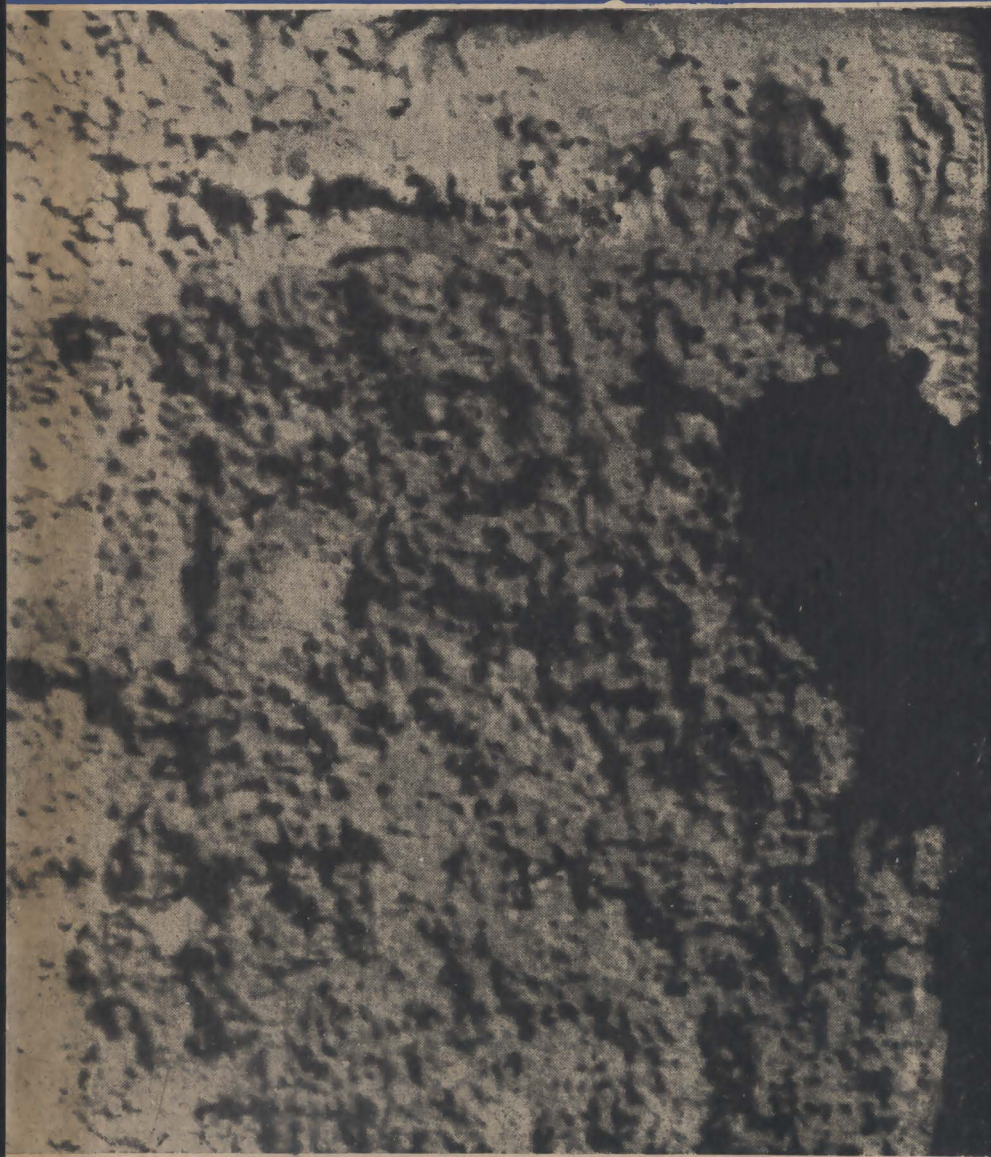


Н. И. ПЫЛАЕВ
Ю. У. ЭДЕЛЬ

КАВИТАЦИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ



Н. И. ПЫЛАЕВ
Ю. У. ЭДЕЛЬ

КАВИТАЦИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ



ЛЕНИНГРАД
„МАШИНОСТРОЕНИЕ“
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1974

Н. И. Пылаев, Ю. У. Эдель. **Кавитация в гидротурбинах.** Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1974. 256 с.

В книге рассматриваются условия возникновения и развития кавитации в гидротурбинах, ее вредные последствия, способы защиты. Большое внимание уделено методам исследования и моделирования кавитации и кавитационной эрозии.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, проектированием и эксплуатацией гидротурбин. Она может быть полезна студентам вузов соответствующих специальностей.

Табл. 32. Ил. 100. Список лит. 105 назв.

Рецензент канд. техн. наук В. Г. Старичкий

П $\frac{30314-134}{038(01)-74}$ 134-74

© Издательство «Машиностроение», 1974 г.

Николай Иванович ПЫЛАЕВ

Юрий Удович ЭДЕЛЬ

КАВИТАЦИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ

Редактор издательства В. П. Васильева
Переплет художника С. С. Венедиктова
Технический редактор Т. П. Малашкина
Корректор Н. Б. Семенова

Сдано в производство 1/Х 1973 г. Подписано к печати 11/III 1974 г. М-07272
Формат бумаги 60×90¹/₈. Бумага типографская № 2 Печ. л. 16. Уч.-изд. л. 16,9
Тираж 2000 экз. Зак. № 582. Цена 56 коп.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10

ПРЕДИСЛОВИЕ

В современном гидротурбостроении кавитация — динамический процесс, характеризующийся местным разрывом сплошности жидкости с образованием парогазовых полостей и последующим их смыканием — имеет чрезвычайно важное значение.

В большой степени именно кавитацией и ее следствием — кавитационной эрозией — ограничивается тенденция роста единичных мощностей гидротурбин, увеличения их быстроходности.

Кавитационная эрозия вынуждает периодически ремонтировать проточную часть гидротурбин, сокращает межремонтный период, снижает коэффициент полезного действия агрегата из-за разрушения обтекаемой поверхности.

При достаточной степени развития кавитация может привести к падению к. п. д. турбины и даже срыву мощности.

Кавитация — принципиально неустановившийся процесс, приводящий к пульсациям давления, акустическим излучениям, а иногда и к опасным вибрациям всего агрегата.

Борьба с кавитацией, ее вредными следствиями уже несколько десятков лет занимает умы ученых-гидромехаников, инженеров, создателей гидротурбин и других гидромашин.

Первые же исследования кавитации показали, что это очень сложный процесс, трудно поддающийся аналитическому изучению.

Основным методом исследования кавитации остается эксперимент. В гидротурбостроении многие годы применяется интегральный метод исследования кавитационных свойств турбин по влиянию кавитации на внешние характеристики машин. Кавитационные испытания уменьшенных моделей гидротурбин проводятся в лабораторных условиях на специальных кавитационных стендах.

Исследования на моделях приводят к необходимости разработки методов пересчета результатов лабораторных испытаний на условия работы натурной турбины. Если моделирование бескавитационных течений вызывает существенные трудности, то при кавитации эти трудности возрастают еще больше. Полное моделирование кавитационных течений осуществить практически

невозможно. Поэтому большое значение имеют исследования масштабного эффекта при кавитации.

С развитием науки появляются новые теоретические и экспериментальные работы по исследованию кавитации. Значительный прогресс наблюдается также в исследовании кавитации гидротурбин. Созданы совершенные высоконапорные стенды для испытания моделей турбин. Большой объем работ выполнен по выяснению физической природы разрушающего действия кавитации; установлены основные факторы, определяющие интенсивность кавитационного воздействия; разработан ряд мероприятий по борьбе с эрозией. Накоплен большой эксплуатационный опыт по кавитационной эрозии на действующих ГЭС. Непрерывно увеличивается число публикаций по кавитации.

В настоящее время ощущается необходимость в анализе и обобщении накопленного материала по кавитации в гидротурбинах. Попытка такого обобщения сделана в предлагаемой книге.

Здесь рассматриваются специфические особенности кавитации гидротурбин различных типов, методы исследования, прогнозирования и защиты от кавитации. Дается дальнейшее развитие общих проблем кавитации.

Книга базируется главным образом на материалах исследований, проводившихся на Ленинградском металлическом заводе им. XXII съезда КПСС (ЛМЗ) и в Центральном котлотурбинном институте им. И. И. Ползунова (ЦКТИ), где авторы проработали много лет. Параграфы 1—3; 6—9; 12; 14—19; 27—28 написаны докт. техн. наук Ю. У. Эделем; параграфы 4; 5; 10; 11; 13; 20—26; 29—31 написаны канд. техн. наук Н. И. Пылаевым.

Авторы с благодарностью примут все замечания по содержанию книги и просят направлять их в адрес издательства: Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10.

1. УСЛОВИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ КАВИТАЦИИ

Классическая гидромеханика рассматривает жидкость как сплошную среду с плавно и непрерывно меняющимися в зависимости от координат и времени параметрами. Все основные уравнения, характеризующие движение жидкости, получены для такой ее модели. В реальных условиях жидкость ограничена твердыми стенками или свободной поверхностью (поверхностью раздела), на которых происходит резкое скачкообразное изменение параметров. При решении конкретных задач гидромеханики на этих естественных ограничивающих поверхностях тем или иным способом задаются значения параметров — граничные условия. Аналогично должны быть заданы начальные условия, если речь идет о неустановившемся процессе. При этом гидромеханика не накладывает никаких ограничений на абсолютные величины параметров. В то же время очевидно, что в той или иной ситуации параметры могут принять такие значения, при которых жидкость изменит свое агрегатное состояние. Сплошность среды, непрерывность параметров будут нарушены. Уравнения гидромеханики, строго говоря, потеряют силу. Для описания новых процессов средствами гидромеханики приходится делать различные дополнительные допущения.

Рассмотрим уравнение Бернулли для двух точек линии тока идеальной несжимаемой жидкости

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_2 = E = \text{const.} \quad (\text{I.1})$$

Здесь γ — удельный вес и g — ускорение силы тяжести.

Уравнение Бернулли отражает частный случай закона сохранения энергии. Вдоль линии тока сумма E энергии давления p/γ , кинетической энергии $c^2/2g$ и энергии положения h единицы веса жидкости остается неизменной. Если в процессе движения жидкости происходит нарастание скорости или жидкость поднимается, увеличивая энергию положения, то в соответствии с уравнением Бернулли давление p уменьшается и может достичь такой величины p_d , при которой данная жидкость при данной температуре

вскипает, переходит в газообразное состояние. Процесс вскипания происходит за очень малые промежутки времени и носит характер взрыва. Сплошность потока нарушается, однофазная среда превращается в двухфазную. В жидкости образуются и составляют в ней существенный объем полости, заполненные паром, так называемые паровые каверны¹.

Если паровые каверны движутся вместе с потоком, то они попадают в зону повышенного давления. Происходит практически мгновенная конденсация пара в каверне, каверна замыкается, создавая весьма значительные давления, высокие температуры, электрические разряды, свечение, активизируя химические, в частности коррозионные, процессы.

Явления образования паровых каверн в жидкости при достаточном понижении давления, развития и последующего их замыкания при повышении давления называют паровой кавитацией или иногда холодным кипением. От обычного кипения кавитация отличается тем, что при ней процесс предопределяется изменением давления вне каверны, а при кипении давление растет внутри каверны.

По свидетельству Рейнольдса (1899 г.), термин «кавитация» впервые был предложен Фрудом (1895 г.).

Мощный гидравлический удар, сопровождающий замыкание кавитационной каверны, приводит к разрушению материала обтекаемой поверхности. При определенной степени развития кавитации характер течения настолько трансформируется, что заметно меняются внешние интегральные характеристики течения.

Следует отличать паровую кавитацию от газовой, когда рост кавитационного пузырька происходит за счет уменьшения внешнего давления, не доходящего до давления парообразования, и диффузии газа из внешнего потока. Газовая кавитация развивается медленно и, хотя сопутствует паровой кавитации, не влияет практически на ее характер.

Специальные исследования показывают, что снижение давления до уровня давления парообразования является необходимым, но недостаточным условием для начала кавитации. Известно, что при определенных искусственно созданных условиях может существовать переохлажденная вода при температуре меньше температуры замерзания или перегретая вода при температуре выше температуры парообразования. Аналогично можно добиться такого положения, когда кавитация будет отсутствовать даже при $p \ll p_d$. Для начала кавитации необходимы достаточные по величине и продолжительности действия растягивающие напряжения. Причем необходимые параметры этих напряжений зависят от прочности жидкости. Если исходить из молекулярно-кинетической теории, прочность жидкости на разрыв соизмерима с прочностью стали.

¹ В некоторых случаях, о которых речь будет дальше, четко очерченная кавитационная каверна заполнена множеством более мелких каверн.

По данным М. Корнфельда [34], предельная объемная прочность воды при температуре $t = 20^\circ \text{C}$ составляет 3250 кгс/см^2 . Но при этом предполагается, что разрыв произойдет сразу по всему объему жидкости. В действительности материалы начинают разрушаться по одному из слабых мест, которые неизбежны всегда. Аналогичным слабым местом в жидкости может служить паровой или газовый пузырек. Если допустить, что вследствие тепловых флюктуаций в жидкости возникает паровой пузырек, а необходимые условия для этого, как уже говорилось, имеются, то последний будет расти, если сумма наружного давления p и давления от поверхностного натяжения, которое обратно пропорционально радиусу пузырька, будет меньше давления насыщенных паров

$$p + \frac{2\sigma}{R} < p_d, \quad (1.2)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения и R — радиус пузырька.

Я. Б. Зельдович [23] разработал теорию разрыва жидкости на паровом пузырьке. Расчеты по этой теории показывают, что прочность жидкости должна составлять приблизительно 1600 кгс/см^2 . Однако максимальная прочность, достигнутая экспериментально Бриггсом для специально приготовленной воды, составляет всего $270\text{--}280 \text{ кгс/см}^2$, а в реальных лабораторных условиях удается зафиксировать в нескольких из большого числа опытов прочность воды не более нескольких аммосфер. Причем растягивающие напряжения до $2\text{--}3 \text{ кгс/см}^2$ могут существовать лишь несколько секунд. Затем происходит бурный переход к вполне развитому кавитационному течению [67].

