриваются как полностью заполненные жидкостью ($\rho = \rho_l$), паром ($\rho = \rho_g$), или их смесью в зависимости от величины давления в ячейке.

При снижении давления среды до давления насыщенного пара происходит практически скачкообразный переход жидкости в пар. Однако, при численной реализации, предполагающей непрерывность физических переменных, такой скачок не может быть описан. В связи с этим, в области давления близкого к давлению парообразования вводится узкая промежуточная зона давлений (шириной порядка 1 кПа), в которой плотность среды резко меняется по баротропному закону от плотности жидкости до плотности пара (рис. 3.5). Значения плотностей жидкости и пара задаются с учетом фиксированной температуры.

Рассмотренная баротропная кавитационная модель была реализована компанией Numeca International в программном комплексе FineTM/Turbo. Баротропная модель расчета кавитации является сравнительно простой, и она без значительных трудностей может быть включена в любую базовую CFD-программу.

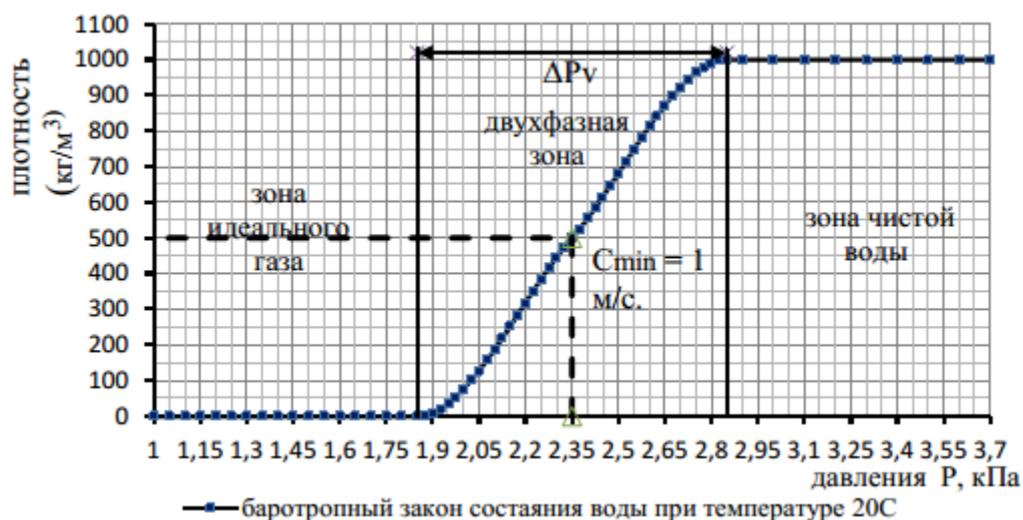


Рис. 3.5. Баротропный закон состояния воды при температуре 20⁰С

Более совершенными моделями кавитации являются модели, рассматривающие образование пара, его перенос и конденсацию и, соответственно, способные описать неравновесное состояние двухфазной среды. В основе этих моделей лежат уравнения переноса объемной или массовой доли одной из фаз, а также источниковое слагаемое, которое описывает испарение и конденсацию. Модели двухфазной среды получили распространение для расчета развитых кавитационных течений.

Следует отметить, что кавитация, как правило, является нестационарным процессом. Тем не менее, распространенным подходом для описания кавитационных процессов является использование стационарных моделей гидродинамики.

Анализ технической литературы, выполненный в пунктах 3.1 и 3.2 показал, что, для определения кавитационных характеристик гидротурбин существующие методы моделирования кавитационного течения пока еще не получили широкого практического применения в инженерной практике. В настоящее время не ясно, какая из разработанных моделей кавитации позволяет эффективно и с достаточной точностью найти фактическое распределение давлений по лопасти рабочего колеса при различных стадиях его кавитационного обтекания. Поэтому разработка усовершенствованной

методики расчета кавитационных характеристик требует предварительной верификации существующих моделей кавитации.

3.4. Расчет кавитационного обтекания симметричного профиля цилиндрического крыла

Посвящается расчет кавитационного обтекания симметричного профиля цилиндрического крыла NASA-0012 при разных числах кавитации

$K = \frac{2(P_\infty - P_n)}{\rho g_\infty^2}$ с помощью двух моделей кавитации: баротропной модели и

двухфазной модели кавитации, реализованной в программном комплексе ANSYS CFX. Оценка точности и эффективности рассмотренных моделей кавитации проводилась на основе сопоставления результатов расчета с результатами экспериментальных исследований обтекания крыла NASA-0012 при различных углах атаки ($\alpha = 0 \div 9^\circ$) и при разных числах кавитации $K=(3 \div 0,6)$, выполненных Д.С. Большаковым в кавитационной трубе.

В программных комплексах FINE/Turbo и ANSYS CFX численная реализация кавитационного течения проводится в рамках расчета трехмерного турбулентного течения вязкой жидкости. Для решения трехмерной задачи используются осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса. В расчете принимается стандартная $k-\varepsilon$ модель турбулентности. В расчетной области с помощью программного трехмерного автоматизированного генератора сеток IGGTM была построена сетка, состоящая из 70000 узлов. Расчетным режимам соответствует числа Рейнольдса порядка $Re=1.2 \cdot 10^6$.

Распределение коэффициентов давления по профилю NASA-0012 при различных числах кавитации определяется по формуле $P^* = \frac{2(P - P_\infty)}{\rho g_\infty^2}$. На рис.

3.6 представлены графики распределения коэффициентов давления по профилю дренированного крыла NASA-0012, полученные расчетом с помощью баротропной модели кавитации при задании чисел кавитации $K=3$

(режим бескавитационного обтекания) и $K=0.6$. Дается сопоставление полученных результатов расчета с соответствующими экспериментальными данными.

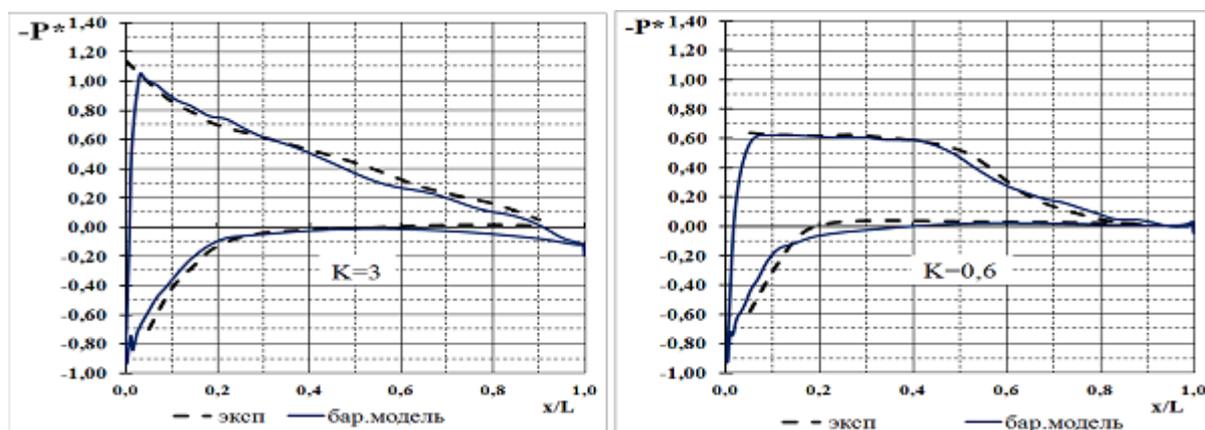


Рис. 3.6. Распределения коэффициентов давления P^* при $K=3$ и $K=0.6$,
($\alpha = 5^\circ$)

Одной из основных гидродинамических характеристик крыла является коэффициент подъемной силы, который определяется по формуле:

$$C_y = \int_0^l \Delta p^* (\bar{l}) d\bar{l} \quad (3.3)$$

где Δp^* - разность коэффициентов давления с двух сторон профиля. Интегрирование в формуле (3.3) производится вдоль безразмерной координаты хорды профиля. На рис. 3.7 показаны зависимости $C_y = f(K)$, определенные по формуле (3.3) с учетом распределения коэффициентов давлений по профилю крыла NACA-0012, найденных в результате расчета с помощью двух рассмотренных моделей кавитации, а также эксперимента (при углах атаки $\alpha = 5^\circ$ и $\alpha = 3^\circ$).

Выполненные исследования показали, что обе расчетные модели кавитации (баротропная и двухфазная) позволяют получить хорошее согласование результатов расчета с экспериментом. Различие результатов расчета распределения давлений по профилю крыла NACA-0012, полученных с помощью баротропной и двухфазной моделей при различных числах кавитации, не превосходит 5%, и они практически совпадают с

соответственными экспериментальными данными. Однако баротропная модель кавитации является более простой и менее трудоемкой по сравнению с двухфазной моделью. В частности, время расчета одной кавитационной характеристики (при $\alpha = const$ и задании 10 значений чисел кавитации) составляет около 11 часов для баротропной модели и приблизительно 23 часа для двухфазной модели (ПК Intel(R) core (TM) i7 CPU, оперативная память 12 гб.). Используя зависимость $C_y = f(K)$, можно найти критическое значение числа кавитации, при котором происходит резкое изменение коэффициента подъемной силы.

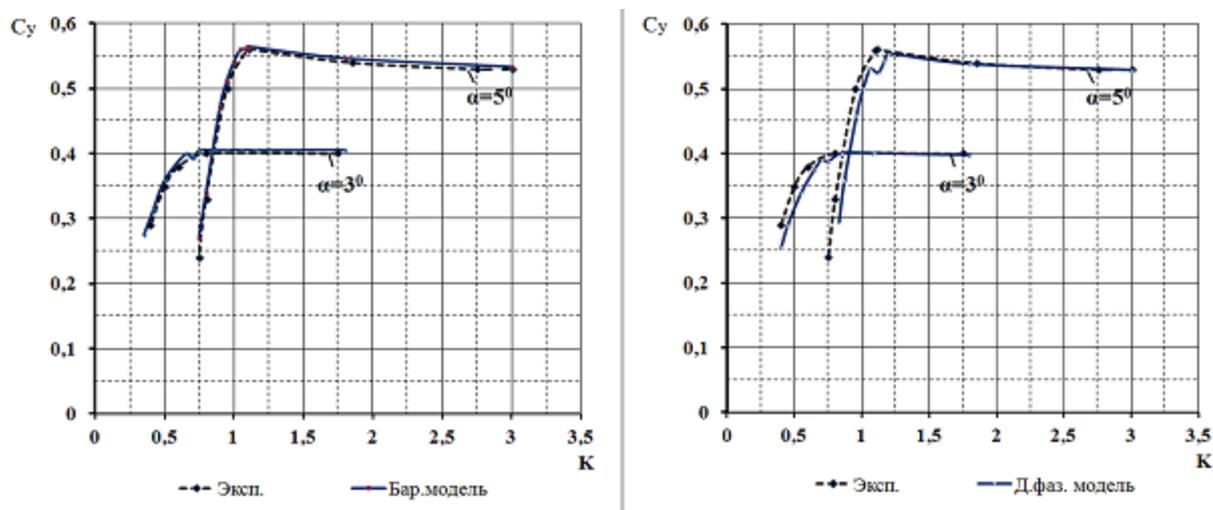


Рис. 3.7. Кавитационные характеристики профиля крыла NACA-0012

На основе выполненных расчетных исследований и сопоставления их с результатами эксперимента предложена усовершенствованная методика расчета кавитационных характеристик гидротурбины, которая состоит из следующих этапов:

- расчет прямой трехмерной задачи кавитационного обтекания лопастной системы на заданном режиме на основе баротропной модели кавитации при различных значениях кавитационного коэффициента установки;
- построение с учетом зависимости (3.2) расчетной кавитационной «срывной» характеристики и определение критического значения кавитационного коэффициента турбины.

3.5. Расчеты кавитационных характеристик быстроходной гидротурбины

Посвящается оценки эффективности и точности предложенной методики выполнены расчеты кавитационных характеристик быстроходной гидротурбины типа PO75 по предложенной методике, а также по экспрес-методике, реализованной в «GRANIT». Дается сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными.

Всего было исследовано шесть режимов работы гидротурбины PO75, для которых ранее были получены экспериментальные кавитационные характеристики. В табл. 3.1 указаны приведенные обороты n_{11} и приведенный расход Q_{11} исследованных режимов.

Таблица 3.1.

Расчетные режимы гидротурбины PO75

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6
n_{11} , об/мин	75,88	75,88	75,88	86,17	86,17	86,17
Q_{11} , м ³ /с	1,01	1,155	1,31	1,085	1,17	1,33

Наряду с расчетом по программе «GRANIT» были выполнены также для шести указанных режимов расчеты трехмерного вязкого турбулентного течения жидкости в проточной части гидротурбины PO75 с помощью программного комплекса FINE™/Turbo. В этом случае в проточной части была построена сетка, состоящая из 610790 узлов в области направляющего аппарата и 1200000 узлов в области рабочего колеса. При этом значения безразмерных величин Y^+ составляет порядка 30, при расстоянии от ближайшей точки сетки до стенки равном $(1.7 \div 2.5) \cdot 10^{-4}$ м. Для расчетных режимов работы турбины числа Рейнольдса находятся в пределах $Re = (3.0 \div 4.4) \cdot 10^6$. Для каждого расчетного режима в качестве граничных условий задаются: величина и направление вектора абсолютной скорости и параметры k и ε модели турбулентности во входном сечении проточной части. Также необходимо задать величину напора H и массив значений

кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$ (или статического давления установки $P_{уст}$) в области рабочего колеса. На всех твердых стенках ставится условие прилипания. При расчете кавитации рассматривалась баротропная модель, в которой изменение плотности среды связано с изменением статического давления баротропным законом.

Для каждого режима (табл. 3.1) при задании 8-10 различных значений давления установки $P_{уст}$ (или кавитационного коэффициента $\sigma_{уст}$) были получены поля давлений по лопасти рабочего колеса гидротурбины PO75. Определив на заданном режиме для 8-10 значений $\sigma_{уст}$ распределение давления по лопасти рабочего колеса, можно по формуле (3.2) найти значения крутящего момента и построить расчетную кавитационную «срывную» характеристику $\eta^* = f(\sigma_{уст})$. На рис. 3.8 показаны расчетные кавитационные характеристики гидротурбины PO75, полученные для режима 1 (табл. 3.1) с помощью программных комплексов «GRANIT» и FINE™/Turbo. Аналогичные расчетные кавитационные характеристики были получены для всех шести расчетных режимов. На рис. 3.8 приведена также экспериментальная «срывная» характеристика. Экспериментальные характеристики были определены в результате модельных испытаний гидротурбины PO75 (диаметр рабочего колеса модели $D_l=0.32$ м, напор $H_m=19.5$ м).

Анализ полученных результатов показал, что для всех рассмотренных режимов расчет кавитационных характеристик с помощью предложенной методики обеспечивает значительно лучшее согласование с соответствующими экспериментальными характеристиками по сравнению с расчетом по методике, реализованной в программном комплексе «GRANIT».

В табл. 3.2 для шести рассмотренных режимов приведены расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента турбины, полученные в соответствии с рекомендацией МЭК из условия падения КПД

гидротурбины на 1% по сравнению с КПД при бескавитационном обтекании рабочего колеса PO75 на этих режимах (при величине $\eta^* = 0,99$, рис. 3.8).

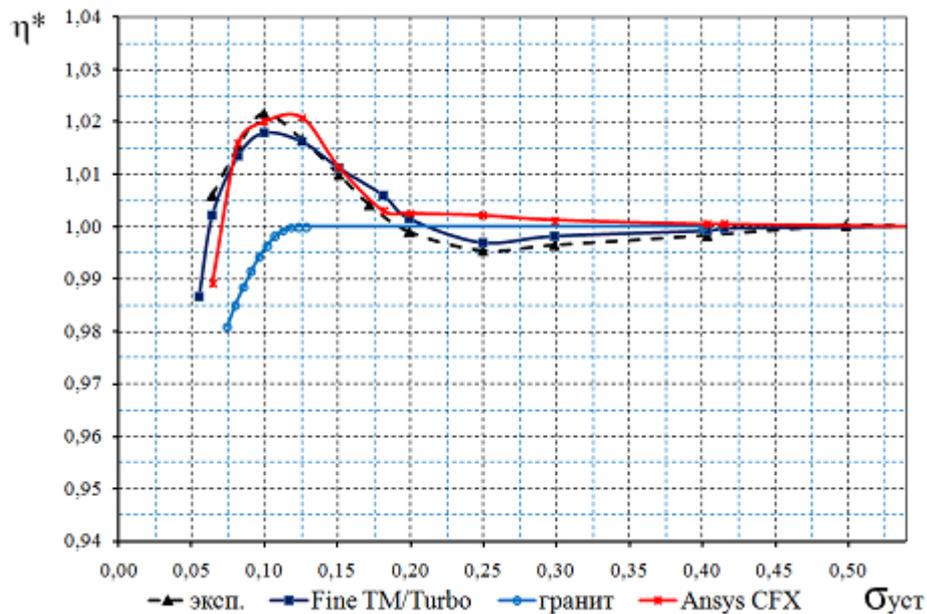


Рис. 3.8. Расчетные и экспериментальные «срывные» характеристики гидротурбины PO75 (режим 1)

Таблица 3.2

Расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента гидротурбины PO75

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6
$\sigma_{\text{эксп}}$	0,050	0,076	0,124	0,073	0,075	0,126
$\sigma_{\text{гранит}}$	0,0875	0,116	0,145	0,110	0,124	0,150
$\sigma_{\text{FINE}^{\text{TM}}/\text{Turbo}}$	0,051	0,074	0,120	0,071	0,073	0,13

Из табл. 3.2 видно, что погрешность расчетного определения кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{\text{FINE}^{\text{TM}}/\text{Turbo}}$ (расчет по предложенной методике) составляет для шести рассмотренных режимов 2-5% , а отличие расчетных значений $\sigma_{\text{гранит}}$ (расчет по методике, реализованной в «GRANIT») от соответствующих экспериментальных величин $\sigma_{\text{эксп}}$ меняется в пределах 20-60%.

3.6. Расчеты исследования кавитационных характеристик тихоходной гидротурбины

Посвящаются расчетные исследования кавитационных характеристик тихоходной гидротурбины типа PO230 и сопоставления результатов расчета с экспериментом. Аналогично в пункте 3.5, в этой пункте выполнены расчеты кавитационных показателей гидротурбины PO230 по предложенной методике, а также по экспрес-методике, реализованной в «GRANIT». Всего было исследовано десять режимов, указанных в табл. 3.3, для которых ранее были получены экспериментальные кавитационные характеристики.