В настоящее время наличие такого резкого расхождения результатов теоретических расчетов и данных опыта принято объяснять наличием в любой реальной жидкости включений газовых пузырьков или частиц твердого тела, т. е. так называемых зародышей кавитации. Количество и размеры газовых пузырьков — ядер кавитации — определяют объемную прочность воды.

П. С. Эпштейн [49] установил, что в одном кубическом сантиметре обычной воды содержится до $500\,000$ посторонних частиц размером до нескольких микрон, около которых локализуются пузырьки газа. До сих пор остается не вскрытой причина практически бесконечно долгого существования в воде газовых зародышей, которые не всплывают на поверхность и не диффундируют в жидкость.

Большое распространение имеет гипотеза Е. Н. Гарвея локализации газовых полостей в микроскопических трещинах обтекаемых или взвешенных в потоке твердых тел.

Прочность жидкости предопределяется величиной максимального газового зародыша. Чем больше этот зародыш, тем меньше прочность. В пределе прочность определяется давлением насыщенных паров p_d . Расчеты показывают [49], что при наличии

пузырьков диаметром более 10—20 μ практически достигается этот предел прочности.

В реальных условиях гидротурбины при наличии турбулентных пульсаций, вихрей в пограничном слое, несферических зародышей кавитации на обтекаемых поверхностях, неизбежных твердых и органических включений кавитация возникает при осредненных давлениях, близких к давлению парообразования. Это подтверждается экспериментами. Но кавитация может возникнуть и развиваться, если давление $p \leq p_d$ будет воздействовать на газовый зародыш достаточно продолжительно. При большой скорости прохождения потоком малопротяженной зоны разрежения, хотя бы и достаточно большого по абсолютной величине, кавитация может не проявиться.

Важно подчеркнуть также, что если при некоторых условиях и удается затягивать начало кавитации (так же, как и кипения), то после начала процесса он не прекращается, и устойчивое его течение продолжается, если давление поднять до величины давления парообразования и даже несколько выше. Имеет место гистерезис, на который впервые обратил внимание Р. В. Кермин в 1952 г. [67].

Таким образом, хотя и нельзя считать доказанным, что критическим для образования кавитации в реальных условиях гидротурбин является давление насыщенных паров, это наиболее вероятное и согласующееся с практикой допущение. Не исключено, конечно, что в некоторых специальных аппаратах и механизмах, где принимаются особые меры для увеличения прочности жидкости, кавитация возникает при давлениях, существенно меньших давления парообразования.

До сих пор рассматривалась так называемая гидродинамическая кавитация, т. е. кавитация, возникающая в потоке жидкости при внешнем или внутреннем обтекании тел. Кроме гидродинамической кавитации большое практическое значение имеет искусственная акустическая кавитация, которая возникает или в сфокусированном поле ультразвуковой волны, распространяющейся в объеме жидкости вдали от ограничивающих поверхностей, или при нефокусированном излучении с наибольшей интенсивностью кавитации на поверхности самого излучателя. В отличие от гидродинамической, при акустической кавитации каверны испытывают не однократное, а многократное периодическое растягивающее и сжимающее воздействия. Особенности гидродинамической и акустической кавитации, которые отмечены выше, приводят к тому, что при аналитическом исследовании первой обычно пользуются лагранжевыми координатами, а второй — эйлеровыми. Акустическая кавитация вообще легче поддается аналитическим и экспериментальным исследованиям.

Многие качественные результаты этих исследований могут быть использованы и используются при анализе механизма более сложной гидродинамической кавитации.

Эксперименты В. Е. Джонсона [89] с помощью скоростной киносъемки показали, что при кавитации за тысячные доли секунды пузырек может вырасти до нескольких миллиметров и затем схлопнуться еще в два раза быстрее.

Движущиеся с потоком, не связанные с обтекаемой поверхностью кавитационные каверны имеют обычно приблизительно сферическую форму или приближаются к ней в процессе развития. Поэтому классической моделью кавитационного процесса является динамика сферической полости в жидкости.

Впервые задачу о замыкании сферической полости в неограниченном объеме невязкой несжимаемой и лишенной поверхностного натяжения жидкости теоретически решил Релей более 50 лет назад [99]. Рассматривалось радиальное движение сферической полости под воздействием постоянного давления при наличии инерционных сил. Причем сам Релей обращал внимание на то, что схема идеализирована и приводит в конечном итоге к абсурдному выводу о бесконечно больших скоростях и давлениях во всем объеме жидкости в последний момент замыкания полости. На самом деле давления действительно достигают очень больших величин, чем и обуславливается кавитационная эрозия, но не бесконечных, а скорости конечны и в некоторые моменты равны нулю. В дальнейшем классическое решение Рейля совершенствовалось путем выявления влияний различных его допущений.

В каверне, развившейся из газонаполненного кавитационного зародыша, в который вследствие диффузии при пониженном давлении из окружающего раствора поступает, кроме того, и дополнительный газ, неизбежно наличие газа. Газ не допускает полного смыкания каверны, она сжимается до каких-то конечных размеров и под действием давления сжатого газа вновь расширяется. Возникает колебательный процесс. Это усугубляется еще и тем, что пар, находящийся в каверне, по данным Флинна [65], конденсируется не мгновенно, а с конечной скоростью, равной 6,5 м/с. Следовательно, на последних стадиях замыкания, когда радиальная скорость стенки превышает скорость конденсации, пар тоже играет роль упругого газа. В конце концов периодический процесс затухает.

Громадные давления, возникающие в момент завершения сжатия и последующего расширения паровоздушной смеси каверны, вызывают упругие колебания в жидкости с широким спектром звуковых и ультразвуковых частот. Поэтому пренебрежение сжимаемостью среды тоже приводит к погрешности. Звук может распространяться только в упругой сжимаемой среде. На образование звука тратится часть запасенной энергии и за счет этого скорость замыкания тоже уменьшается. Учесть сжимаемость аналитически очень трудно и долгое время никому не удавалось. Только в 60-х годах было получено достаточно строгое решение задачи для сжимаемой невязкой жидкости при адиабатическом процессе.

Влияние вязкости, как показывает анализ, для данной задачи менее существенно, тем более, что оно в большой степени компенсируется поверхностным натяжением.

Кавитационная каверна при гидродинамической, а иногда и при акустической кавитации возникает вблизи стенки. Поэтому сферическая симметрия, которая предполагается при рассмотрении задач динамики кавитационной полости, существенно нарушается. Нормальные к стенке скорости на ее поверхности равны нулю.

Получающийся реальный поток можно представить, заменив пузырек диполем и введя зеркально отображенный относительно стенки такой же диполь. Тогда оказывается, что каверна при замыкании приближается к стенке со скоростью того же порядка, что и скорость замыкания. Причем скорость замыкания и давление при наличии стенки меньше, чем без нее.

Наконец, все эти рассуждения предполагали, что сферическая полость все время сохраняет устойчивость, т. е. остается сферической. Оказывается это справедливо лишь для стадии расширения, а при захлопывании пузырьков может потерять свою форму особенно под влиянием расположенных вблизи твердых стенок или свободной поверхности. И тогда вместо обычно представляемого смыкания пузырька происходит его разрушение на множество более мелких пузырьков.

Нод и Эллис [45] предложили схему кумулятивного схлопывания сферической каверны при потере устойчивости. В соответствии с этой схемой сфера деформируется таким образом, что во внутрь ее врывается струйка жидкости, которая и производит разрушающий удар по обтекаемой поверхности.

Кстати сказать, при расчетах по схеме кумулятивного схлопывания интенсивность эрозионного воздействия получается больше и ближе к экспериментальным данным. Очевидно, что при гидродинамической кавитации еще более, чем при акустической, вероятно кумулятивное схлопывание.

2. КАВИТАЦИЯ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТЕЧЕНИЯ

Изолированная кавитационная каверна практически никогда не возникает в реальных течениях. Даже в идеализированных лабораторных условиях трудно воспроизвести такую каверну. Обычно имеет место некоторая кавитационная область, определенная зона потока, содержащая множество кавитационных каверн. Для характеристики кавитационной области введено понятие индекса развитости кавитации или индекса кавитации [3]

$$K = \frac{\Delta V}{V}, \quad (1.3)$$

где V — некоторый объем внутри кавитационной области; ΔV — часть объема V , занимаемая кавитационными полостями.

Индекс кавитации имеет локальный характер и является функцией координат и времени. Можно себе представить среднюю интегральную величину индекса кавитации всей кавитационной области.

В зависимости от индекса кавитации меняется осредненная плотность среды. Зная распределение плотности по кавитационной области, можно для приближенного исследования кавитационных течений воспользоваться уравнениями аэродинамики для сжимаемых сред с переменной плотностью.

До начала кавитации индекс кавитации равен нулю, затем по мере развития кавитации он возрастает. В пределе, когда кавитационная область представляет одну большую каверну, индекс кавитации равен единице. В этом случае имеет место так называемое струйное течение. Изучением таких течений занимается специальный раздел гидромеханики. Каверна рассматривается как внешняя для потока область, а ограничивающая ее поверхность — как свободная поверхность с постоянным давлением.

Между предельными бескавитационным и струйным течениями имеют место различные формы кавитации при различных степенях развития. Если кавитация возникла, то она развивается тем больше, чем ниже давление в системе или чем больше скорости течения.

Для характеристики степени развития кавитации принято использовать безразмерный параметр, называемый числом кавитации

$$k = \frac{p_{\infty} - p_d}{\rho \frac{v_{\infty}^2}{2}}, \quad (1.4)$$

где p_{∞} и v_{∞} — давление и скорость на бесконечности перед обтекаемым телом; ρ — плотность жидкости.

Выражение (1.4) для числа кавитации структурно напоминает выражение для коэффициента давления

$$\bar{p} = \frac{p - p_{\infty}}{\rho \frac{v_{\infty}^2}{2}}, \quad (1.5)$$

где p — давление в точке обтекаемого тела.

Если в какой-либо точке i обтекаемого тела давление $p_i = p_d$, то число кавитации k равно коэффициенту давления \bar{p}_i в этой точке с обратным знаком

$$k = -\bar{p}_i. \quad (1.6)$$

Если \bar{p}_i соответствует минимальному давлению на обтекаемом профиле, т. е. $p_i = p_{\min}$, то соответствующее число кавитации называют критическим

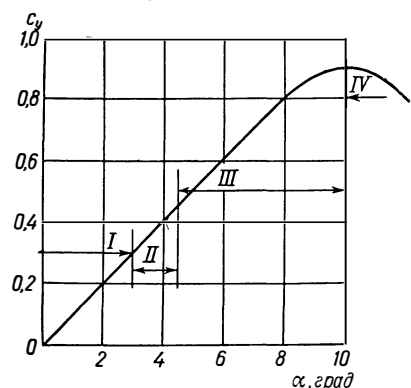
$$k_{кр} = -\bar{p}_{\min}, \quad (1.6')$$

так как при этом создаются условия для начала кавитации на профиле. Чем меньше число кавитации, тем большие растягивающие напряжения возникают в жидкости

$$z = p_d - p. \quad (1.7)$$

В реальных условиях жидкость практически не выдерживает растягивающих напряжений и, следовательно, чем меньше число кавитации, тем более развита кавитация.

Как видно из формулы (1.4), число кавитации можно уменьшить не только уменьшая давления p_∞ , но и увеличивая скорость v_∞ .



Эпюры распределения давлений по изолированному профилю и профилю в решетке, полученные для идеальной жидкости, в реальной вязкой жидкости хорошо отражают действительное распределение давления до тех пор, пока не возникает отрыв пограничного слоя. В случае отрыва фактическое распределение давления может существенно отличаться от расчетной эпюры, особенно в тех местах эпюры, где получаются значительные градиенты давления, в частности, в районе пика разрежения на входной кромке при больших углах атаки.

Рис. 1.1. Зависимость коэффициента подъемной силы c_y от угла атаки α для изолированного профиля; зоны существования четырех (I—IV) форм кавитации

Внешним проявлением изменения распределения давления при экспериментальных исследованиях крыловых профилей является изменение коэффициентов подъемной силы c_y и силы сопротивления c_x :

$$c_y = \frac{R_y}{\frac{\rho v_\infty^2}{2} bl}; \quad (1.8)$$

$$c_x = \frac{R_x}{\frac{\rho v_\infty^2}{2} bl}, \quad (1.9)$$

где R_y и R_x — подъемная сила и сила сопротивления; b и l — размах и длина хорды профиля.

При бескавитационном обтекании изолированного профиля коэффициент подъемной силы возрастает с ростом угла атаки α (рис. 1.1) сначала линейно, затем рост коэффициента подъемной силы замедляется и при некоторых углах атаки начинает уменьшаться. В дальнейшем будет рассмотрено влияние форм и степени развития кавитации на гидродинамические параметры.

Гидродинамическую кавитацию, т. е. кавитацию, возникающую при течении жидкости, можно подразделить на профильную (или пограничную) и срывную. Профильная кавитация возникает на хорошо обтекаемых телах, развивается в непосредственной близости к их поверхности. Замыкаются кавитационные каверны на обтекаемых телах или сразу за ними. Эрозия локализуется в основном на обтекаемом теле.

Срывная кавитация имеет место в вихревом следе за плохо обтекаемыми телами или элементами тел. Замыкание каверн происходит в кормовой части обтекаемого тела или элемента или за ними.

Кавитационной эрозии подвергаются в основном поверхности, располагающиеся за обтекаемым телом или элементом. Подобная срывной кавитация возникает на границе затопленной струи, вытекающей из отверстия с большой скоростью в мало-подвижную жидкость, или на границе раздела между потоками, текущими в разных направлениях.

В проточном тракте гидротурбины имеют место и профильная и срывная кавитации. Иногда они существуют вместе, влияя друг на друга, создавая специфические формы кавитации.

Исследования последних лет показывают, что профильная кавитация имеет существенно различные формы в зависимости от геометрии профиля и параметров течения. Причем, так как геометрия профиля и параметры течения меняются поперек потока, проходящего через гидромашины, на лопасти могут одновременно иметь место разные формы кавитации, оказывающие влияние друг на друга. Поэтому экспериментальные исследования профильной кавитации обычно проводятся на изолированных профилях и профилях в плоских решетках.

Исследования кавитационных обтеканий изолированных профилей, близких по форме к профилям, составляющим лопастную систему поворотнлопастной турбины, позволили получить представление об основных формах профильной кавитации.