Таблица 3.3

Расчетные режимы работы гидротурбины PO230

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6	Режим 7	Режим 8	Режим 9	Режим 10
n_{11} , об/мин	65,33	65,33	65,34	65,33	69,37	69,43	69,46	73,67	73,74	73,75
Q_{11} , м ³ /с	0,439	0,471	0,531	0,581	0,464	0,527	0,579	0,457	0,523	0,577

Для каждого режима с помощью «GRANIT» было получено распределение давлений по лопасти рабочего колеса при его бескавитационном обтекании колеса. Также для десяти указанных режимов были проведены расчеты трехмерного течения вязкой жидкости с помощью программного комплекса FINE™/Turbo. В этом случае в расчетной области проточной части турбины PO230 с помощью программы трехмерного автоматизированного генератора сеток AutoGrid5™. Была построена сетка, состоящая из 800000 узлов в области направляющего аппарата и 1200000 узлов в области рабочего колеса. Для расчета кавитации рассматривалась баротропная модель. Расчеты проводились при задании 8-12 различных значений кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$ на каждом режиме. В результате для фиксированного режима и каждого значения $\sigma_{уст}$ было получено распределение коэффициентов давления по лопасти рабочего

колеса. Это позволило построить, используя формулу (3.2), для всех десяти расчетных режимов «срывные» характеристики $\eta^* = f(\sigma_{уст})$.

На рис. 3.9 показаны расчетные кавитационные «срывные» характеристики гидротурбины PO230, полученные с помощью программ «GRANIT» и FINE™/Turbo, а также соответствующая экспериментальная характеристика (режим 6, табл. 3.3). Экспериментальные характеристики были определены в результате модельных испытаний гидротурбины PO230 на энергокавитационном стенде (диаметр модели рабочего колеса $D_{1,м}=0.46$ м, кавитационные испытания проводились при напоре $H=25$ м и температуре воды $t=20^0$).

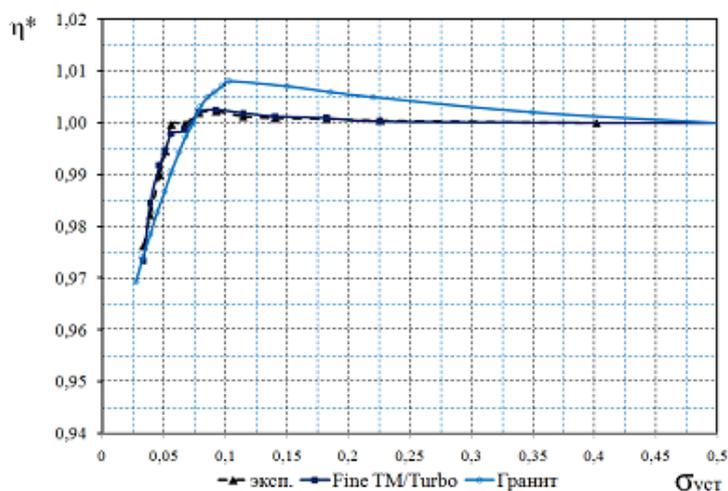


Рис. 3.9. Расчетные и экспериментальная «срывные» характеристики гидротурбины PO230 (режим 6)

Из сопоставления полученных результатов расчета с экспериментальными данными видно, что для всех рассмотренных режимов работы тихоходной гидротурбины PO230 (аналогично быстроходной гидротурбине PO75) расчет кавитационных характеристик с помощью предложенной методики обеспечивает значительно лучшее согласование с соответствующими экспериментальными характеристиками по сравнению с расчетом по методике, реализованной в программном комплексе «GRANIT».

В табл. 3.4 приведены расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента турбины, полученные из условия падения КПД гидротурбины PO230 на 1% по сравнению с величинами КПД при ее

бескавитационном обтекании. Из табл. 3.4 видно, что погрешность расчетного определения кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{FINE^{TM}/Turbo}$ по предложенной методике для всех рассмотренных режимов не превышает 4,5% , а отличие расчетных значений $\sigma_{гранит}$ по методике, реализованной в «GRANIT», от соответствующих экспериментальных величин $\sigma_{эксп}$ меняется в зависимости от режима от 2% до 40%.

Таблица 3.4

Расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента гидротурбины PO230

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6	Режим 7	Режим 8	Режим 9	Режим 10
$\sigma_{эксп}$	0,031	0,047	0,049	0,041	0,035	0,047	0,039	0,031	0,047	0,047
$\sigma_{гранит}$	0,037	0,046	0,060	0,070	0,045	0,051	0,070	0,042	0,055	0,068
$\sigma_{FINE^{TM}/Turbo}$	0,032	0,046	0,050	0,043	0,036	0,046	0,038	0,030	0,049	0,048

Выводы по третьей главе

Следует отметить, что определение для одного режима кавитационного коэффициента турбины с помощью экспресс-методики, реализованной в «GRANIT», занимает всего несколько минут машинного времени. Аналогичный расчет по предложенной методике с помощью программного комплекса FINETM/Turbo является достаточно трудоемким и занимает 25-27 часов машинного времени (ПК Intel(R) core (TM) i7 CPU, оперативная память 12 Гб.). Однако, как показали выполненные расчеты, предложенная методика позволяет с высокой точностью прогнозировать кавитационные характеристики радиально-осевых гидротурбины, что дает возможность существенно сократить трудоемкость и стоимость определения кавитационных показателей гидротурбины по сравнению с модельными экспериментальными исследованиями на кавитационном стенде.

ГЛАВА 4. КАВИТАЦИОННЫЙ ИЗНОС В ГИДРОТУРБИНАХ ГЭС И МЕРЫ БОРЬБЫ С НИМ

Многие отечественные ГЭС расположены на горных и предгорных реках, транспортирующих большие количества наносов. Турбины таких ГЭС, несмотря на значительные затраты средств на борьбу с наносами и на поддержание турбин в рабочем состоянии, как правило, в той или иной мере страдают от истирающего воздействия наносов. При этом состояние новых или выпускаемых из капитального ремонта турбин быстро ухудшается, КПД их падает, и на ГЭС возрастают потери мощности и выработки электроэнергии. Поэтому при проектировании новых ГЭС на горных и предгорных реках возникает необходимость в оценке истирающей способности речных наносов и степени ее опасности для турбин ГЭС.

Для обеспечения практической возможности осуществления указанной оценки было признано необходимым изучить интенсивность изнашивания турбин на ряде действующих ГЭС и связать ее с режимов наносов и другими факторами, оказывающими влияние на кавитационный износ деталей проточной части гидротурбин. Для такого изучения было выбрано несколько расположенных на горных и предгорных реках действующих ГЭС с напором от 20,0 до 170,0 м, которые оборудованы радиально-осевыми турбинами.

На многих ГЭС в течение нескольких лет проводились наблюдения за характером и интенсивностью изнашивания основных деталей проточной части турбин и за режимом наносов, проходящих вместе с водой через турбины ГЭС. Эти наблюдения выполнялись на основе разработанных отечественных и зарубежных типовых инструкций силами эксплуатационного штата ГЭС.

Сведения о состоянии и износе турбин были получены также из отчетных документов ГЭС по ремонтам гидротурбин и путем непосредственных осмотров их на месте во время ремонтов.

Режим наносов на каждой ГЭС изучался путем ежедневного взятия проб воды у выхода из отсасывающих труб турбин. Эти пробы в течение

каждого месяца сливались в отдельные бутылки, а затем подвергались на ГЭС первичной обработке (отстаиванию, выпариванию, взвешиванию). Здесь они подвергались разделению на фракции и подробному минералогическому анализу.

Собранные таким образом данные были дополнены гидрологическими материалами, полученными от Управлений гидрометеослужбы, на основе которых давалась оценка водности и наносности охваченных натурными наблюдениями лет.

В результате обработки указанных материалов были получены качественные и количественные характеристики и данные о режиме и составе наносов, а также об кавитационном износе турбин на действующих ГЭС, оборудованных радиально-осевыми турбинами. Это послужило основой для настоящей работы, в которой освещается методика количественной оценки истирающей способности наносов и прогнозирования кавитационного износа турбин на вновь проектируемых ГЭС, мероприятия по борьбе с интенсивным износом гидротурбин.

4.1. Основные закономерности кавитационного износа

В связи с возрастающими требованиями к новой технике, интенсивной работой механизмов в условиях низких и высоких удельных давлений и скоростей, решение проблемы износостойкости и долговечности деталей гидротурбин становится одной из главных задач современной науки.

Многие детали технологического и вспомогательного оборудования гидравлических машин подвергаются кавитационно-эрозионному изнашиванию. Этот вид изнашивания характерен для деталей интенсивном движении одно- и многофазных жидких сред. Кавитация – процесс, проводящий к пульсациям давления, акустическим излучением, а иногда и к опасным вибрациям всего гидроагрегата, в рабочем теле которого является жидкость. Кавитация вызывает ухудшение режимов работы гидромашин,

снижение КПД, потери энергии гидроагрегатов, происходит поверхностное разрушение (эрозия) обтекаемых поверхностей деталей.

Предполагается, что многократные удары жидкости по одному и тому же участку приводят к местному разрушению и образованию специфического рельефа на поверхности детали, поверхность металла деформируется и подвергается наклепу, появляется линия сдвига и происходит как бы своеобразное травление с выявлением границ отдельных зерен.

Существенную роль в процессе кавитационной эрозии играет коррозия. Например, в морской воде интенсивность изнашивания намного выше, хотя механическим воздействиям принадлежит основная роль, о чем свидетельствует низкая кавитационная прочность покрытий, имеющих малую механическую прочность. Скорость кавитационного изнашивания может быть в сотни раз и более выше скорости коррозионного разрушения поверхностного слоя.

Гидроэрозии, или кавитационному изнашиванию, подвергаются лопасти гидромашин, подшипники скольжения, лопасти гидравлических турбин и гребных винтов и многие другие элементы деталей машин и механизмов, работающих в жидких средах.