При малом угле атаки на профиле возникает так называемая пузырьковая кавитация — форма I. Вдоль поверхности профиля следуют друг за другом вместе с потоком кавитационные полости — каверны — приблизительно сферической формы. Каверны становятся видимыми в средней части профиля, быстро растут и затем замыкаются. На рис. 1.2 представлены две стадии развития пузырьковой кавитации. Уменьшение числа кавитации достигалось путем уменьшения давления в системе. Скорость потока на входе поддерживалась постоянной $v_{\infty} = 10$ м/с. Направление потока слева направо. Видны отдельные кавитационные пузырьки. Число и размеры следующих друг за другом пузырьков растут с уменьшением числа кавитации. Зона замыкания пузырьков смещается по потоку.

Анализ показывает, что формы возникающей кавитации связаны с характером эпюры распределения давления по профилю, полученной для бескавитационного обтекания. Пузырьковая кавитация, например, возникает только в том случае, если на стороне разрежения профиля имеет место выравненная эпюра, без резких градиентов давления, без разрежения на входной кромке [75].

На рис. 1.3 представлены характерные примеры эпюр распределения давления по симметричному профилю при разных углах атаки α (разных коэффициентах подъемной силы c_y). По оси ординат отложен коэффициент давления \bar{p} (1.5), а по оси абсцисс отложена относительная координата \bar{x} , отсчитываемая по хорде от

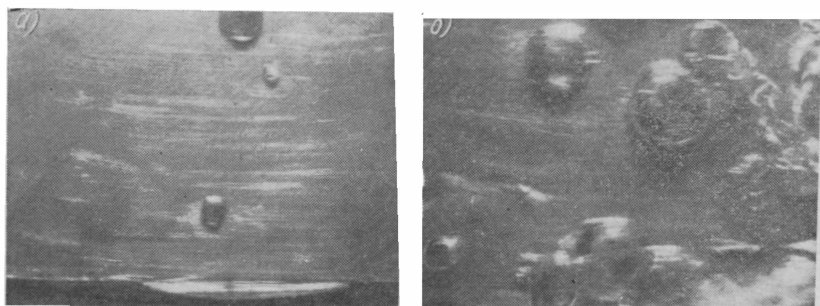


Рис. 1.2. Пузырьковая кавитация (форма 1): а — $k = 0,77$; б — $k = 0,55$

входной кромки. На эпюрах принято отрицательные давления откладывать вверх. При изменении коэффициента подъемной силы c_y (1.8) от 0 до 0,2 (рис. 1.3, а, б) эпюра давления трансформируется, но остается пологой без пика разрежения. Поэтому на этих режимах обтекания при уменьшении числа кавитации возникает пузырьковая кавитация.

Как показали исследования с помощью скоростной киносъемки, пузырьковая кавитация развивается в потоке следующим образом [75]. В воде содержатся кавитационные зародыши, пузырьки различного размера, наполненные паром и газом. Попадая в зону минимального давления на профиле, часть зародышей претерпевает кавитационный рост. Чтобы зародыши радиуса R_0 или большего размера начали расти, необходимо, чтобы растягивающие напряжения z (1.7) достигли величины [49]

$$z = p_d - p = \frac{2}{3\sqrt{3}} \sqrt{\frac{\left(\frac{2\sigma}{R_0}\right)^3}{p_0 - p_d + \frac{2\sigma}{R_0}}}, \quad (1.10)$$

где коэффициент поверхностного натяжения для воды $\sigma = 7,4 \times 10^{-5}$ кгс/см; p_0 — начальное давление, при котором существует зародыш радиуса R_0 .

Растягивающие напряжения z обусловлены не только эпюрой распределения стационарного давления, но и турбулентными пульсациями давления. Те зародыши, радиус которых меньше R_0 , пройдут кавитационную зону, не увеличиваясь в размерах. Такой анализ согласуется с данными наблюдений за развитием пузырьковой формы кавитации на профиле.

При достижении минимального давления на верхней поверхности профиля (сторона разрежения) величины давления парооб-

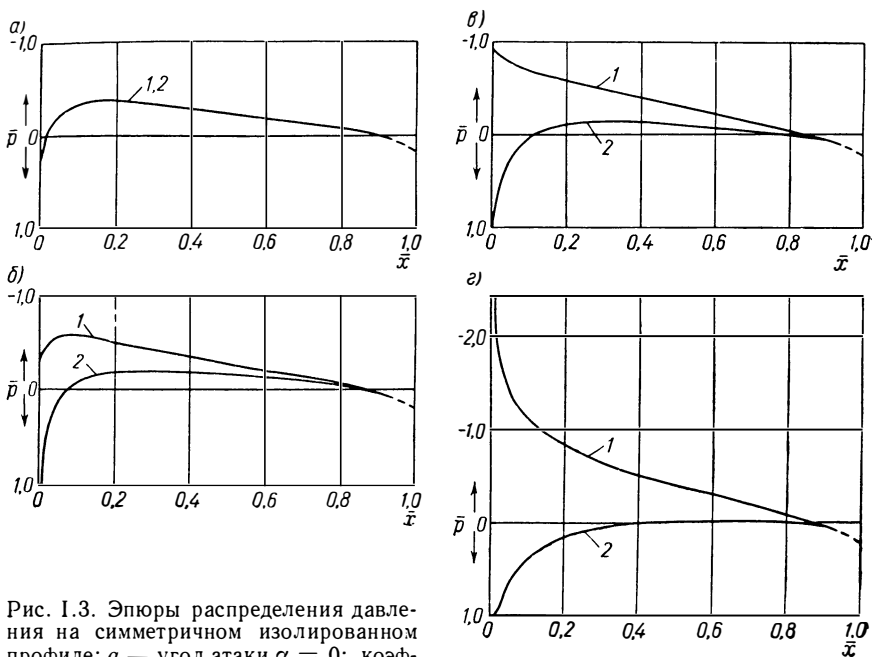


Рис. 1.3. Эпюры распределения давления на симметричном изолированном профиле: а — угол атаки $\alpha = 0$; коэффициент подъемной силы $c_y = 0$; б — $c_y = 0,2$; в — $c_y = 0,3$; г — $c_y = 0,6$;

1 — верхняя поверхность; 2 — нижняя поверхность

разования при данной температуре или несколько меньшего давления вблизи поверхности тела, позади зоны наибольшего разрежения, возникают отдельные хорошо видимые пузырьки.

По мере снижения давления действующие в воде растягивающие напряжения растут, одновременно увеличивается зона их действия и размеры пузырьков возрастают. Период следования отдельных пузырьков друг за другом в среднем уменьшается.

При дальнейшем увеличении угла атаки (коэффициент подъемной силы $c_y \geq 0,3$) на входной кромке профиля образуется пик разрежения (рис. 1.3, в, г), который обуславливает образование связанной с профилем пленочной кавитационной каверны [75]. Если пик разрежения не очень сильно развит (рис. 1.3, в), коэффициент подъемной силы $c_y = 0,3 \div 0,4$, то образуется пленочная

каверна с гладкой поверхностью (форма кавитации II). Каверна имеет стационарный характер, поверхность ее прозрачна, хвостовая часть каверны пульсирует, периодически отрывается и уносится потоком. Начинается каверна непосредственно на входной кромке профиля, толщина ее много меньше толщины профиля. При микронеровностях на входной кромке за ними на поверхности каверны образуются видимые линии.

На рис. 1.4 показано развитие пленочной с гладкой поверхностью каверны кавитации при $k = 1,7$ и $1,2$. Четко видны отдель-

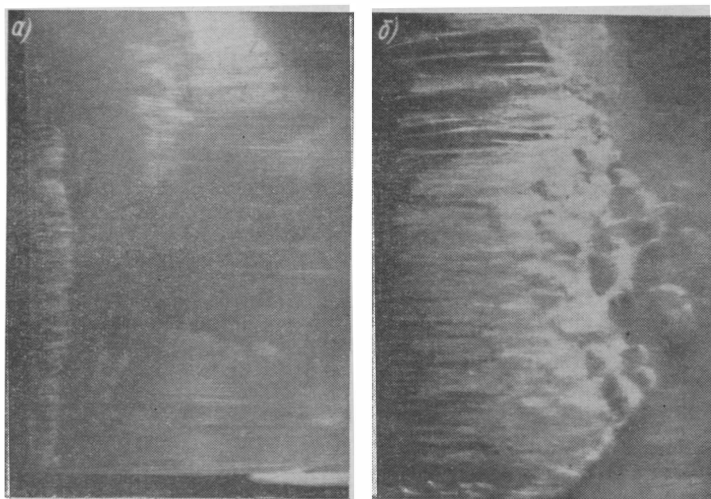


Рис. 1.4. Пленочная с гладкой каверной кавитация (форма II):
а — $k = 1,7$; б — $k = 1,2$

ные струйки на поверхности каверны. При достаточном развитии кавитации хвостовая часть каверны сильно турбулизируется.

Характерно, что пленочная кавитация появляется значительно раньше (при больших числах кавитации), чем пузырьковая.

При дальнейшем повышении угла атаки пик разрежения развивается еще больше (рис. 1.3, з) и вместо гладкой каверны образуется заполненная, с шероховатой поверхностью каверна (форма кавитации III). Толщина каверны соизмерима с толщиной профиля, по ее поверхности постоянно движутся дискретные вихри, содержащие пузырьки, хвостовая часть сильно пульсирует, начало каверны — непосредственно на входной кромке.

Кавитация в форме III (пленочная с заполненной каверной) при $k = 2,0$ показана на рис. 1.5 и 1.6. Поток сильно турбулизован по всей длине каверны. На рис. 1.6 представлена та же форма кавитации на специальном прозрачном профиле. Съемки поперек образующей профиля (рис. 1.6, б) проводились сквозь прозрачное тело профиля. Это позволило установить, что вся каверна пред-

ставляет собой кавитационную область с четкими границами, заполнена множеством более мелких кавитационных каверн. Съемки вдоль образующей (рис. 1.6, а) показывают, что толщина каверны в хвостовой части того же порядка, что и толщина профиля.

Описанные три формы кавитации возникают на профиле при изменении угла атаки от нуля (бесциркуляционное направление) до приблизительно такого значения, при котором величина коэффициента подъемной силы достигает максимума. Дальнейшее увеличение угла атаки приводит к возникновению срывной кавитации (форма IV), представляющей собой дискретно следующие с потоком вихри, на осях которых возникают и развиваются кавитационные каверны. Форма IV характерна для обтекания плохообтекаемых тел. Совокупность срывающихся вихрей по существу является известной дорожкой Кармана.

На рис. 1.7 показана срывная (форма IV) кавитация при $k = 1,75$. В данном случае кавитационные полости не прилегают к поверхности профиля.

На рис. 1.1 дана зависимость коэффициента подъемной силы c_y от угла атаки α для одного из исследованных профилей при бескавитационном обтекании; на графике отмечены также зоны углов атаки, при которых возникает та или иная форма кавитации, обозначенная римскими цифрами.

При достаточной степени развития кавитации изолированного профиля формы I, II и III переходят к суперкавитационному течению, носящему струйный характер, с каверной, распространяющейся за пределы профиля.

Следует отметить, что пузырьковая кавитация даже при большой степени развития не переходит в пленочную форму. При некоторых промежуточных углах атаки существуют одновременно формы I и II кавитации.

При каждой форме кавитации существенно отличаются друг от друга уровни акустического излучения. Наиболее сильные акустические излучения зафиксированы при кавитации в форме I, несколько меньшие — при кавитации в форме III. При кавитации в форме II интенсивность излучений значительно меньше, чем при формах I и III. Очевидно, что и кавитационная эрозия при каждой форме кавитации развивается по-разному.



Рис. 1.5. Пленочная с заполнением каверной кавитация (форма III) при $k = 0,2$

Обтекание профиля в решетке существенно отличается от обтекания изолированного профиля. Характер распределения давлений по профилю в решетке имеет специфические особенности.



Рис. 1.6. Пленочная с заполненной каверной кавитация (форма III) на прозрачном профиле: а — вдоль профиля; б — через тело профиля

На рис. 1.8 представлены примеры эюр распределения давления по профилям решеток, образующих лопастную систему высоконапорного поворотнолопастного рабочего колеса. По оси абсцисс в данном случае

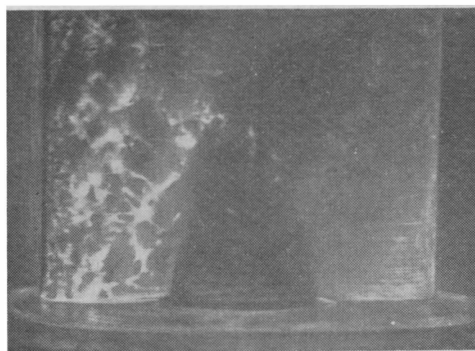


Рис. 1.7. Срывающая кавитация (форма IV) при $k = 1,75$

отложена координата \bar{x} , отнесенная ко всей длине контура профиля. Причем отсчет ведется от выходной кромки по напорной стороне к стороне разрежения.

Особенности распределения давления на профиле в решетке приводят к некоторому своеобразию возникающих форм кавитации, хотя основные три формы, полученные на изолированных профилях, и здесь имеют место. Для эюр с пиком разрежения

на входной кромке ($n'_1 = 95; 105$, см. рис. 1.8, а) характерна пленочная кавитация; для эюр с плавным увеличением разрежения к выходной кромке и для выравненных эюр ($n'_1 = 130$, см.