Если гидромашины работают с жидкостью, содержащей твердые частицы, то к кавитационной эрозии добавляется абразивная, такой вид изнашивания называется гидроабразивным. На сельском и водном отраслей в настоящее время эксплуатируется огромное количество гидромашин, срок службы крыльчаток рабочих колес, которых колеблется от 1 до 10 месяцев в зависимости от кислотности рабочей среды. Характерные признаки кавитационного износа, такие, как шум и вибрация, появляются иногда уже через несколько десятков часов после начала работы гидроагрегата.

Под абразивным износом гидравлической турбины подразумевают выражаемые обычно в долях или процентах от первоначальных величин потери веса (объема) деталей проточной части гидротурбины, которые

происходят под истирающим и ударным воздействием взвешенных в воде наносов. Износ деталей турбины зависит от многих факторов, из которых наиболее важными являются скорость потока, концентрация наносов, длительность воздействия насыщенного наносами потока на проточную часть турбины, твердость, форма и размеры частиц наносов, профили и размеры турбинных деталей, износостойкость материалов, из которых эти детали изготовлены и др.

Для возможности определения степени абразивного износа гидротурбины расчетным путем необходимо установить влияние на износ деталей турбины каждого из перечисленных выше факторов. Характер влияния некоторых из них может быть выяснен на основе теоретических соображений. Другие же не могут быть оценены теоретическим путем, вследствие чего определяются лишь с помощью эксперимента. Это вызвано тем, что на износ деталей турбин решающее влияние оказывают не только абразивные свойства наносов, но и износостойкость материалов, из которых изготовлены эти детали, вследствие чего абразивную способность всякой гидросмеси приходится связывать с определенными подвергаемым ее воздействию материалом.

На основе приближенных теоретических соображений выясним некоторые основные закономерности абразивного износа. При этом будем исходить из того, что при абразивном износе происходит разрушение материала детали (в основном срез, выкрашивание), на которое затрачивается кинетическая энергия транспортируемых потоком частиц наносов. Исследование проведем в условиях плоской задачи, приняв следующие допущения:

- 1) изнашиваемая гидросмесью деталь является тонкой неподвижной пластинкой и обтекается без отрыва пограничного слоя турбулентным потоком при нулевом угле атаки;

- 2) поток имеет установившийся режим и равномерное параллельно-струйное движение;

3) все частицы наносов однородны, находятся в потоке во взвешенном состоянии и равномерно распределены по сечению потока;

4) насыщенность потока наносами относительно невелика, так что она не изменяет характера и свойств потока.

При описанных условиях пластинка будет подвергаться равномерному износу, относительная величина которого не будет зависеть от длины и ширины пластинки, а будет в основном определяться режимом гидросмеси.

Каждая транспортируемая потоком песчинка обладает кинетической энергией

$$E = \frac{m g^2}{2},$$

где m - масса песчинки; g - средняя поступательная скорость песчинки.

Вследствие наличия турбулентного перемешивания внутри потока песчинки будут касаться пластинки, ударяться о пластинку и разрушать ее. При этом относительный износ пластинки в единицу времени от воздействия одной песчинки ρ' вполне логично считать пропорциональным кинетической энергии песчинки E :

$$\rho' = k_1 \frac{m g^2}{2} \quad (4.1)$$

где k_1 - коэффициент, зависящий от абразивных свойств песчинки и износостойкости материала пластинки.

Но так как в единицу времени на пластинку будут оказывать истирающее воздействие n песчинок, то износ пластинки

$$\rho_n = \rho' n = k_1 \frac{m g^2}{2} n \quad (4.2)$$

Можно считать, что

$$n = k_{II} P V \quad (4.3)$$

где P - концентрация песчинок в потоке; V - скорость (средняя) потока; k_{II} - коэффициент, зависящий в основном от условий обтекания пластинки потоком.

За время t пластинку коснется N песчинок, причем при установившемся режиме потока будем иметь, что

$$N = nt = k_{II} PVt \quad (4.4)$$

Следовательно, износ пластинки за время t будет равен

$$\rho = \rho'N = k_1 k_{II} \frac{m g^2 PVt}{2} \quad (4.5)$$

Допустимо считать, что поступательная скорость взвешенных в потоке песчинок g пропорциональна скорости потока V :

$$g = k_{III} V$$

где k_{III} - коэффициент (обычно близкий к единице), зависящий от условий транспортирования наносов потоком (горизонтальное, наклонное или вертикальное движение потока).

Поэтому вместо уравнения (4.5) получим

$$\rho = k_1 k_{II} k_{III}^2 \frac{m PV^2 t}{2}$$

или

$$\rho = km PV^3 t \quad (4.6)$$

где $k = 0,5 k_1 k_{II} k_{III}^2$ - коэффициент, зависящий от свойства наносов (твердости, размера, формы, удельного веса песчинок), износостойкости материала детали, условий обтекания детали и транспортирования наносов потоком.

Эта формула показывает, что абразивный износ неподвижной детали, обтекаемой гидросмесью, прямо пропорционален концентрации в потоке песчинок, кубу скорости потока, времени воздействия гидросмеси на деталь и массе одной песчинки.

В более сложных условиях обтекания гидросмесью пластинки, когда последняя движется в потоке прямолинейно и равномерно со скоростью U , в формулу (4.6) вместо скорости потока V следует подставить относительную скорость обтекания W , которая равна геометрической сумме скоростей U и V .

При криволинейном профиле детали ее обтекание потоком будет сопровождаться искривлением струй потока, вследствие чего на песчинки

окажут воздействие центробежные силы, которые будут или прижимать, или отжимать их от поверхности детали. Поэтому влияние центробежных сил может сказаться как в усилении разрушения наносами поверхности детали (там, где песчинки плотно прижимаются к детали), так и в уменьшении ее разрушения (там, где песчинки отжимаются от детали). При этом на размеры износа детали будут оказывать существенное влияние линейные размеры и кривизна ее поверхности, а также степень изменения концентрации наносов у поверхности детали под влиянием центробежных сил.

Пользуясь формулой (4.6), сравним износ двух одинаковых деталей, изготовленных из одного и того же материала, но работающих в разных режимах, при условии воздействия на них совершенно одинаковых наносов (при этом k и m в обоих случаях имеют одни и те же величины). Износ каждой из упомянутых деталей будет равен

$$\rho_0 = kmP_0V_0^3t_0 \text{ и } \rho_1 = kmP_1V_1^3t_1$$

Следовательно,

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{P_1 \left(\frac{V_1}{V_0} \right)^3 t_1}{P_0 \left(\frac{V_0}{V_0} \right)^3 t_0} \text{ или } \rho_1 = \rho_0 \frac{P_1 \left(\frac{V_1}{V_0} \right)^3 t_1}{P_0 \left(\frac{V_0}{V_0} \right)^3 t_0} \quad (4.7)$$

Из этой зависимости вытекает, что если в процессе опыта, проведенного при определенных P_0 , t_0 и V_0 , будет зафиксирована величина износа детали ρ_0 , то износ этой или другой такой же точно детали под воздействием тех же наносов при значениях упомянутых величин P_1 , t_1 и V_1 может быть определен расчетным путем.

Интересно выяснить, каково влияние на износ детали тех факторов, от которых зависит масса одной песчинки. К этим факторам следует отнести объем песчинки q и удельный вес наносов γ_n так как, принимая удельный вес воды $\gamma_s = 1$, будем иметь

$$m = q \frac{(\gamma_n - 1)}{g} \quad (4.8)$$

где g - ускорение силы тяжести.

Возвращаясь снова к формуле (4.6), произведем сравнение величин износа двух совершенно одинаковых деталей под воздействием различных по составу однородных песчинок, предполагая, что величины P , V и t остаются в обоих случаях одними и теми же. Тогда износ каждой детали будет равен

$$\rho_0 = k_0 m_0 P V^3 t \text{ и } \rho_1 = k_1 m_1 P V^3 t$$

Следовательно,

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{k_1 m_1}{k_0 m_0},$$

а с учетом выражения (4.8) получим

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{k_1 q_1 (\gamma_{n1} - 1)}{k_0 q_0 (\gamma_{n0} - 1)} \quad (4.9)$$

Если форма песчинок будет в обоих случаях одинаковая, то

$$\frac{q_1}{q_0} = \left(\frac{q_1}{q_0} \right)^3$$

где d - характерный линейный размер песчинок.

При этом

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{k_1 \left(\frac{q_1}{q_0} \right)^3 (\gamma_{n1} - 1)}{k_0 (\gamma_{n0} - 1)} \quad (4.10)$$

В выражение (4.10) входят коэффициенты k_0 и k_1 , зависящие от свойств наносов (твердости, крупности, удельного веса), вследствие чего тот и другой могут быть определены только экспериментальным путем. Это обстоятельство лишает полученное выражение практической ценности.

На основе сказанного можно прийти к заключению о существовании следующих основных закономерностей абразивного износа:

1) износ детали прямо пропорционален длительности воздействия гидросмеси на деталь, концентрации в гидросмеси абразивных частиц и кубу относительной скорости гидросмеси;

2) износ детали возрастает при увеличении крупности, удельного веса и твердости песчинок;

3) износ детали зависит от формы песчинок, от профиля и размеров детали, а также от износостойкости материала, из которого сделана деталь.

Все эти закономерности надо считать справедливыми и в отношении турбины.

Влияние на износ факторов, перечисленных а пп. 2 и 3, количественно может быть оценено лишь на основе надлежащим образом поставленных экспериментов. Проще и надежнее всего изучение этого вопроса может быть организовано в натуре, на турбинах действующих ГЭС, так как при этом мы будем иметь дело с реальными речными наносами и с деталями турбин реальных профилей и размеров, вследствие чего полученные количественные показатели износа смогут быть использованы непосредственно для практических целей. При таком изучении может быть учтено также влияние кавитационных явлений, которые вызывают дополнительные повреждения деталей проточной части турбин и тем самым увеличивают износ турбин на ГЭС.

Важно отметить, что реальную опасность для гидротурбин представляют не все взвешенные в речной воде наносы, а только те их частицы, твердость которых превышает твердость материалов, идущих на изготовление деталей проточной части турбин. Последние обычно делаются из углеродистой стали, твердость которой равна 5-5,5. Экспериментальные данные показывают, что зерна менее твердых минералов обладают значительно меньшей абразивной способностью и ею можно, без большой погрешности, пренебрегать. Следовательно, при современном состоянии изученности рассматриваемого вопроса, оценку абразивной способности взвешенных речных наносов практически можно ограничивать учетом в составе этих наносов зерен только тех минералов, твердость которых равна 5 и выше.

4.2. Прогноз абразивного износа гидротурбин

При проектировании турбин для ГЭС, расположенных на горных и предгорных реках, приходится оценивать абразивную способность взвешенных в речной воде наносов, которые будут проходить через ГЭС, и прогнозировать степень опасности этих наносов для гидротурбин. Это может быть сделано для гидротурбины в целом.

В результате такого прогноза может быть решен вопрос о том, нужны или не нужны какие-либо мероприятия для предотвращения интенсивного абразивного изнашивания турбин на данной ГЭС, и в случае необходимости, могут быть намечены те или иные конкретные мероприятия.

Прогноз износа турбин в целом можно сделать по данным, полученным в результате изучения режима наносов водного источника, на котором проектируется строительство новой ГЭС, и по данным действующих ГЭС, близких к проектируемой по напору и составу наносов, при условии, что на этих станциях изучен износ турбин. Затем, сравнивая абразивную способность наносов на проектируемой и на действующих ГЭС, можно сделать интересующий нас прогноз.

Приближенную количественную оценку абразивной способности наносов на той или иной станции можно сделать, основываясь на изложенных в п. 4.1 соображениях и закономерностях абразивного износа, путем приведения отдельных факторов, влияющих на износ гидротурбин, к одному эквиваленту. При этом истирающую способность наносов данного состава и данной среднегодовой концентрации в потоке удобно оценивать по эквивалентной по своим абразивным свойствам концентрации в воде окатанных кварцевых песчинок диаметром $d=0,5$ мм при длительности воздействия гидросмеси на детали проточной части турбины $T=8760$ ч. Эта концентрация, которую мы назовем приведенной концентрацией наносов P_n , может быть вычислена по формуле

$$P_n = k_T \sum_1^n \sum_1^m k_d k_\phi k_m P_{mi} \quad (4.11)$$

где P_{mi} - среднегодовая концентрация в потоке частиц того или иного минерала в той или иной фракция наносов, г/л;

$k_d k_\phi k_m$ - коэффициенты приведения, учитывающие влияние на износ турбины, соответственно, диаметра фракции, формы песчинок и абразивных свойств того или иного минерала;

n, m - количества, соответственно, фракций и твердых минералов в наносах;

$k_T = \frac{T}{8760}$ - коэффициент, учитывающий длительность использования гидроагрегата в течение года;

T - число часов работы гидроагрегата в течение года под активной нагрузкой.

Значения входящих в формулу (4.11) коэффициентов k_d , k_m и k_ϕ зависят от механического и минерального составов наносов и от преобладающей формы частиц твердых минералов, входящих в состав наносов. Поэтому для определения по формуле (4.11) приведенной среднегодовой концентрации наносов в потоке P_n , эти наносы необходимо разбить на фракции и в каждой фракции определить (под микроскопом) минеральный состав и форму песчинок. На основании этого могут быть найдены значения коэффициентов k_d , k_ϕ и k_m , после чего для каждого минерала в пределах каждой фракции следует вычислить произведение $k_d k_\phi k_m P_{mi}$ и просуммировать полученные величины сначала по всем n фракциям, а затем для всех m выявленных твердых минералов.

Значения коэффициентов k_m и k_ϕ могут быть установлены лишь в результате детальных лабораторных исследований. Сейчас рекомендовать подробную номенклатуру значений этих коэффициентов еще невозможно. Поэтому для частиц наносов горных и предгорных рек твердостью 5 и выше можно принимать значения коэффициентов $k_m = k_\phi = 1$. Это допущение практически надо считать приемлемым, если учесть, что по минеральному

составу наносы большинства горных и предгорных рек Средней Азии, на которых строятся ГЭС, близки друг другу и в их составе преобладают остроугольные формы песчинок.

Что касается коэффициента k_d , то его величину допустимо определять с помощью графика $k_d = f(d)$ (рис. 4.1), построенного на основании лабораторных опытов. Этот график показывает, что для фракций $d < 0,01$ мм значения коэффициента k_d настолько малы, что истирающей способностью этих фракций в большинстве случаев практически можно пренебречь.

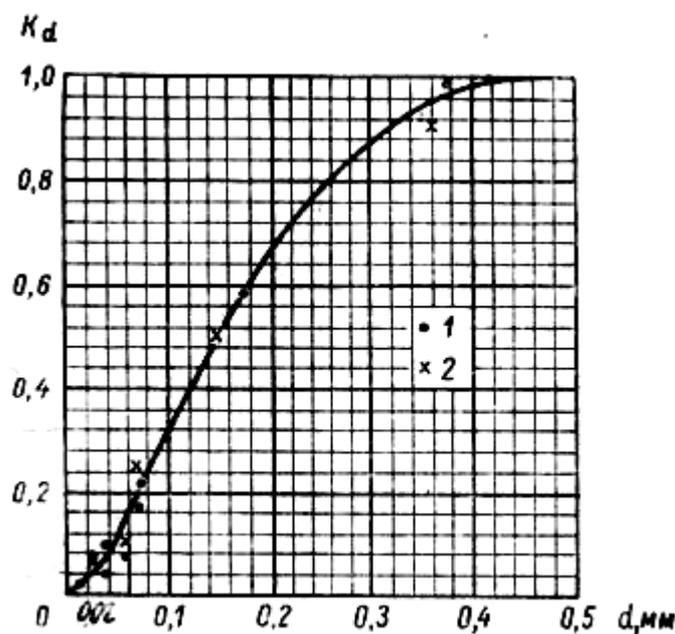


Рис. 4.1. Зависимость коэффициента крупности наносов k_d от диаметра песчинок d ; $k_d = f(d)$

1-опыты с двумя стержнями; 2-опыты с двумя сегментами

За последние годы на ряде действующих ГЭС расположенных на горных и предгорных реках и оборудованных радиально-осевыми турбинами, были проведены многолетние систематические натурные наблюдения за режимом наносов и за износом проточной части гидротурбин.

На основании этих натуральных данных построен график (рис. 4.2), на котором по оси абсцисс отложен напор H_T , (м), а по оси ординат – среднегодовая приведенная концентрация частиц твердых минералов P_n (г/л)

в прошедшей через турбины воде. На графике приведены две кривые (указанные кривым удовлетворяет уравнение (4.12)), устанавливающие опасные (предельные) значения величины P_n . Верхняя кривая $P_{nI} = f(H_T)$ соответствует условиям работы турбин с капитальным ремонтом один раз в год, а нижняя $P_{nII} = f(H_T)$ - один раз в два года.

$$P_n = \frac{1}{t_p} \frac{1}{8 + (H_T - 20)(0,2 + 0,0012(170 - H_T))} \quad (4.12)$$

где H_T - рабочий напор турбины, м; t_p - межремонтный период в целых годах ($t_p = 1; 2; 3$ гг.)

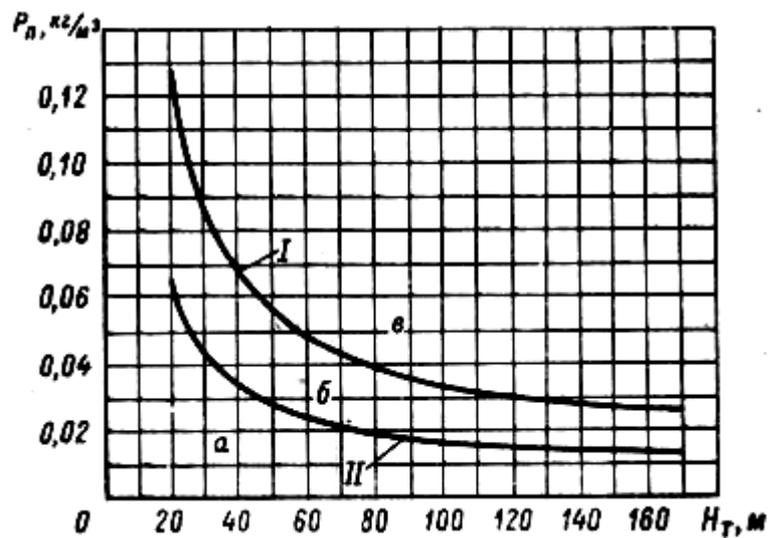


Рис. 4.2. Кривые изменения допустимой среднегодовой приведенной концентрации в воде частиц твердых минералов P_n для радиально-осевых гидротурбин в зависимости от напора H_T и длительности межремонтных

$$\text{периодов } t_p; P_n = f(H_T; t_p)$$

I-капитальный ремонт один раз в год; II-капитальный ремонт один раз в два года; а – безопасная зона; б – зона ежегодных капитальных ремонтов; в – опасная зона

Указанный график является обобщенно-осредненным, так как он устанавливает опасное, т.е. предельно допустимое, среднегодовое приведенное содержание в воде наносов P_n (г/л) для радиально-осевых

гидротурбин, соответствующих данному напору H_T при изменении его от 20,0 до 170,0 м. Он справедлив при условии, что детали проточной части турбин (рабочие колеса, крышки турбин, нижние кольца и лопатки направляющих аппаратов, фундаментальные кольца, уплотнительные кольца и др.) сделаны из углеродистой стали или снабжены защитными облицовками из такой же стали и что кавитационные условия работы турбин удовлетворительны.