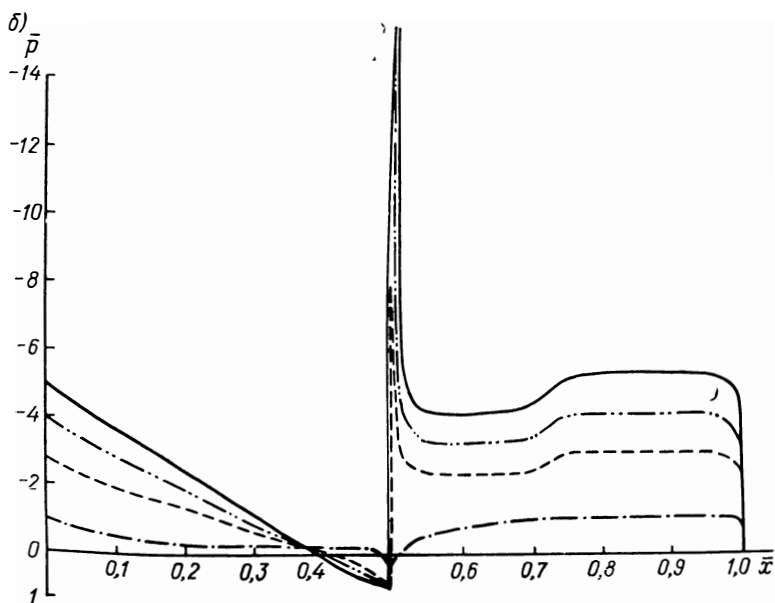
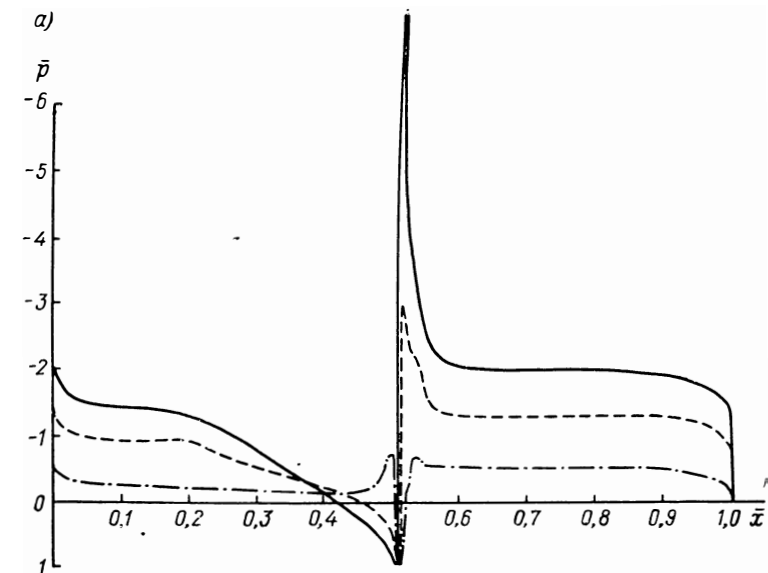


Рис. 1.8. Эюры распределения давления на профиле в решетке сечения III поворотнo-лопастного рабочего колеса: а — ПЛ642, $\varphi = 20^\circ$; б — ПЛ646, $\varphi = 0^\circ$.

— — — — — $n_1' = 95$; - - - - - $n_1' = 100$; - · - · - $n_1' = 105$; · · · · · $n_1' = 130$

на рис. 1.8, а, б) — пузырьковая кавитация. Специфическая форма кавитации, не наблюдавшаяся на одиночных профилях, существует на режимах, при которых эпюра давления имеет зону местного повышения давления за пиком на входной кромке ($n'_1 = 95; 100; 105$, см. рис. 1.8, б). В этом случае кавитация возникает в виде отдельных факелов, растущих из фиксированных точек поверхности профиля. При уменьшении давления увеличивается длина факелов и их количество. При очень развитых стадиях кавитации факелы сливаются в стационарную каверну. Схема последовательных стадий роста такой каверны показана на рис. 1.9. Механизм возникновения факельной кавитации объясняется особенностями

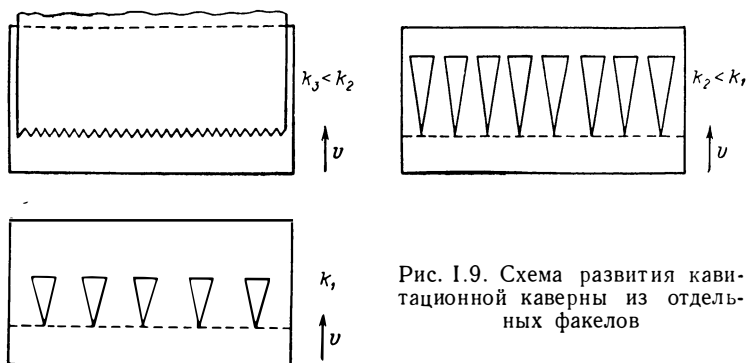


Рис. 1.9. Схема развития кавитационной каверны из отдельных факелов

эпюры распределения давления. Видимо, в зоне местного повышения давления за пиком на входной кромке создаются благоприятные условия для возникновения микропиков разрежения за неровностями поверхности, что и приводит к возникновению отдельных кавитационных факелов.

На некоторых режимах обтекания решетки наблюдались одновременно и факельная, и пузырьковая кавитации, причем факелы создавали своеобразную прослойку, которая отделяла пузырьки от поверхности профиля.

Характер развития формы *III* кавитации в решетках на режимах, при которых на тыльной поверхности профиля за пиком разрежения на входной кромке имеет место выравненная эпюра разрежения вплоть до выходной кромки, и на режимах с зоной повышенного давления за пиком различен. В первом случае каверна, возникнув на входной кромке, сравнительно медленно растет при понижении давления до тех пор, пока ее длина не достигнет зоны перехода пика разрежения в пологую часть эпюры. После этого происходит быстрый рост длины каверны, частота ее пульсаций уменьшается и происходит перерождение каверны в струйное течение еще до момента выхода ее хвоста за пределы профиля (на одиночных профилях, где давление непрерывно увеличивается к выходной кромке, перерождение каверны в струйное обтекание происходит только после выхода ее хвоста за пределы профиля).

Во втором случае каверна, достигнув в своём развитии зоны повышенного давления, прекращает свой рост, и с уменьшением давления происходит увеличение толщины каверны. Лишь при значительном уменьшении давления возобновляется рост длины каверны.

В решетках отмечено существование кавитации в переходной форме от *II* к *III*. При этом кавитация возникала в виде гладкой каверны с замутненной поверхностью.

При особенно больших углах атаки на некоторых решетках возникает кавитация в виде отдельных вихрей, срывающихся

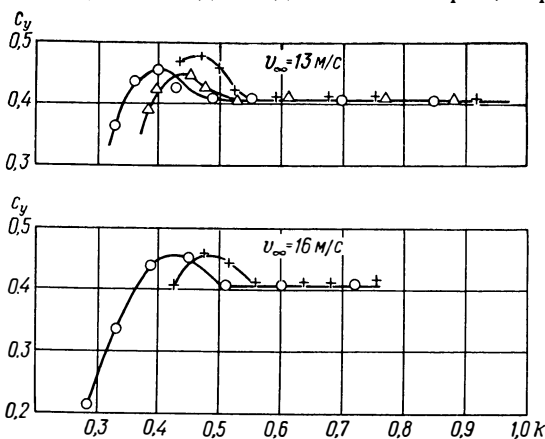


Рис. 1.10. Зависимости $c_y = f(k)$ для изолированного профиля при разных воздухоисодержаниях и скоростях потока. Угол атаки $\alpha = 3^\circ$. Пленочная форма кавитации. $\xi_{\text{max}} = 0,6$.

+ — $\alpha\% = 1,32$; Δ — $\alpha\% = 0,41$; \circ — $\alpha\% = 0,16$

с входной кромки и локализующихся на передней четверти хорды профиля (форма *IV*). При этом вихри не касаются поверхности профиля и каверны на осях вихрей замыкаются в потоке. При уменьшении давления количество вихрей увеличивается и постепенно формируется единая каверна, аналогичная форме *III* кавитации. Каверна прилегает к поверхности профиля и далее развивается так же, как форма *III* кавитации.

Анализ режимов работы быстроходной поворотлопастной турбины показывает, что на лопастях рабочего колеса возможно возникновение любой формы кавитации. Причем при повышенных приведенных числах оборотов $n'_i > n'_{i \text{ опт}}$ можно ожидать формы *I* и *II* кавитации, а при $n'_i < n'_{i \text{ опт}}$ — форму *III* кавитации.

Кавитация при достаточной степени развития существенно влияет на гидродинамические характеристики профиля. На рис. 1.10 представлена зависимость коэффициента подъемной силы от числа кавитации, полученная при испытании изолированного профиля при малом угле атаки. Имела место пузырьковая форма

кавитации. Движущиеся вдоль профиля с потоком кавитационные пузырьки визуально наблюдаются уже при $k = 0,7 \div 0,8$. При снижении числа кавитации частота следования пузырьков возрастает, но величина c_y не изменяется и остается такой же, как при бескавитационном обтекании. Лишь при $k = 0,50 \div 0,55$ (рис. I.10) кавитация начинает влиять на величину c_y . Сначала коэффициент подъемной силы несколько возрастает, а затем резко уменьшается. Однако местный подъем кривой $c_y = f(k)$ перед падением наблюдается не всегда.

Величина коэффициента силы сопротивления c_x при кавитации возрастает, что приводит в конечном итоге к снижению гидродинамического качества профиля (отношения c_y/c_x) и падению к. п. д.

Следует отметить, что при кавитации величины подъемной силы и силы сопротивления сильно пульсируют. Пульсации возрастают по мере развития кавитации до тех пор, пока зона замыкания каверн не выходит за пределы профиля.

На рис. I.10 нанесены кривые изменения c_y от k , соответствующие разным содержаниям воздуха в воде. Воздухосодержание определяется в процентах к общему объему воды и обозначается буквой α . Это общее воздухосодержание: сюда входит и растворенная в воде часть газа и не растворенная. Как видно из графика, при большем воздухосодержании кавитация проявляется раньше (при больших значениях числа кавитации) и начинает влиять на величину c_y .

При плечоных формах кавитации (II и III) характер зависимости $c_y = f(k)$ и $c_x = f(k)$ практически такой же, как при форме I. При появлении каверны на профиле ее влияние на гидродинамические характеристики не ощущается. При снижении числа кавитации длина каверны $\bar{l}_{\text{кав}}$ растет и при некоторой длине начинает влиять на величину c_y . Зависимости $c_y = f(k)$ для профилей в решетке качественно такие же, как для изолированных профилей.

Уместно сопоставить относительную длину каверны (стадию развития кавитации)

$$\bar{l}_{\text{кав}} = \frac{l_{\text{кав}}}{l}, \quad (\text{I.11})$$

где $l_{\text{кав}}$ — длина каверны с относительной протяженностью зоны растягивающих напряжений ($p < p_a$)

$$\bar{l}_p = \frac{l_p}{l}, \quad (\text{I.12})$$

где l_p — протяженность зоны растягивающих напряжений, по эпюре распределения давления при бескавитационном обтекании. При уменьшении числа кавитации k величина \bar{l}_p тоже растет в соответствии с эпюрой (рис. I.3) и условием (I.6).

Испытания показывают, что при второй форме кавитации начинается в соответствии с условием (I.6'), т. е. тогда, когда мини-

мальное давление по эюуре достигает величины давления парообразования. Длина каверны вначале практически совпадает с длиной участка растягивающих напряжений, а затем растет значительно быстрее.

При третьей форме кавитация возникает в протяженной зоне отрыва пограничного слоя при осредненном давлении выше p_d . Дополнительное разрежение в кавитационной зоне возникает благодаря вихреобразованию в районе критической точки. Связь стадии развития кавитации с эюурой бескавитационного обтекания нарушается. На больших углах атаки, например $\alpha = 9, 10^\circ$, кавитация наступает на одном из профилей при $k_i = 4,0$, в то время как $k_{кр} = -p_{\min} \approx 1,0$.

4. КАВИТАЦИОННАЯ ЭРОЗИЯ

Кавитационные процессы наряду со снижением к. п. д. установкой, появлением шумов и вибраций конструкций вызывают разрушение обтекаемых поверхностей. Разрушение поверхностей деталей вследствие кавитации, называемое кавитационной эрозией, впервые было обнаружено на гребных винтах, когда в качестве привода вместо паровой машины стала использоваться паровая турбина. Поверхность металла, разрушенного кавитацией, приобретает характерное губчатое строение с глубоко проникающими каналами.

В первых работах о природе кавитационной эрозии, опубликованных в 1917—1919 гг., этот процесс рассматривался как механическое разрушение поверхности, вызываемое гидравлическими ударами, возникающими при быстром сжатии кавитационных каверн.

В течение последующих пятидесяти лет было выдвинуто несколько десятков различных гипотез о природе кавитационной эрозии. «Ни один из эффектов кавитации, как эрозия, не вызывает столько попыток объяснить это явление, создать теорию, не противоречащую опыту и практике. Если рассмотреть историю этого вопроса, то увидим, как одни теории сменяются новыми, а затем появляются старые воззрения, подкрепляемые результатами применения новых физических методов в исследовании кавитации» [70].

Многочисленные гипотезы, объясняющие тем или иным способом природу кавитационных разрушений, во многом противоречивы. Их отличие объясняется принципом, который принят за основу при объяснении процесса эрозии, — механический, коррозийный или смешанный.

Выше был рассмотрен характер образования и сжатия кавитационных каверн. Наиболее исследована пузырьковая форма кавитации. Однако кроме отдельных пузырьков встречаются другие формы кавитации, когда разрыв сплошности происходит в виде гроздьев пузырьков, в виде вихревого жгута, в виде полости. Различают также формы кавитации по месту замыкания кавита-

ционной каверны, например в потоке или на поверхности деталей; по степени устойчивости кавитационной каверны в пространстве и во времени.

Различные формы кавитации определяются характером обтекания, величиной скоростей и давлений, линейными размерами тела, воздухоподержанием жидкости, температурой. Следует учитывать также градиенты давления в зоне возникновения кавитации, течение в пограничном слое и т. д. Формы кавитации в виде отдельно следующих пузырьков и в виде полости, связанной с телом, рассмотрены в предыдущем параграфе. Вихревая кавитация обычно формируется в области концевых зазоров турбин, а также при обтекании различных неровностей. Разрыв сплошности потока в этом случае происходит в центре вихрей.

Рассмотрим более подробно характер замыкания кавитационных каверн и силы, действующие при этом.

В 1917 г. Релей [99], рассматривая пузырек, содержащий только водяные пары при насыщающем давлении, и полагая, что жидкость несжимаема и силы давления имеют сферическую симметрию, установил, что скорость жидкости на границе сжимающегося пузырька определяется как

$$v = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_0}{\rho} \left(\frac{R_0^3}{R^3} - 1 \right)}, \quad (I.13)$$

а давление в жидкости в момент замыкания пузырька

$$p = 0,163 \left(\frac{R_0}{R} \right)^3 p_0. \quad (I.14)$$

В этих формулах R_0 и R — начальный и текущий радиусы пузырька; p_0 — давление жидкости на бесконечном удалении от пузырька; ρ — плотность жидкости.