Для производства количественной оценки истирающей способности наносов на вновь проектируемой ГЭС с напором турбин H_T необходимо найти для этой ГЭС по формуле (4.11) значение среднегодовой приведенной концентрации наносов в воде P'_n , а затем сравнивать его со значениями приведенной концентрации P_{nI} и P_{nII} , которые получаются при том же напоре H_T по графику $P_n = f(H_T; t_p)$.

Если при этом $P'_n < P_{nII}$, то это будет означать, что износ изготовленных из углеродистой стали турбин на проектируемой ГЭС будет незначительным, т.е. будут обеспечиваться нормальные условия эксплуатации турбин без принятия каких-либо специальных мер по защите турбин от абразивного износа.

В случае, если $P_{nII} < P'_n < P_{nI}$, т.е. находится в промежуточной зоне значений приведенной концентрации, заключенной между кривыми I и II (рис. 4.2), размеры износа турбин будут выше нормально допустимых, и турбины придется подвергать ежегодно капитальным ремонтам.

Наконец, в случае, когда $P'_n > P_{nI}$, истирающая способность наносов будет настолько велика, что возникнет необходимость принимать специальные меры для защиты турбин от интенсивного износа. Такими мерами являются:

- 1) установка на ГЭС турбин пониженной быстроходности;

2) повышение износостойкости основных деталей проточной части турбин в $r' = \frac{P'_n}{P_{nII}}$ раз (при капитальных ремонтах турбин раз в два года),

3) повышение износостойкости основных деталей проточной части турбин в $r' = \frac{P'_n}{P_{nII}}$ раз (при капитальных ремонтах турбин раз в год),

4) понижение приведенной концентрации наносов в воде до величины P_{nII} (посредством устройства отстойника),

5) понижение приведенной концентрации наносов в воде до величины P_{nI} (посредством устройства песколовки).

Каждое из перечисленных мероприятий обладает своими достоинствами и недостатками, как в техническом, так и экономическом отношении. Поэтому выбор того или иного мероприятия для практического осуществления будет зависеть от конкретных условий строительства новой ГЭС.

4.3. Выбор типа гидротурбины с учетом насыщения воды наносами

Как известно, тип гидротурбины определяется типом ее рабочего колеса, характеризуется значением коэффициента быстроходности n_s . Поэтому для решения вопроса об уменьшении абразивного износа гидротурбины за счет изменения быстроходности ее рабочего колеса достаточно установить степень влияния предельно допустимой (опасной) среднегодовой приведенной концентрации в воде частиц твердых минералов P_n .

Справедливость высказанного положения подтверждается опытом эксплуатации гидротурбин на действующих ГЭС. Как сказано выше, рабочее колесо является наиболее подверженной интенсивному изнашиванию частью турбины и поэтому степень износа рабочих колес определяет собой сроки остановок гидроагрегатов на капитальные ремонты.

Тип рабочего колеса гидротурбины определяется профилем лопастей, от которого, главным образом, зависят скорости движения жидкости в каналах рабочего колеса. В п. 4.1 было показано, что абразивный износ деталей турбин пропорционален кубу относительной скорости смеси воды и наносов. Следовательно, нас должна интересовать относительная скорость воды в межлопастных каналах рабочего колеса W , которая при входе в него будет равна $W_1 = k_{w1} \sqrt{2gH_T}$, а при выходе $W_2 = k_{w2} \sqrt{2gH_T}$, где k_{w1} и k_{w2} - коэффициенты скорости, зависящие от формы лопастей рабочего колеса; H_T - рабочий напор турбины; g - ускорение силы тяжести.

Обычно $W_2 > W_1$. Следовательно, наибольший абразивный износ должен проявляться у выхода из рабочего колеса (на выходных кромках лопастей и на нижнем ободе), что как раз и наблюдается в действительности.

Значения коэффициентов скорости k_{w1} и k_{w2} , а следовательно и относительных скоростей W_1 и W_2 , существенно увеличиваются с ростом коэффициента быстроходности рабочего колеса $n_s = 1,17 \frac{n}{H_T} \sqrt{\frac{N_{квт}}{H_T}}$. Это подтверждается графиком (рис. 4.3), на котором представлены зависимости $k_{w1} = f(n_{s0})$ и $k_{w2} = f(n_{s0})$, построенные для оптимального режима турбин по данным Доуэрти, Хюбля и Камерера. На основании упомянутых выше зависимостей и графика можно прийти к выводу, что для уменьшения абразивного износа гидротурбины выгодно выбирать тихоходное рабочее колесо, так как скорости воды в нем будут меньше, чем в быстроходном. Из зависимости $k_{w2} = f(n_{s0})$ (рис. 4.3) вытекает, что при увеличении значений коэффициента быстроходности n_{s0} от 100 до 300 интенсивность изнашивания выходных кромок лопастей и нижнего обода рабочего колеса (при сохранении неизменными других условий работы гидротурбины) должна увеличиться в $\left(\frac{0,98}{0,50}\right)^3 \cong 7$ раз.

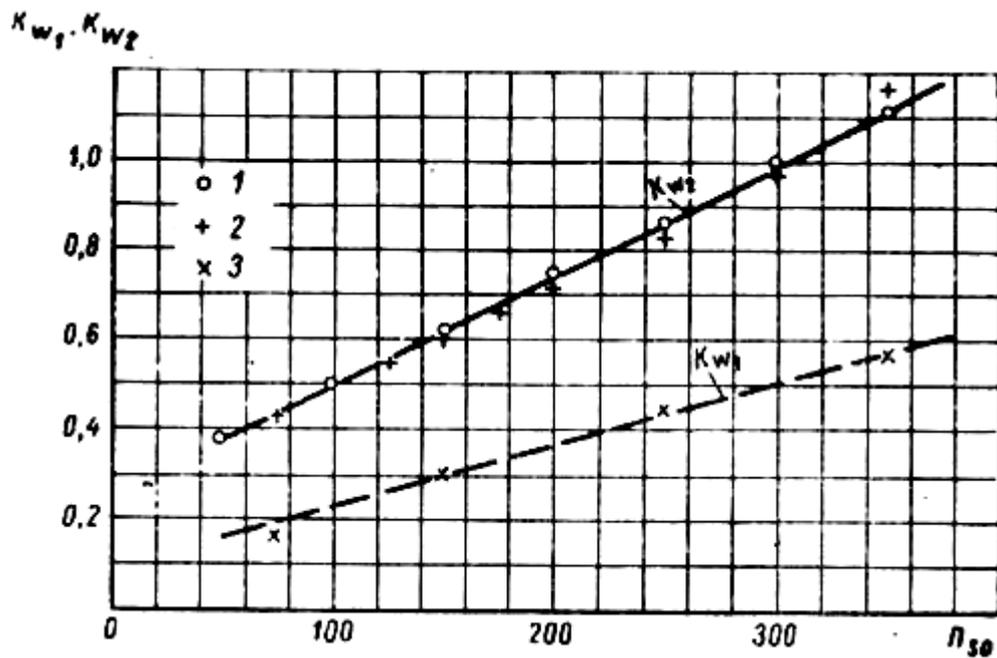


Рис. 4.3. Изменение значений коэффициентов скорости k_{w1} и k_{w2} , в зависимости от значения коэффициента быстроходности n_{s0} , при оптимальном режиме турбин

1 – по Хюблю; 2 – по Камереру; 3 – по Доуэрти

Однако эту цифру можно считать верной лишь при отсутствии в турбине кавитационных явлении, т.е. при условии чисто абразивного износа, когда интенсивность изнашивания определяется только величиной скорости смеси воды и наносов.

Перейдем теперь к определению допустимого насыщения воды зернами твердых минералов для гидротурбин разной быстроходности на основе данных натуральных наблюдений на действующих ГЭС. При этом, учитывая решающую роль в износе гидротурбин истирающего воздействия наносов, будем исходить из того, что величина износа рабочего колеса гидротурбины пропорциональна кубу относительной скорости W_2 , которая, в свою очередь, пропорциональна корню квадратному из напора H_T . Следовательно, для гидротурбин одного и того же типа можно с известным приближением к действительности считать, что износ их рабочих колес пропорционален величине $H_T \sqrt{H_T}$. Ввиду того, что износ деталей проточной

части гидротурбин прямо пропорционален концентрации в воде наносов, при изменении напора H_T для обеспечения одних и тех же допустимых размеров абразивного износа деталей данной турбины концентрация наносов P_{II} должна изменяться обратно пропорционально величине $H_T \sqrt{H_T}$. Поэтому

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{H_T \sqrt{H_T}} \quad (4.13)$$

где P_{III} - допустимое для данной гидротурбины приведенное среднегодовое содержание в воде частиц твердых минералов при $H_T = 1,0$ м.

Величину P_{III} будем называть удельной приведенной опасной мутностью. Вполне понятно, что для каждого типа гидротурбин должно существовать свое, вполне определенное значение P_{III} , которое должно быть тем больше, чем меньше быстроходность турбины.