Анализируя приведенные формулы, можно заметить, что при $R \rightarrow 0$ скорость стенки жидкости и давление стремятся к бесконечности.

Кук [84] рассмотрел процесс замыкания кавитационного пузырька с ударом жидкости о твердую поверхность. Приравняв кинетическую энергию столба жидкости высотой Δh , ударяющуюся со скоростью v о твердую поверхность, потенциальной энергии, в которую кинетическая энергия превращается при ударе, Кук получил следующую зависимость:

$$\frac{1}{2} \rho v^2 \Delta h = \frac{1}{2} \kappa \rho^2 \Delta h, \quad (I.15)$$

где κ — коэффициент сжимаемости жидкости.

Тогда мгновенное давление на поверхности тела будет

$$p = v \sqrt{\frac{\rho}{\kappa}} \quad (I.16)$$

или для воды $p = 14v$ (p — в кгс/см²; v — в м/с).

Для скоростей удара 80—100 м/с давление на поверхности твердого тела 1120—1400 кгс/см². Такие давления недостаточны для разрушения стали. Вероятно, в момент соударения образца со струей имеет место кумулятивный эффект при замыкании кавитационных каверн [31]. Скорости удара при этом возрастут в 3—4 раза, и давления, развиваемые при ударе, достигнут предела текучести материала.

В 1944 г. М. Корнфельдом и Л. Я. Суворовым [34] впервые было замечено, что кавитационные пузырьки не имеют сферической формы. При помощи скоростной съемки было также замечено, что некоторые пузырьки, расположенные на поверхности твердого

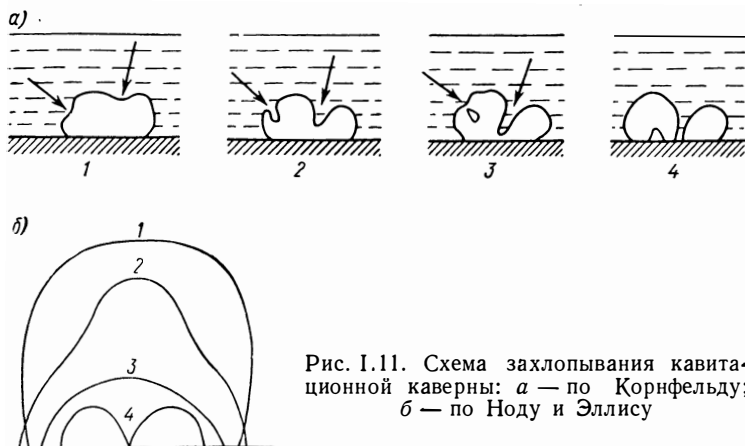


Рис. I.11. Схема захлопывания кавитационной каверны: а — по Корнфельду; б — по Ноду и Эллису

тела, как бы продавливаются жидкостью, которая проникает в полость пузырька и соударяется с твердой поверхностью (рис. I.11, а).

В работе С. П. Козырева [30], изучавшего срывную кавитацию при обтекании круглого цилиндра в плоскопараллельном потоке, указывается, что стационарная кавитационная каверна пульсирует, то удлиняясь со скоростью до 40 м/с, то укорачиваясь со скоростью до 80 м/с. Эти скоростные перемещения поверхности каверны автор представляет как удары, производимые поверхностью каверны по окружающей жидкости. При этом было обнаружено, что полного смыкания каверн не происходит, диаметр каверны при ее расширении и сжатии меняется примерно в два раза.

Нод и Эллис [45], исследуя процесс смыкания неполусферического пузырька на твердой поверхности, путем теоретических расчетов, подтвержденных затем экспериментом, пришли к выводу, что стенка пузырька прогибается внутрь, образуя входящую струю, которая и производит разрушение (рис. I.11, б).

Таким образом, в настоящее время существуют два мнения о характере замыкания кавитационных пузырьков: во-первых, захо-

пывание кавитационного пузырька с сохранением сферической симметрии, и, во-вторых, захлопывание пузырька путем продавливания входящей струей. В зависимости от характера замыкания кавитационных пузырьков различаются и гидромеханические силы, возникающие при этом.

При замыкании шарового кавитационного пузырька возникает сферическая ударная волна, которая может вызвать разрушение поверхности обтекаемого тела, если замыкание произошло в непосредственной близости от него.

При замыкании пузырька путем продавливания его стенки разрушение поверхности происходит под действием входящей струи.

Наличие гидромеханических сил при захлопывании кавитационных каверн в настоящее время ни у кого не вызывает сомнения. Тем не менее, некоторые исследователи отводят этим силам второстепенную роль, считая, что разрушение происходит, в основном, вследствие электрохимических процессов, а механические силы лишь удаляют продукты коррозии.

Электрохимические процессы при кавитации Нехлеба [96] объясняет, например, следующим образом. При замыкании кавитационных пузырьков происходят удары воды о поверхность твердого тела. В месте удара происходит точечный нагрев материала. Нагретая часть поверхности, взаимодействуя с остальной — холодной, приводит к образованию термоэлемента. Возникновение термоэлементов вызывает электрохимические процессы коррозии, разрушающей поверхностный слой.

Петрачи [101] считает, что электрические токи возбуждаются в смежных кристаллах твердого тела вследствие переменных напряжений и деформаций, возникающих при сжатии кавитационных каверн.

К. К. Шальнев [72] рассматривает кавитационное разрушение поверхности металла как электрохимический процесс на границе металл—жидкость, металл—атмосфера кавитационной каверны. Чередование этих фаз вызывает появление мгновенных электродных потенциалов, которые увеличивают интенсивность коррозии в сотни и тысячи раз по сравнению с постоянным соприкосновением металла с электролитом.

Высказывались также взгляды о появлении электрических разрядов при сжатии кавитационных каверн, о выделении атомарного кислорода и т. д.

Наличие коррозионного фактора при кавитации подтверждается многочисленными экспериментами, показывающими, что материалы с высокой сопротивляемостью коррозии в статических условиях, например в морской воде, имеют высокую стойкость и в опытах на сопротивление кавитационной эрозии.

Однако известно, что пассивные в отношении коррозии материалы — золото, стекло, агат — также подвержены кавитационным разрушениям.

Сторонники гипотезы о преобладающем влиянии механического фактора при кавитации приводят все новые подтверждения своей точки зрения. Среди них — характер разрушения поверхностного слоя.

Л. А. Гликман [17] на основе микроскопического исследования большой группы металлов установил, что кавитационное разрушение сопровождается пластической деформацией тонкого поверхностного слоя — наклепом. Для низкоуглеродистой (0,12% С) и аустенитной (1X18H9Т) сталей повышение микротвердости составляло соответственно 20 и 50%. Рентгенографические исследования показывают наличие наклепа на глубину до 40 мк. Поверхность материала при этом подвергается «бомбардировке» гидравлическими ударами, причем каждый удар охватывает очень малую область, соизмеримую с размерами отдельных структурных составляющих.

Разрушение рассматривается Л. А. Гликманом как процесс, связанный с выколами мелких частиц материала за счет циклической пластической деформации, протекающей при одностороннем или асимметричном цикле сжатия со средними сжимающими напряжениями.

Разрушение усиливается за счет коррозии, действующей одновременно с механическими ударами.

Точка зрения на эрозию как на усталостный или коррозионно-усталостный процесс поддерживается многими исследователями.

Существуют и другие точки зрения на характер разрушения поверхностного слоя. Так, например, Кнапп [93] считает, что каждый гидравлический удар вызывает остаточную деформацию и разрушение. Согласно его исследованиям, в зоне максимальной эрозии на образце из алюминия в среднем образуется 10 язвин на 1 см^2 в секунду. Размер язвин примерно 0,06 мм. На элемент поверхности приходится один удар за каждые 100 мин или примерно 5000 ударов в год. Столь низкая частота, по мнению Кнаппа, не согласуется с известными представлениями об усталостной природе кавитационного разрушения.

Нужно отметить большие трудности в исследовании кавитационной эрозии, являющейся следствием процессов замыкания кавитационных каверн, протекающих с огромными скоростями. Поскольку сам процесс кавитации не до конца ясен, вызывает затруднение и объяснение его следствия — кавитационной эрозии. Однако из рассмотрения различных точек зрения на механизм кавитационной эрозии можно с уверенностью сказать, что первопричиной разрушения являются гидромеханические силы, возникающие при смыкании кавитационных каверн. Процессы механического разрушения материала сопровождаются интенсивной коррозией. Соотношение между механическим и коррозионным факторами разрушения, а также силы, возникающие при замыкании кавитационных каверн, будут рассмотрены в связи с исследованиями кавитационной стойкости материалов.

Здесь следует остановиться на характеристике интенсивности кавитационной эрозии. Существуют многочисленные критерии оценки процессов эрозии, выдвинутые рядом авторов. Приведем основные из них:

- 1) потеря объема материала в единицу времени;
- 2) потеря веса образца за определенный период испытаний;
- 3) продолжительность испытания образца до достижения определенной степени разрушения;
- 4) число кавитационных вмятин на единицу площади за единицу времени;
- 5) число и глубина кавитационных вмятин за определенное время испытания;
- 6) глубина и площадь эрозии за некоторый период работы;
- 7) расход электродов на восстановление разрушенной кавитацией поверхности.

Тот или иной критерий оценки эрозии выбирается в зависимости от условий эксперимента. Наиболее полно эрозия характеризуется объемом унесенного материала, однако не всегда его можно точно измерить. В связи с этим используются и другие критерии, также характеризующие интенсивность кавитационной эрозии.

5. КАВИТАЦИОННЫЙ ШУМ И ВИБРАЦИЯ

Захлопывание кавитационных каверн, а также их пульсация кроме кавитационной эрозии создают шум и вибрацию деталей установок.

Известно, что появление звуковой волны связано с изменением во времени плотности среды. В конечной стадии сжатия кавитационной каверны давление в жидкости резко возрастает, что приводит вследствие сжимаемости среды к образованию сферических звуковых волн. Сжатие кавитационных пузырьков может происходить как в жидкости, так и на поверхности твердого тела. В случае замыкания кавитационных пустот на поверхности тела ударная волна распространяется и в металле.

В зависимости от величины кавитационной каверны и окружающих условий процесс сжатия может привести как к эрозии, так и к пульсации давлений в проточной части турбины. При этом очевидно, что мелкие пузырьки, захлопывающиеся на поверхности детали, приводят к эрозионному эффекту. Крупные же полости, замыкающиеся как в потоке, так и на поверхности деталей, вызывают преимущественно колебания давлений, приводящих к вибрации деталей турбины, а также к колебаниям мощности турбины.

Образование больших кавитационных полостей может произойти на поверхности лопастей, обычно на входной кромке, и в центре потока под рабочим колесом жестколопастных турбин при работе на нерасчетных режимах.

Кавитационные полости на входной кромке лопастей возникают при обтекании с большими углами атаки, когда на входе образуется большой пик разрежения.

Разрыв сплошности в центре потока под рабочим колесом связан с разрежением, возникающим вследствие больших скоростей вблизи оси вращения. При определенной высоте отсасывания это разрежение приводит к образованию в центре потока пустотелого вихревого жгута.

Визуальные наблюдения на моделях показывают, что центральный вихрь образуется на режимах, лежащих как слева, так и справа от оптимума рабочей характеристики. В зависимости от режима (Q_i , n_i) и от типа рабочего колеса вихревая полость имеет форму вращающейся спирали или форму пульсирующего «мешка». Поперечник вихря на некоторых режимах достигает половины диаметра рабочего колеса. При расходах меньших оптимального вихревая полость вместе с потоком вращается в направлении вращения рабочего колеса, при расходах больших оптимального — в обратную сторону.

Нужно отметить, что центральный вихрь появляется на ранних стадиях кавитации, задолго до образования первых кавитационных каверн на лопастях, при этом значения кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$ в три и более раз превышает кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{турб}$. Таким образом, пустотелый вихрь появляется на режимах, далеких от кавитационного срыва энергетических характеристик, и не сказывается заметно на величине $\sigma_{турб}$.

При соприкосновении образовавшейся вихревой полости со стенками отсасывающей трубы наблюдаются мощные удары, опасные для прочности турбины. Из практики эксплуатации известны случаи отрыва конусов рабочего колеса и облицовки отсасывающей трубы.

Пульсации потока и связанные с ним вибрации агрегата в наибольшей степени проявляются для радиально-осевых гидротурбин в зоне с нагрузкой 40—60% $N_{опт}$. При работе агрегата с $N_{снт}$ вибрации исчезают.

На Ленинградском металлическом заводе им. XII съезда КПСС (ЛМЗ) проведены испытания по замеру пульсаций давления на турбинах Братской ГЭС ($N = 230$ МВт; $H = 100$ м; $n = 125$ об/мин) [40]. Замеры пульсаций давления производились в отсасывающей трубе, спиральной камере, под крышкой турбины, кроме того, замерялись пульсация осевой силы и колебания мощности.

Проведенные испытания выявили две зоны повышенных пульсаций давления при $N = 80 \div 160$ МВт и за линией ограничения мощности при $N = 235 \div 248$ МВт. Максимальная величина пульсаций в отсасывающей трубе и спиральной камере составляет 9—11% от напора, под крышкой турбины — 5,5%. Частота пульсаций в отсасывающей трубе при $N = 80 \div 160$ МВт составляла 0,42—0,44 Гц, при $N = 235 \div 248$ МВт — равна 1,1—1,4 Гц. Кроме того, на всех режимах имелись частоты, кратные числу лопастей и числу лопаток направляющего аппарата. Однако эти величины

пульсаций незначительны и не превышают 1% N . Характер пульсации осевой силы и колебания мощности аналогичны пульсациям давлений.

Нужно отличать вибрацию агрегата за счет пульсации потока от вибрации, связанной с электрическим, гидравлическим, механическим небалансом агрегата, а также вибрации, вызванные изломом линии валов агрегата. Эти вибрации, как правило, непрерывно растут с увеличением мощности агрегата и достигают максимума при N_{\max} .

Существуют несколько способов борьбы с пульсациями потока. Для ликвидации пульсаций давления под рабочим колесом, образовавшихся за счет центрального вихревого жгута, основным средством является выпуск воздуха в зону повышенного разрежения. Выпуск воздуха может осуществляться:

- 1) через конус рабочего колеса, при этом могут быть использованы центральное отверстие и боковые отверстия в конусе;
- 2) через крестовину из труб, установленную под рабочим колесом;
- 3) через отверстия на стенке отсасывающей трубы.

Проведенные на ЛМЗ исследования эффективности перечисленных способов выпуска воздуха показали, что выпуск воздуха через центральное отверстие конуса рабочего колеса обеспечивает почти полное гашение пульсаций при наименьшем, чем в других вариантах, падении к. п. д.

Выпуск воздуха под рабочее колесо турбин Братской ГЭС, осуществленный через центральное отверстие конуса, снизил пульсации давлений в проточной части до 1—3% N . Колебания мощности при впуске воздуха снимаются полностью.

В то же время выпуск воздуха под рабочее колесо не влияет на пульсацию потока, вызванную кавитационными полостями на входной кромке лопастей. Частота пульсации кавитационной каверны на лопасти существенно выше частоты пульсации осевого вихря. Как будет показано в дальнейшем, частота пульсации кавитационной полости достигает в зависимости от скорости потока и размеров полости десятков герц. Если предположить, что площадь лопасти, занимаемая каверной, составляет 20×25 см, а амплитуда пульсации изменяется от полного вакуума до половины напора, то при $H = 90$ м пульсирующая нагрузка на лопасть составит примерно 2,5 тс. Такой вид нагрузки опасен с точки зрения устойчивой прочности конструкции. Не исключены также и резонансные явления.

Появление пульсирующей каверны особенно характерно для жестколопастных, радиально-осевых и пропеллерных турбин, если они работают в широком диапазоне напоров и мощностей. При этом возможно появление не одной, а нескольких каверн на лопасти. С изменением режима работы турбины будут меняться размеры и частота пульсации образовавшихся каверн, и возможно на каком-то режиме частота пульсации одной из каверн совпадет с собственной

частотой лопасти. Это неизбежно приведет к усилению вибраций агрегата и образованию трещин в лопастях.

Интересную работу по исследованию и устранению ненормального шума и вибраций, возникших вследствие отрывного течения на входных кромках лопастей радиально-осевой турбины ($N = 94$ МВт, $H = 123 \div 152$ м, $n = 225$ об/мин), выполнил Сагава [59]. В процессе исследования было опробовано несколько способов борьбы с шумом — выпуск воздуха, установка распорок между лопастями, установка наделок на входные кромки лопастей, заострение кромок.

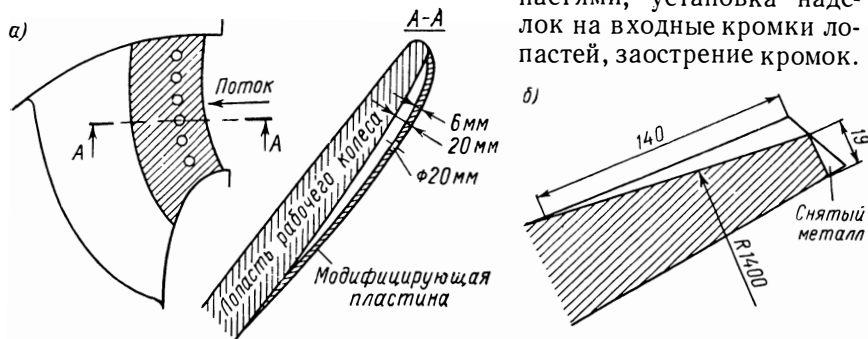


Рис. 1.12. Модификация входной (а) и выходной (б) кромок лопастей

Выпуск воздуха, производимый в отсасывающую трубу, в верхнюю полость уплотнений, в спиральную камеру, существенного влияния на снижение шума не оказал.

Установка двух распорок на выходе из лопастного канала не изменила шума, распорка на входе существенно снизила шум, но после трех месяцев эксплуатации на распорках были обнаружены трещины и отрыв распорок.

Заострение входной и выходной кромок лопастей не сказалось на интенсивности шума.

Наилучший эффект дала наделка на входной кромке лопасти (рис. 1.12, а). Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании турбины и стремиться не допустить появления кавитационных каверн на лопастях, необходимо также обеспечивать максимальную жесткость лопастной системы.

Правильное профилирование входной кромки лопастей не только способствует уменьшению шума и вибраций агрегата, но также способствует уменьшению кавитационной эрозии.

Устранение повышенных вибраций за счет изменения выходных кромок лопастей описывается в работе [100]. На гидроэлектростанции Паркер (река Колорадо), оборудованной радиально-осевыми турбинами ($N = 30$ МВт, $H = 24$ м, $D_1 = 4,27$ м), наблюдались большие вибрации при максимальных открытиях направляющего аппарата. После четырех лет работы на лопастях были обнаружены трещины. Трещины были заварены, но через год

они появились снова. Попытки устранения вибрации за счет нагнетания воздуха в область рабочего колеса, заострения входных кромок, установки распорок между лопастями оказались неэффективными.

Проведенными испытаниями было установлено, что на выходных кромках лопастей имеются значительные колебания давления, которые и являются источником вибраций. Колебания давлений объясняются срывом вихрей на выходных кромках, имеющих толщину 25—40 мм. Выполненное уменьшение толщины выходных кромок (рис. I.12, б) привело к снижению вибраций (в 4 раза) и исчезновению трещин.

Следует отметить, что шум, возникающий при работе гидротурбины, складывается из механических шумов, связанных с вращением ротора агрегата, а также шумов, сопровождающих кавитационные процессы. Спектр механического шума лежит в области низких частот, кавитационные шумы имеют ультразвуковой спектр частот. Кавитационные шумы используются многими исследователями для фиксации кавитационных процессов, происходящих в турбине.

6. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Основными вредными следствиями кавитации в гидротурбинах являются ухудшение энергетических параметров и кавитационная эрозия. Большое значение имеют также вибрации и шум, возникающие при кавитации.

При достаточной степени развития кавитация настолько нарушает нормальное течение потока, что резко возрастают потери энергии, снижаются к. п. д. и мощность. Таким образом, уже при выборе основных параметров гидротурбины необходимо учитывать возможность проявления кавитации. Поэтому в процессе развития гидротурбостроения многие годы основное внимание специалистов сосредоточивалось в первую очередь на влиянии кавитации на энергетические показатели.

Разработаны и непрерывно совершенствуются методика и испытательное оборудование для кавитационных исследований моделей гидротурбин. При испытаниях определяются границы допустимых режимов работы турбины, обеспечивающих отсутствие влияния кавитации на энергетические параметры. В связи с этим исследуются вопросы подобия, масштабного эффекта, правомерность использования результатов модельных испытаний в натуральных условиях, пределы допустимости такого использования.

В последние 15—20 лет все большее значение в гидротурбостроении приобретают исследования эрозионных следствий кавитации.

В начале исследования ограничивались сбором и систематизацией данных по кавитационной эрозии действующих турбин, а также разработкой и испытаниями кавитационностойких конструкционных материалов и покрытий. В настоящее время такие исследования дополняются изучением эрозионной способности кавитации при разных ее формах и различных степенях развития, разработкой гидродинамических средств снижения эрозионной способности кавитации.

Исследования проводятся не только в лабораторных, но и в натуральных условиях, при эксплуатации турбин. В данном случае вопросы моделирования оказываются еще более сложными. Начата

разработка расчетного метода прогнозирования кавитационной эрозии гидротурбин на стадии проектирования.

При любых формах кавитации генерируются высокочастотные, звуковые и ультразвуковые колебания. Это внешнее проявление кавитации, легко регистрируемое аппаратурой, находящейся вне потока рабочей жидкости, уже много лет пытаются использовать для исследования процесса кавитации в действующих турбинах, для диагностики степени развития кавитации, опасности кавитационной эрозии. Некоторые успехи в этом направлении достигнуты.

При некоторых формах кавитации, особенно в радиально-осевых турбинах, в проточной части возникают низкочастотные пульсации давления с большой амплитудой, приводящие к опасным вибрациям всего агрегата и здания ГЭС. Исследованиям условий возникновения низкочастотных пульсаций и методам предотвращения вибраций агрегата посвящено значительное число экспериментальных и теоретических работ.

7. КАВИТАЦИОННЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ И ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ

Кавитационные качества гидротурбины принято оценивать кавитационным коэффициентом.

Выпишем уравнения Бернулли для нескольких характерных точек проточного тракта гидротурбинного блока (рис. II.1), полагая их расположенными на одной линии тока:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} + H = \frac{p_{1'}}{\gamma} + \frac{c_{1'}^2}{2g} + H_s + h_1 + \Delta h_{0-1}; \quad (\text{II.1})$$

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + H_s + h_1 = \frac{p_k}{\gamma} + \frac{w_k^2}{2g} - \frac{u_k^2}{2g} + \\ + H_s + h_k + \Delta h_{1-k} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + H_s - h_2 + \Delta h_{1-2}; \end{aligned} \quad (\text{II.2})$$

$$\frac{p_{2'}}{\gamma} + \frac{c_{2'}^2}{2g} + H_s - h_2 = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{c_3^2}{2g} + \Delta h_{2-3}. \quad (\text{II.3})$$

Точки 0 и 3 — соответственно на верхнем и нижнем бьефах; точки 1 и 2 — на входной и выходной кромках лопасти бесконечно близки к точкам 1' и 2' вне рабочего колеса. Точка k на профиле выбирается там, где имеет место минимальное давление.

Давления на верхнем p_0 и нижнем p_3 бьефах равны атмосферным барометрическим давлениям. Можно считать, что они практически одинаковы и $\frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_3}{\gamma} = B$. Точки 0 и 3 верхнего и нижнего бьефов выбираются там, где фиксируются отметки бьефов. В этих местах абсолютные скорости c_0 и c_3 движения потоков очень малы и членами $\frac{c_0^2}{2g}$ и $\frac{c_3^2}{2g}$ можно пренебречь ввиду малости.

Так как точки 1 и 1' на входе и 2 и 2' на выходе из рабочего колеса бесконечно близки друг к другу, можно считать, что $p_1 = p_1'$; $p_2 = p_2'$; $c_1 = c_1'$ и $c_2 = c_2'$.

Как было принято, $p_k = p_{\min}$. В уравнениях (II.2) w и u — относительная и переносная скорости; Δh_{i-j} — потери напора на участке линии тока от точки i до точки j . Складывая уравнения (II.2) и (II.3), вводя в левую и правую части дополнительное слагаемое $H_d = \frac{p_d}{\gamma}$ и деля обе части на напор H , получаем

$$\frac{\frac{p_{\min}}{\gamma} - \frac{p_d}{\gamma}}{H} = \frac{B - H_s - H_d}{H} - \frac{h_k}{H} - \frac{(\omega_k^2 - u_k^2) - (\omega_2^2 - u_2^2) + c_2^2}{2gH} + \frac{\Delta h_{k-3}}{H}. \quad (\text{II.4})$$

Первый член правой части уравнения называется кавитационным коэффициентом установки

$$\sigma_{\text{уст}} = \frac{B - H_s - H_d}{H} \quad (\text{II.5})$$

и сумма третьего и четвертого членов — кавитационным коэффициентом турбины

$$\sigma_{\text{турб}} = \frac{(\omega_k^2 - u_k^2) - (\omega_2^2 - u_2^2) + c_2^2}{2gH} - \zeta_{k-3}. \quad (\text{II.6})$$

Если пренебречь пока обычно малой величиной $\Delta\sigma = h_k/H$, то при $p_{\min} = p_d$ имеет место условие

$$\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб}}. \quad (\text{II.7})$$

Понятия о кавитационных коэффициентах турбины и установки ввел в 1924 г. Тома [103].

Величина H_s характеризует степень заглубления турбины и называется высотой отсасывания, которая отсчитывается от горизонтальной плоскости, проходящей через лопасти рабочего колеса и связанной с тем или иным конструктивным элементом турбины до уровня нижнего бьефа.

Для осевых поворотнлопастных турбин за плоскость отсчета принято считать плоскость, проходящую через оси поворота лопастей рабочего колеса (рис. II.2, а). Для диагональных поворотнлопастных турбин [25] — через точки пересечения осей поворота лопастей рабочего колеса с поверхностью камеры рабочего колеса H_{s1} или через верхнюю поверхность нижнего кольца направляющего аппарата H_{s2} (рис. II.2, б). Для радиально-осевых турбин