Из выражения (4.13) следует, что

$$P_{III} = P_{II} H_T \sqrt{H_T} \quad (4.14)$$

По этой формуле вычислены значения P_{III} (г/л) для гидротурбин действующих ГЭС, на которых проводились натурные наблюдения за износом деталей проточной части турбин и за режимом наносов. По данным этих вычислений построен график $P_{III} = f(n_s)$ (рис. 4.4), представляющий зависимость значений удельной приведенной опасной мутности P_{III} от значений коэффициента быстроходности n_s для расчетного режима турбин при условии производства капитальных ремонтов гидротурбин один раз в год ($t_p = 1$).

Как показывает график, значения P_{III} снижаются с увеличением быстроходности гидротурбин. При этом с увеличением значений n_s от 100 до 300 значения P_{III} снижаются в $\frac{60}{13} = 4,6$ раза, что вызывает увеличение во столько же раз износа рабочего колеса турбины вследствие возрастания скорости смеси воды и наносов в его каналах.

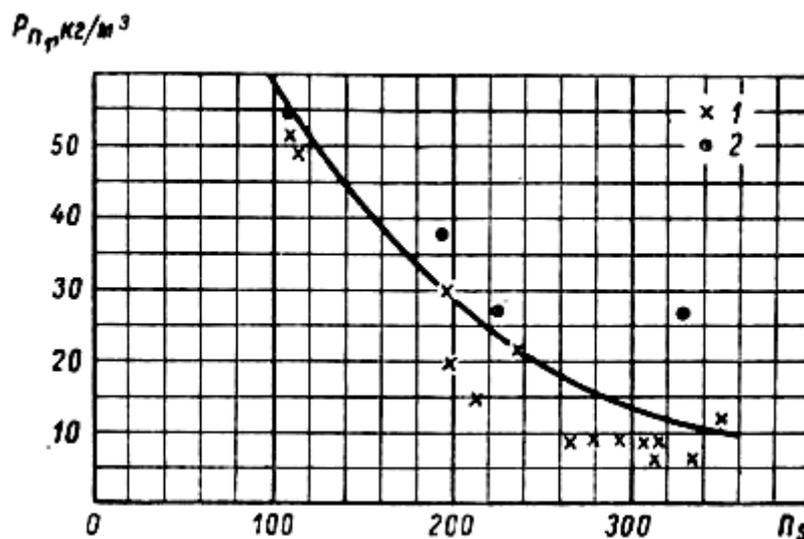


Рис. 4.4. Изменение среднегодовых значений приведенной к единичному напору $H_T = 1$ м опасной концентрации наносов $P_{пг}$ в зависимости от значений коэффициента n_s при расчетном режиме турбин для $t_p = 1$ г
1 – износ в допустимых пределах; 2 – износ недопустимо высок

Такое увеличение износа рабочего колеса в $\frac{7}{4,6} \cong 1,5$ раза меньше износа, полученного ранее на основании оценки изменения выходной скорости W_2 .

Причиной этого надо считать главным образом кавитацию, которая особенно сильно проявлялась на турбинах ГЭС с большими напорами. Следовательно, график $P_{пг} = f(n_s)$ (см. рис. 4.4) отражает собой изменение $P_{пг}$ в зависимости от значений n_s с учетом влияния не только истирающего действия наносов, но и кавитации.

Известно, что с уменьшением быстроходности турбины кавитационные условия ее работы (при одном и том же напоре H_T) улучшаются. Следовательно, при постановке в формулу (4.13) значений $P_{пг}$, взятых из графика $P_{пг} = f(n_s)$ (см. рис. 4.4), значения $P_{пг}$ для турбин меньшей быстроходности будут получаться несколько заниженными в сравнении с теми, по которым построен указанный график. Поэтому правильнее учитывать влияние уменьшения коэффициента быстроходности на величину

P_{II} по степени уменьшения в рабочем колесе скоростей согласно графику $k_{w2} = f(n_{s0})$. При этом с уменьшением коэффициента быстроходности от n'_{s0} до n''_{s0} величина P_{II} увеличится обратно пропорционально кубу отношения соответствующих значений коэффициента скорости k_{w2} .

Пусть для рабочего колеса, выбранного по номенклатуре для данного напора H_T , в соответствии с графиком $P_{II} = f(H_T, t_p)$ (см. рис. 4.2) $n_{s0} = n'_{s0}$ и $P_{II} = P'_{II}$.

Тогда при замене этого рабочего колеса на более тихоходное с $n_{s0} = n''_{s0} < n'_{s0}$ допустимое для него новое значение $P_{II} = P''_{II} > P'_{II}$ может быть вычислено по формуле

$$P''_{II} = P'_{II} \left(\frac{k'_{w2}}{k''_{w2}} \right)^3 \quad (4.15)$$

где k'_{w2} и k''_{w2} - значения коэффициента скорости, определяемые по графику $k_{w2} = f(n_{s0})$ соответственно для значений коэффициента быстроходности n'_{s0} и n''_{s0} .

Указанным путем можно подобрать (при заданном напоре H_T) такое рабочее колесо турбины, которое будет в той или иной мере пригодно к работе в воде с заданным насыщением ее частицами твердых минералов.

Так как с уменьшением быстроходности гидротурбины скорости потока в ее проточной части уменьшаются, то габариты, вес и стоимость гидротурбины, более приспособленной для работы в воде с наносами, будут больше, чем гидротурбины, выбранной по номенклатуре для работы в тех же условиях на чистой воде. Это приведет также к увеличению размеров и стоимости здания ГЭС. Однако применение тихоходных турбин, уменьшающих износ, может настолько удешевить их эксплуатацию и увеличить выработку энергии, что повышенная стоимость самой турбины и здания ГЭС полностью окупятся. Кроме того, отпадает необходимость в применении для изготовления гидротурбин дорогостоящих износостойких материалов или в строительстве дорогостоящего отстойника.

Возможность существенного понижения абразивного износа гидротурбин за счет уменьшения их быстроходности подтверждается опытом эксплуатации.

4.4. Меры борьбы с кавитацией

Развитие кавитации происходит постепенно по мере увеличения скоростей течения воды и высоты отсасывания, охватывает сначала малые области потока, а затем распространяется на все большие. Интенсивное развитие кавитации в турбинах недопустимо, так как при этом, как уже отмечалось выше, появляется вибрация машины, снижается КПД и происходит быстрое разрушение деталей турбины, находящихся в области кавитации. Поэтому при выборе системы турбины и типа рабочего колеса, а также высот отсасывания стремятся к обеспечению бескавитационных условий работы турбины при всех режимах ее работы. Однако на практике полное исключение кавитации часто оказывается нетрадиционным, так как из-за этого пришлось бы значительно понизить отметку расположения турбины по отношению к нижнему бьефу и, следовательно, увеличить объем строительных работ в подводной части здания станции. Заводы обычно оговаривают в технических условиях на проектирование и изготовление турбин, что при эксплуатации турбин допускается такая кавитация, которая после двухгодичной работы вызывает лишь ограниченные повреждения элементов проточной части турбин, исправимые путем заварки на месте, без полной разборки агрегата.

Работа турбины без кавитации или с малой степенью ее развития обеспечивается в первую очередь правильным выбором высоты отсасывания. При этом при подсчете высоты отсасывания необходимо пользоваться надежными кавитационными характеристиками турбины, полученными испытаниями при моделировании всех элементов ее проточной части или, по крайней мере, при моделировании рабочего колеса, его камеры и отсасывающей трубы. Чтобы уменьшить повреждения от кавитации, детали

турбины, больше всего поврежденные кавитации, изготавливаются из особо стойких материалов, например из нержавеющей стали, содержащей 12-14% хрома, или покрывают их поверхность защитным слоем стойкого против кавитации материала. Хорошо противостоят кавитации поверхности, направленные электродами. Это свойство можно использовать при ремонте частей, ранее поврежденных кавитацией. На кавитационную стойкость оказывает влияние также чистота обработки поверхности. Чем лучше она обработана, тем выше ее кавитационная стойкость.

Часто бывает, что установленные на ГЭС турбины с первых дней эксплуатации обнаруживают недопустимую кавитацию, сопровождающуюся образованием центрального вихря за рабочим колесом, что вызывает сильную вибрацию всего агрегата. В этом случае для борьбы с кавитацией и предупреждения вихреобразования под рабочее колесо впускают воздух атмосферного или более высокого давления. При этом рекомендуется подводить воздух в зону, наиболее близкую к оси турбины. Воздух проникает в область центрального вихря и заполняет ее, несколько снижая вакуум в зоне кавитации. Тем самым кавитация уменьшается или полностью исключается. Для уменьшения или исключения кавитации можно также несколько увеличить потери энергии в отсасывающей трубе, что ведет, как показывает уравнение (1.4), к уменьшению кавитационного коэффициента турбины и тем самым делает возможным бескавитационную ее работу при существующих высотах отсасывания.

Изменение кавитационного коэффициента турбины в связи с изменением ее КПД из-за увеличения потерь энергии в отсасывающей трубе подчиняется зависимости:

$$\sigma_2 = \sigma_1 \left(1 - \frac{\Delta\eta}{\eta_1} \right) - \Delta\eta \quad (4.16)$$

где σ_2 - кавитационный коэффициент турбины с плохой трубкой;

σ_1 - кавитационный коэффициент турбины с хорошей трубкой;

η_1 - К.П.Д. турбины с хорошей трубкой;

$\Delta\eta$ - разность КПД турбин с хорошей и плохой трубами.

Следует заметить, что как впуск воздуха, так и увеличение потерь энергии в отсасывающей трубе должны были бы привести к снижению КПД турбины. Однако это практически не наблюдается и объясняется тем, что снижение КПД турбины, вследствие уменьшения вакуума под рабочим колесом, меньше его снижения, вызываемого кавитацией.