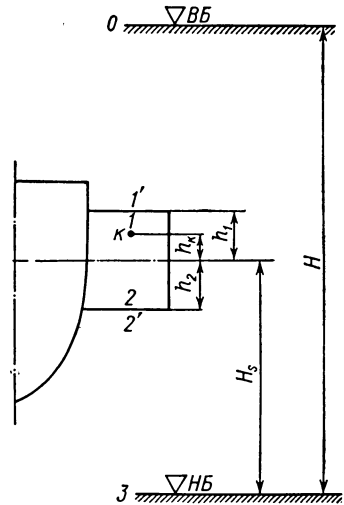


Рис. II.1. Схема гидротурбинного блока

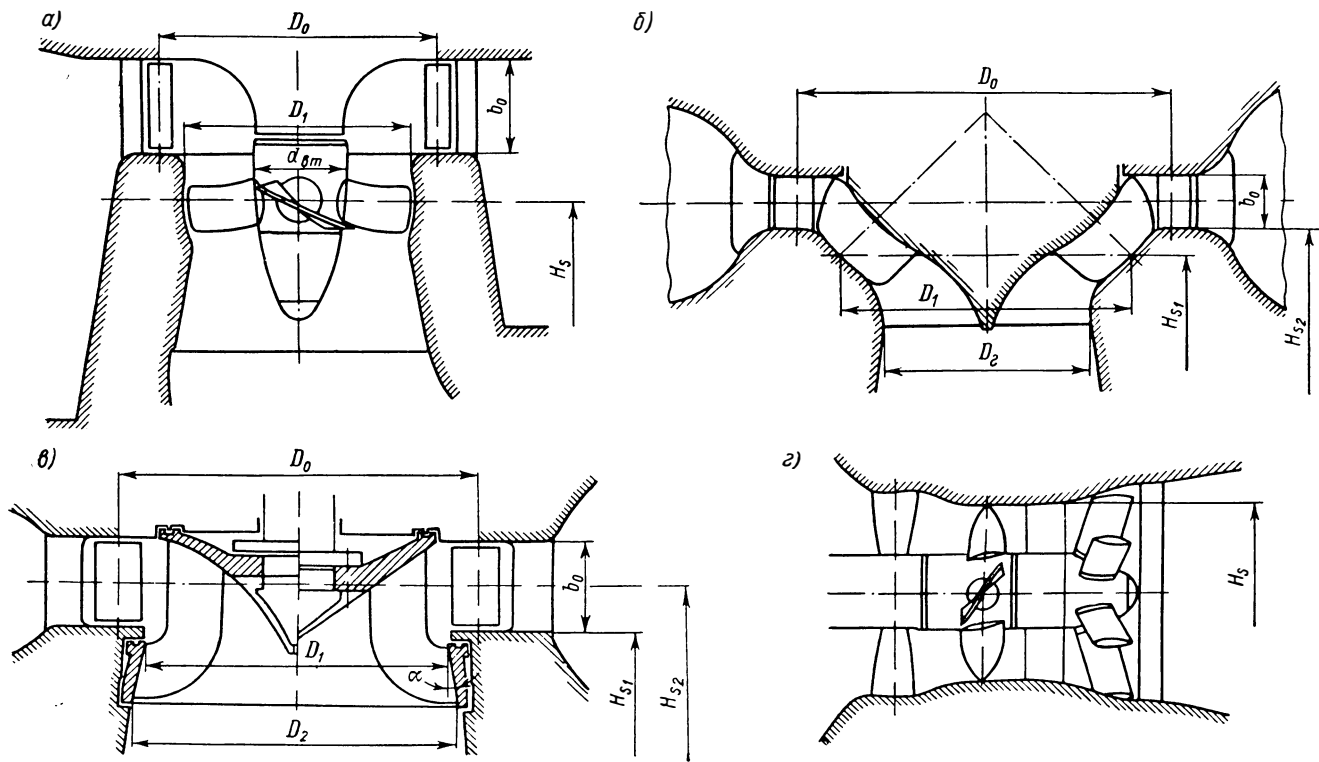


Рис. II.2. Схема расположения плоскостей отсчета высоты отсасывания для разных турбин: а — поворотлопастной; б — диагональной; в — радиально-осевой; г — горизонтальной

(рис. II.2, в) — через верхнюю поверхность нижнего кольца направляющего аппарата H_{s1} или иногда через середину высоты лопаток направляющего аппарата H_{s2} . Для горизонтальных турбин (рис. II.2, г) — через наивысшую точку лопастей рабочего колеса.

Чем меньше высота отсасывания, тем больше заглубляется турбина, тем в более благоприятных условиях в кавитационном отношении работает турбина, но и тем больше капитальные затраты на строительство ГЭС. В большинстве случаев реальные высоты отсасывания имеют отрицательные величины. Величину, равную абсолютному значению отрицательной высоты отсасывания, иногда называют заглублением.

Выбор рациональной высоты отсасывания является одним из важнейших вопросов, возникающих при проектировании гидротурбины и гидростанции в целом.

Чтобы полностью исключить кавитацию на лопастях рабочего колеса, необходимо, чтобы давление в любой точке лопасти было больше давления насыщенных паров, т. е.

$$p_{\min} > p_d. \quad (\text{II.8})$$

В соответствии с зависимостями (II.4), (II.5) и (II.6) условие (II.8) равносильно условию

$$\sigma_{\text{уст}} > \sigma_{\text{турб}}. \quad (\text{II.9})$$

Из (II.5) следует, что

$$H_s = B - H_d - \sigma_{\text{уст}} H. \quad (\text{II.10})$$

Чем больше принята величина кавитационного коэффициента $\sigma_{\text{уст}}$, тем получаются меньшая величина высоты отсасывания H_s или большее заглубление. Выбор величины $\sigma_{\text{уст}}$ зависит по условию (II.9) от величины $\sigma_{\text{турб}}$. Следовательно, задача заключается в том, чтобы кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{турб}}$ для проектируемых машин был как можно меньше.

Кавитационный коэффициент турбины в принципе может быть определен по формуле (II.6). В случае осевой турбины, если допустить, что линия тока расположена на цилиндрической поверхности $u_k = u_2 = u$, и, пренебрегая потерями, формулу (II.6) можно упростить

$$\sigma_{\text{турб}} = \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_2^2 + c_2^2}{2gH}, \quad (\text{II.11})$$

так как в этих условиях $\omega_k = \omega_{\max}$. С другой стороны, из выходящего треугольника скоростей следует, что

$$\omega_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_{u_2}. \quad (\text{II.12})$$

Если на выходе из рабочего колеса поток мало закручен и окружная составляющая абсолютной скорости $C_{u2} \approx 0$, то для

оценки кавитационного коэффициента турбины можно воспользоваться следующим выражением:

$$\sigma_{\text{турб}} = \frac{w_{\text{max}}^2 - u^2}{2gH}. \quad (\text{II.13})$$

Если известно из эксперимента или из теории распределение давления по лопасти, то в соответствии с зависимостями (II.4) и (II.6) можно вести расчет по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{турб}} = \frac{B - \frac{p_{\text{min}}}{\gamma} - H_s}{H}. \quad (\text{II.14})$$

Последней зависимостью обычно пользуются на предварительных стадиях проектирования турбины при профилировании лопастных систем.

Однако возможности расчета ограничены. Точка профиля с минимальным давлением и величина этого давления обычно неизвестны. Кроме того, они меняются при изменении режима работы турбины, а расчет ведется для фиксированных линий тока или сечений.

Практически всегда кавитационный коэффициент турбины определяется экспериментальным путем. На специальных кавитационных стендах испытывается уменьшенная модель турбины. После снятия обычной энергетической характеристики при заведомом отсутствии кавитации исследуются те же режимы при искусственно пониженных давлениях в стенде. При некотором давлении, соответствующем определенным критическим величинам высоты отсасывания $H_{s \text{ кр}}$ или кавитационного коэффициента установки $\sigma_{\text{уст. кр}}$, вследствие кавитации происходит резкое изменение энергетических параметров. Кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{турб}}$ принимается равным полученному критическому значению кавитационного коэффициента установки

$$\sigma_{\text{турб}} = \sigma_{\text{уст. кр}}. \quad (\text{II.15})$$

Такой метод определения $\sigma_{\text{турб}}$ исходит из предположений о том, что, во-первых, резкое изменение энергетических параметров происходит в момент начала кавитации и, во-вторых, что кавитация начинается при достижении минимального давления p_{min} на лопасти рабочего колеса величины давления парообразования p_d . Только при этих условиях кавитационный коэффициент турбины, определенный на модели, является критерием подобия и остается таким же для любой геометрически подобной турбины на соответствующих изогональных режимах ее работы. В действительности известно, что резкое изменение энергетических параметров происходит тогда, когда кавитация в достаточной, иногда значительной степени развилась. Поэтому экспериментальное значение кавитационного коэффициента турбины отличается от расчетного и

меньше его. Экспериментальное значение не является критерием подобия и не одинаково для подобных турбин. Однако на практике этим обстоятельством пока пренебрегают, а для большей гарантии при определении высоты отсасывания по полученным величинам кавитационного коэффициента вводится коэффициент запаса

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{уст}}{\sigma_{турб}} > 1. \quad (II.16)$$

Чтобы отличить кавитационный коэффициент турбины, полученный теоретически по формуле (II.14), от коэффициента, экспериментально полученного на кавитационном стенде, будем первый из них обозначать $\sigma_{турб}^*$.

8. КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

Каждая выпускаемая заводом гидротурбина снабжается энергетической и кавитационной характеристиками. Характеристики строятся по результатам лабораторных испытаний геометрически подобных моделей в координатах Q'_1 и n'_1 и называются главными универсальными характеристиками (рис. II.3 — II.5). Приведенный расход Q'_1 и приведенное число оборотов n'_1 являются критериями подобия и используются в гидротурбостроении в качестве удобных параметров для характеристики режимов работы серии подобных турбин. Приведенные величины определяются по следующим формулам:

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad (II.17)$$

$$n'_1 = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}, \quad (II.18)$$

где Q — расход через турбину в м³/с; n — число оборотов ротора турбины в минуту; D_1 — диаметр рабочего колеса в м.

На универсальную характеристику наносятся линии равных значений к. п. д. η и кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{турб}$, полученных при испытании модели. Кроме того, для удобства пользования на универсальную характеристику наносятся линии постоянных открытий a_0 направляющего аппарата, а для поворотнолопастных турбин — также линии постоянных углов φ установки лопастей рабочего колеса. На универсальных характеристиках радиально-осевых турбин обычно наносят еще линии предельной мощности или линии 5-процентного запаса мощности, определяемые по изменению энергетических параметров при отсутствии влияния кавитации.

Главные универсальные характеристики являются основным документом, на основании которого производится выбор всех параметров вновь проектируемых турбин и оценка их энергетических и кавитационных свойств.

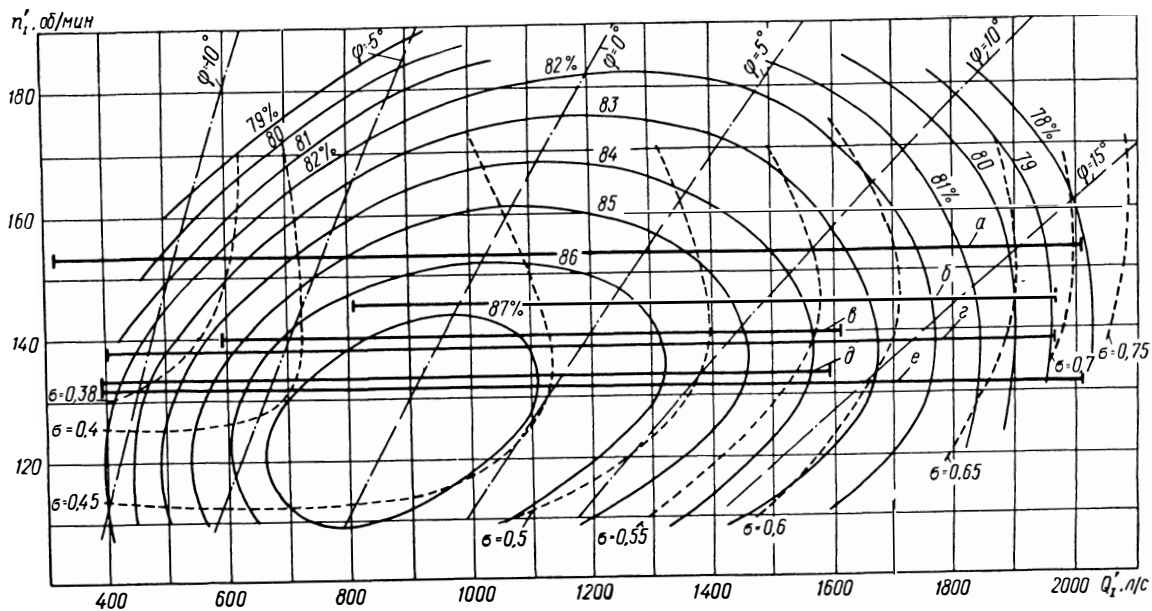


Рис. П.3. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ20/661

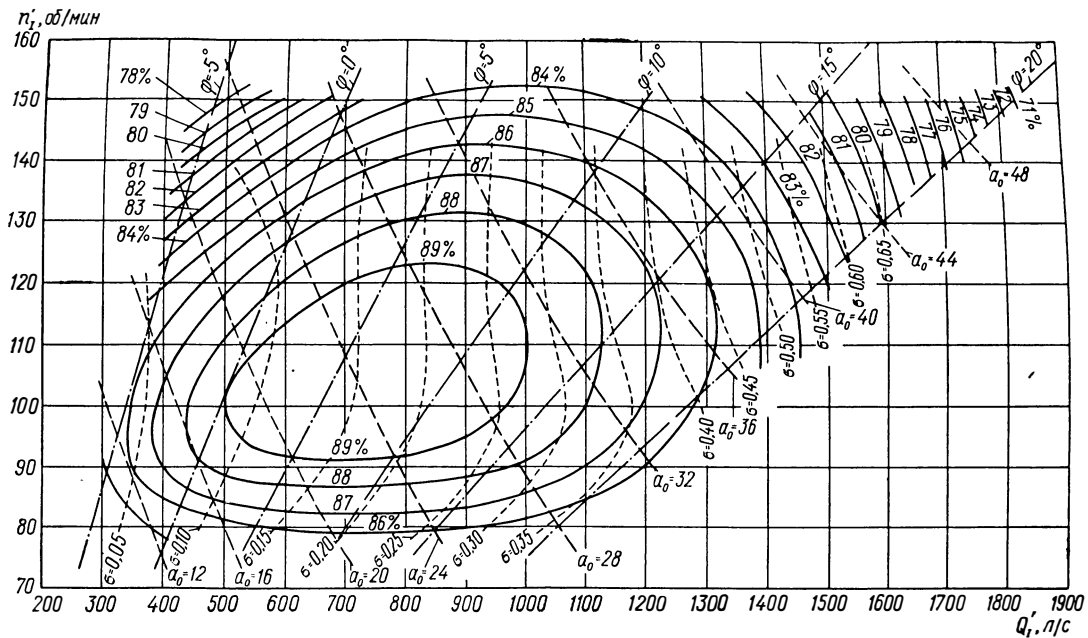


Рис. П.4. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом ПЛ60/642; a_0 указана в мм для модели $\varnothing 460$ мм