Для замены гидромашин требуются значительные капиталовложения, а приобретение эффективного оборудования зарубежных производителей не всегда «по карману» отечественным потребителям, поэтому исследование износостойкости рабочих органов гидромашин, работающих в агрессивных средах, является весьма актуальной технической и экономической задачей. Затраты труда и материалов на ремонтные работы по устранению последствий кавитационного и гидроабразивного изнашивания сопоставимы с изготовлением новых деталей или целых гидроагрегатов гидросистем. Различные отрасли промышленности нашей страны имеют миллионы гидроагрегатов ГЭС, обслуживающих объекты технологического назначения. В настоящее время, согласно статистике отказов, в 40-50 случаев из 100 срыв работы ГЭС происходит из-за кавитационных явлений, возникающих в отдельных элементах их проточной части. В большинстве случаев выходят из строя рабочие колеса по причине эрозионного износа их лопаток, существенно влияющего на гидродинамические свойства входной кромки лопасти. Даже незначительный износ лопатки приводит к потере производительности ГЭС, а дальнейший износ влечет за собой его остановку.

В настоящее время существует единое мнение о коррозионно-механическом характере кавитационно-эрозионного изнашивания деталей оборудования, работающих в химически активных средах. Кавитационно-эрозионное изнашивание деталей является результатом сложного воздействия на них кавитации, эрозионных и химических процессов. Большинство исследований выполнено при кавитации и гидроабразивном изнашивании в пресной водопроводной и в синтетической морской воде.

Исследований, направленных на изучение кавитационноустойчивых материалов для изготовления и ремонта рабочих органов механизмов, действующих в химически агрессивных средах, проведено недостаточно. До сих пор остаются открытыми вопросы:

- создания достоверных физических моделей процессов изнашивания деталей гидроагрегатов, работающих в условиях гидроэрозии в неоднородных жидких средах, а также объективных критериев, определяющих износостойкость деталей;

- расчета и прогнозирования долговечности оборудования в условиях коррозионно-кавитационно-эрозионного изнашивания при наличии высоких температур в кислотных и щелочных средах;

- подбора материалов и выбора эффективных методов восстановления деталей гидроагрегатов.

Выводы по четвёртой главе

Статистика показывает, что при перекачивании неоднородных жидких сред кавитационно-эрозионное и гидроабразивное изнашивание являются одной из основных причин выхода из строя различного оборудования.

Выше указаны меры борьбы с интенсивным износом гидротурбин, применяемые при тяжелых наносных условиях их эксплуатации на ГЭС. Конкретный же выбор варианта для практического осуществления производится на основе технико-экономического сравнения вариантов этих мероприятий, исходя из общего для всех энергоэкономических расчетов принципа окупаемости дополнительных капиталовложений. При этом по каждому из сравниваемых вариантов следует учитывать величины единовременных затрат и ежегодных эксплуатационных расходов, а также стоимости невыработанной на ГЭС за год электроэнергии вследствие износа турбин, затрат воды на промывку отстойника или песколовки, остановок гидроагрегатов для ремонта турбин и т.п. В соответствии с этим, для каждого варианта мероприятий необходимо определять суммарную величину годовых издержек, причем тот вариант, для которого суммарные годовые издержки окажутся наименьшими, и будет экономически наиболее выгодным для практического осуществления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По выполненной диссертационной работе можно сделать следующие выводы:

1. Проведен анализ существующих работ, посвященных исследованиям кавитации в гидромашинах.

2. Рассмотрены расчетные и экспериментальные методы определения основных показателей, определяющих кавитационные качества гидротурбины. Отмечается, что дальнейшее совершенствование методики расчета кавитационных характеристик гидротурбины требует применения современных трехмерных моделей кавитационного течения вязкой жидкости.

3. Предложена усовершенствованная методика расчета кавитационных характеристик гидротурбины, которая состоит из решения прямой трехмерной задачи кавитационного обтекания лопастной системы на основе баротропной модели кавитации при различных значениях кавитационного коэффициента установки и последующего построения кавитационной «срывной» характеристики.

4. Выполнены расчетные исследования кавитационных характеристик двух гидротурбин различной быстроходности и дается сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными. Показано, что определение кавитационных характеристик на основе предложенной методики обеспечивает для всех рассмотренных режимов значительно лучшее согласование расчетных и экспериментальных кавитационных характеристик по сравнению с экспресс-методикой, реализованной в программном комплексе «GRANIT».

5. Предложенная методика позволяет с высокой точностью прогнозировать кавитационные характеристики радиально-осевых гидротурбин (отличие результатов расчета от экспериментальных данных не превосходит 5%) и поэтому дает возможность в процессе расчетных исследований и проектирования гидротурбин существенно сократить трудоемкость и стоимость определения их кавитационных показателей по

сравнению с экспериментальными исследованиями модельной гидротурбины на кавитационном стенде.

6. Кавитационный износ основных деталей проточной части гидротурбин происходит неравномерно во времени, причем заметное и быстрое ухудшение энергетических показателей гидроагрегата наступает только после прохождения через гидротурбину вполне определенного (опасного) для данного напора типа турбины и материала деталей проточной части турбины стока частиц твердых минералов, чему соответствуют вполне определенные значения среднегодовой концентрации в потоке частиц твердых минералов.

7. Прогноз степени опасности содержащихся в речной воде наносов для турбин вновь проектируемой и действующей ГЭС с рабочим напором, может быть дан в результате сравнения величины приведенной среднегодовой концентрации частиц твердых минералов в потоке.

8. Прогноз кавитационного износа отдельных деталей проточной части турбин может быть сделан с учетом относительной скорости потока в проточной части турбины на основании данных об износе гидротурбин и режиме наносов на какой-либо действующей ГЭС, близкий по составу наносов и типу турбин проектируемой станции.

9. При трудных наносных условиях приспособление конструкции гидротурбин для быстрой смены наиболее изнашиваемых частей и ежегодные капитальные ремонты являются одной из основных мер борьбы с кавитационным износом гидротурбин, так как за счет этого может быть получено существенное уменьшение суммарной стоимости ежегодных эксплуатационных расходов и потерь в выработке электроэнергии.

10. При выборе типа турбин, предназначенных для работы в очень тяжелых наносных условиях, с целью уменьшения кавитационного износа деталей проточной части гидротурбин рационально пойти на понижение быстроходности рабочих колес, определяя в каждом конкретном случае технико-экономическую эффективность этого мероприятия.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каримов И.А. Жаҳон молиявий – иқтисодий инқози, Ўзбекистон шароитида уни батараф этишнинг йўллари ва чоралари. – Тошкент, Ўзбекистон. – 2009й. – 53 бет.
2. Каримов И.А. Узбекистан - государство с великим будущим // Речь на XI сессии Верховного совета РУз. – Ташкент: Узбекистан, 1992. – С.17-34.
3. Каримов И.А. Узбекистан по пути углубления экономических реформ. – Ташкент: Узбекистан, 1995. – С.199-209.
4. Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан № 476 от 28.12.1995 г. “О развитии гидроэнергетики в Республике Узбекистан ”.
5. Василевский А.Г., Серков В.С., Дмитрухин А.Ф. Проблемы эффективной эксплуатации электростанций // Гидротехническое строительство. – 1990. – № 10. – С. 7-11.
6. Гальперин Р.С., Осколнов А.Г., Семенов В.М., Цедров Г.Н. Кавитация на гидросооружениях. – М., Энергия, 1977.
7. Гидротехнические сооружения. Ч. 1 и 2 / Под ред. М.М. Гришина. – М.: Высшая школа, 1979.
8. Гидротехнические сооружения / Под ред. Н.П. Розанова. – М.: Стройиздат, 1978.
9. Гидроэлектрические станции / Под ред. Ф.Ф. Губина. – М.: Энергия, 1980. – 368 с.
10. Гидроэнергетические установки / Под ред. Д.С. Щавелева. – Л.: Энергоиздат, 1981.
11. Гидроэлектрические станции / Под ред. Ф.Ф. Губина и Г.И. Кривченко. – М.: Энергоиздат, 1980.
12. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для ВУЗов. – М.: Энергия, 1978. – 320 с.
13. Saline Water conversion. Advances in Chemistry series, Vol. 27. American Chemical Society, Washington. 1994. 486 p.

14. Spiegler K.S. Salt water Purification. John Wiley Sons. Inc. New-York. 1968. 52p.
15. Susswasser ans dem Meer. "Dechema Monographien". Verlag. Chemie GmbH. Frankfurt. Main. 1972. 256 p.
16. Румахеранг В.М. Расчет кавитационных показателей гидромашины // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: сборник докладов. Труды 15-й международной научно-технической конференции студентов и аспирантов. – М.: МГТУ, 2011. – С. 30-36.
17. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. Учебн. пособие для ВУЗов. – М.: высшая школа, 1969. – 400 с.
18. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П.Г. Киселева. – М.: Энергия, 1972.
19. Справочник по гидротурбинам / В.Б. Андреев, Г.А. и др.; Под общ. ред. Н.Н. Ковалева. – Л.: Машиностроение, 1984. – 496 с.
20. Федоров М.П. Экологическая безопасность гидроэнергетических объектов нового поколения // Гидротехническое строительство. – 1990. – № 10. – С. 27-29.
21. Эксплуатация гидроэлектростанций / Под ред. В.С. Серкова. – М.: Энергия, 1977. – 302 с.
22. Мухаммадиев М.М., Уришев Б. ва бошқ. Гидротехника иншоотларини лойихалаш. Ўқув кўлланма. – Т., ТошДТУ, 1994.
23. <http://www.gidravl.narod.ru>
24. <http://ziyo.edu.uz>
25. <http://library.kai.ru>