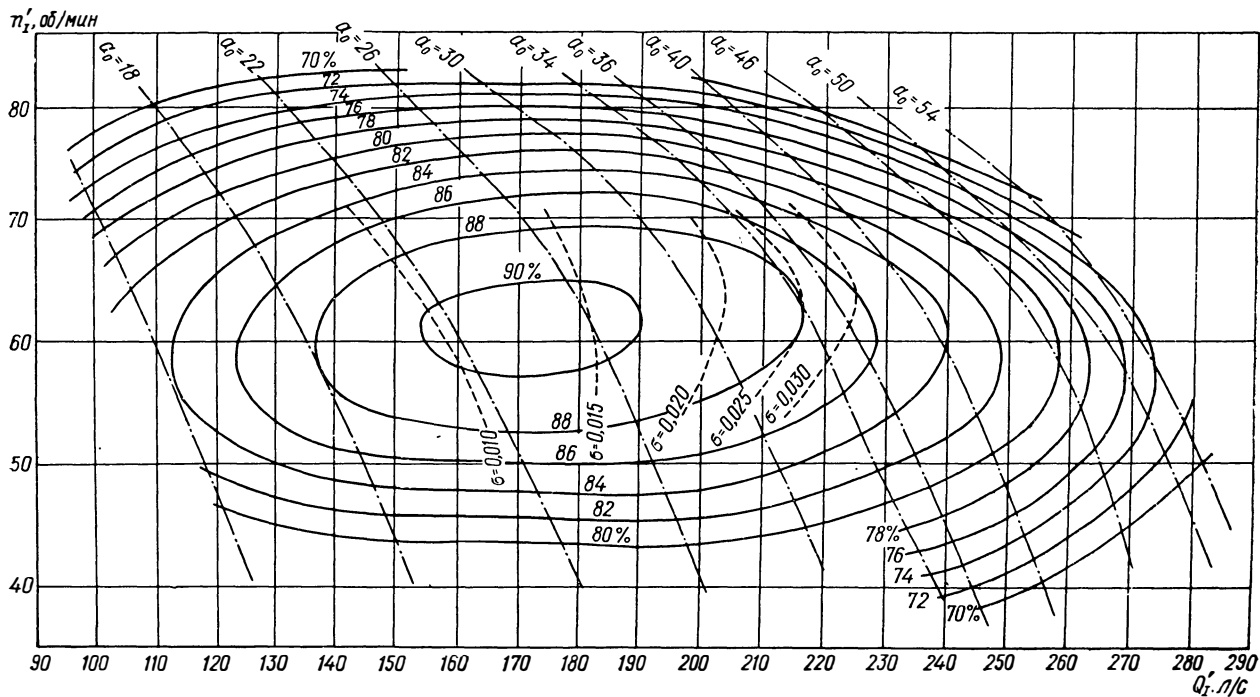


Рис. П.5. Главная универсальная характеристика турбины с рабочим колесом РО400/683; a_0 указано в мм для модели $\varnothing 800$ мм

На рис. II.3 — II.5 представлены главные универсальные характеристики турбин с некоторыми рабочими колесами, вошедшими в номенклатуру ВН-235—61 на крупные вертикальные радиально-осевые и поворотнлопастные турбины [29].

Номенклатура охватывает диапазон напоров от 3 до 500 м, который покрывается девятью рабочими колесами поворотнлопастного типа (3—80 м) и восемью радиально-осевыми рабочими колесами (30—500 м).

Тип рабочего колеса обозначается двумя буквами (ПЛ или РО), затем указываются максимальный напор в метрах, при котором можно применять данное рабочее колесо, и, наконец, его инвентарный номер. Так, например, ПЛ20/661 (рис. II.3) означает: поворотнлопастное рабочее колесо на напоры до $H = 20$ м, инвентарный номер 661. Для низконапорных рабочих колес характерны большие значения кавитационного коэффициента турбины (до $\sigma_{\text{турб}} \approx 1,30 \div 1,60$). По мере повышения расчетного напора значения кавитационного коэффициента уменьшаются, доходя до $\sigma_{\text{турб}} \approx 0,1 \div 0,6$ для рабочего колеса ПЛ60/642 (рис. II.4) и до $\sigma_{\text{турб}} \approx 0,01 \div 0,03$ для высоконапорного радиально-осевого рабочего колеса РО400/683 (рис. II.5).

Из универсальных характеристик видно также, что кавитационный коэффициент турбины, как правило, возрастает с увеличением приведенного расхода. Лишь у низконапорных поворотнлопастных рабочих колес величина $\sigma_{\text{турб}}$ имеет минимум в зоне, близкой к зоне максимального к. п. д. Влево от этой зоны, при уменьшении приведенного расхода кавитационный коэффициент тоже растет.

В результате теоретических расчетов и анализа большого объема экспериментальных данных получены основные гидравлические характеристики номенклатурных рабочих колес в зависимости от конструктивных параметров. В табл. II.1 приведены основные данные по поворотнлопастным турбинам и в табл. II.2 — по радиально-осевым [28].

В таблицах даны: втулочные отношения

$$\bar{d}_{\text{вт}} = \frac{d_{\text{вт}}}{D_1}, \quad (\text{II.19})$$

где $d_{\text{вт}}$ — максимальный диаметр втулки рабочего колеса поворотнлопастной турбины (рис. II.2); относительная высота направляющего аппарата

$$\bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}, \quad (\text{II.20})$$

где b_0 — высота направляющего аппарата (рис. II.2); средняя по лопасти густота решёток l/t и ориентировочный угол охвата лопасти θ в град.

В номенклатуре даются два значения приведенного числа оборотов: оптимальное $n'_{\text{I опт}}$ и расчетное $n'_{\text{I расч}}$. Расчетный по

Основные параметры поворотлопастных рабочих колес

Тип рабочего колеса	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80
Зоны напоров $H_{\min} - H_{\max}$	3—10	5—15	10—20	15—30	20—40	30—50	40—60	45—70	50—80
Число лопастей рабочего колеса	4	4	4	5	6	7	8	8	8
$\bar{d}_{вТ}$	0,33	0,35	0,37	0,41	0,43— 0,45	0,47— 0,49	0,51— 0,54	0,57	0,60
\bar{b}_0	0,45	0,45	0,40	0,40	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35
$\frac{l}{t}$ (среднее)	0,62	0,75	0,87	1,10	1,30	1,50	1,75	1,75	1,75
θ в град	55—56	67—68	78—79	78—79	78—79	78—79	78—79	78—79	78—79
$n'_{I \text{ опт}}$	165	150	138	125	115	108	100	100	100
$n'_{I \text{ расч}}$	200	180	160	140	130	120	110	110	110
$Q_{I \text{ max}}^*$ по 5-процентному запасу мощности	2250	2130	2040	1940	1880	1810	1690	1600	1520
$Q'_{I \text{ max}}$ по условиям кавитации	2250— 1900	2130— 1850	2040— 1710	1940— 1430	1700— 1240	1400— 1110	1240— 1040	1150— 940	1075— 830
$\sigma_{\text{турб max}}$	1,4— 1,145	1,0— 0,84	0,832— 0,680	0,745— 0,505	0,68— 0,40	0,505— 0,325	0,40— 0,27	0,36— 0,23	0,325— 0,205

мощности напор, как правило, меньше наиболее продолжительного, при котором важно иметь наилучшие энергетические показатели. Поэтому расчетное приведенное число оборотов должно быть больше оптимального.

Для определения максимально допустимого приведенного расхода по условиям кавитации была задана зависимость ($H_s = f(H)$) для всего диапазона напора. В соответствии с этой зависимостью величина H_s с ростом напора плавно изменяется от нуля до минус 8 м. По принятым значениям H_s были определены допустимые значения кавитационного коэффициента по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{10 - H_s}{k_{\sigma} H}, \quad (\text{II.21})$$

где для поворотнлопастных турбин коэффициент запаса $k_{\sigma} = 1,1$, а для радиально-осевых — берется по справочнику [44].

9. ВЫБОР ЗАГЛУБЛЕНИЯ ТУРБИН

Назначение допустимой высоты отсасывания H_s доп при проектировании гидротурбин может производиться по полученной выше формуле (II.10). Если принять, что напор B соответствует барометрическому давлению на уровне моря, то понижение барометрического давления на

Таблица II.2

Основные параметры радиально-осевых рабочих колес

Тип рабочего колеса	PO45	PO75	PO115	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500
Зоны напоров $H_{\text{min}} - H_{\text{max}}$	30—45	40—75	70—115	110—170	160—230	220—310	290—400	380—500
b_0	0,35	0,30	0,25	0,20	0,16	0,12	0,10	0,08
$n'_1 \text{ опт}$	78	73	70	68	65	60	58	58
$n'_1 \text{ расч}$	78	77	74	71	68	65	62	59,5
Q'_I	1400—1370	1370—1250	1250—1030	1030—650	650—420	420—280	280—200	200—150
$\sigma_{\text{турб max}}$	0,27—0,23	0,243—0,160	0,168—0,097	0,100—0,060	0,065—0,047	0,048—0,040	0,042—0,035	0,036—0,030

месте сооружения ГЭС может быть учтено дополнительным членом $\nabla/900$, где ∇ — отметка нижнего бьефа ГЭС относительно уровня моря в м. Кроме того, в формулу вводятся вместо коэффициента $\sigma_{уст}$ коэффициент $\sigma_{турб}$ в соответствии с условием (II.9) и коэффициент запаса k_{σ} .

Формула принимает следующий вид:

$$H_{s\text{ доп}} = B - \frac{\nabla}{900} - H_d - k_{\sigma}\sigma_{турб}H. \quad (\text{II.22})$$

Кавитационный коэффициент турбины является функцией режима работы и, следовательно, значение допустимой высоты отсасывания тоже меняется от режима к режиму. Так как при обычных температурах используемой в турбине воды (0—20° С) давление насыщенных паров $H_d \approx 0,05 \div 0,25$ м вод. ст., а атмосферное давление по метеорологическим условиям может снижаться иногда на 0,3—0,4 м вод. ст. по сравнению со средней величиной, для оценочных ориентировочных расчетов пользуются упрощенным вариантом формулы (II.22)

$$H_{s\text{ доп}} = 10 - k_{\sigma}\sigma_{турб}H. \quad (\text{II.23})$$

Допустимая высота отсасывания $H_{s\text{ доп}}$, определенная по формуле (II.22) или (II.23), гарантирует работу турбины без снижения к. п. д. из-за кавитации, так как кавитационный коэффициент турбины определяется экспериментально по моменту резкого изменения энергетических параметров.

Необходимость введения в формулу (II.22) коэффициента запаса k_{σ} диктуется следующими соображениями.

1. Экспериментальное определение на модели кавитационного коэффициента турбины имеет ограниченную степень точности. Кавитационный коэффициент турбины принимается равным тому значению кавитационного коэффициента установки

$$\sigma_{уст} = \frac{B - \frac{\nabla}{900} - H_d - H_s}{H}, \quad (\text{II.24})$$

при котором начинается резкое изменение энергетических параметров турбины на заданном режиме ее работы. Каждая из входящих в формулу (II.24) величин определяется с той или иной ошибкой. Но наибольшая погрешность имеет место из-за того, что момент изменения энергетических параметров определяется по экспериментальным графикам, которые часто оказываются недостаточно четкими.

2. Геометрическое подобие проточной части модели и природы, как правило, не удается выдерживать в достаточной степени как из-за специфических условий эксперимента, так и из-за неизбежных технологических отклонений.

В процессе эксплуатации после проведения восстановительных ремонтов отклонения могут возрасти. Различна также шероховатость поверхности модели и натуре.

3. Не выдерживается динамическое подобие потоков модели и натуре, что, как известно, приводит к масштабному эффекту.

4. Разность величин B и H_d может меняться на 0,4—0,5 м от погодных условий (атмосферное давление, температура воды).

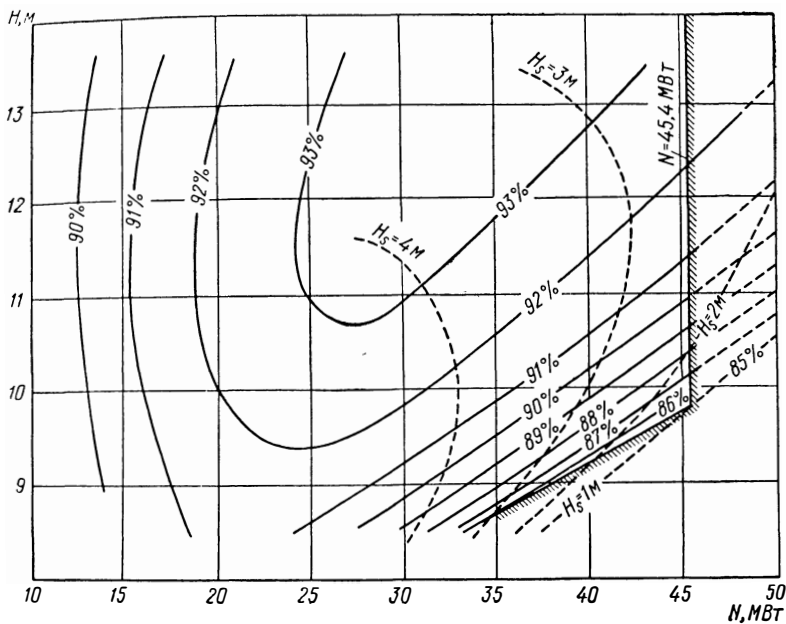


Рис. II.6. Эксплуатационная характеристика турбины типа ПЛ661-ВБ-930 Днепродзержинской ГЭС

Есть и другие важные обстоятельства, требующие введения коэффициента запаса. О некоторых из них будет сказано ниже.

По данным главной универсальной характеристики, для конкретной турбины строится эксплуатационная характеристика в координатах мощность N — напор H . На эксплуатационную характеристику наносятся линии постоянных значений к. п. д. η и допустимой высоты отсасывания $H_{s \text{ доп}}$.

На рис. II.6 в качестве примера дана эксплуатационная характеристика турбины Днепродзержинской ГЭС.

С увеличением мощности турбины кавитационный коэффициент обычно растет и допустимая высота отсасывания уменьшается (необходимое заглубление турбины возрастает). Поэтому, ограничивая мощность проектируемой турбины или принимая большие ее размеры при той же мощности, можно увеличить $H_{s \text{ доп}}$.

Технико-экономическое сопоставление вариантов, учитывающее величину капитальных затрат и условия строительства, а также условия эксплуатации в соответствии с главной универсальной характеристикой турбины, позволяет обосновать выбор высоты отсасывания.

На рис. П.3 представлена главная универсальная характеристика рабочего колеса ПЛ661. На характеристику нанесены горизонтальные линии, охватывающие зоны режимов работы при расчетных напорах турбины шести различных ГЭС, оборудованных турбинами с рабочим колесом ПЛ661. Ограничение линий справа предопределено принятыми допустимыми значениями высоты отсасывания. Если для Борисоглебской (линия δ) и Беломорской (θ) ГЭС $Q'_{\max} \approx 1600$ л/с, то для Днепродзержинской (a), Воткинской (z), Выгостровской (b), Кременчугской (e) ГЭС $Q'_{\max} \approx 2000$ л/с.

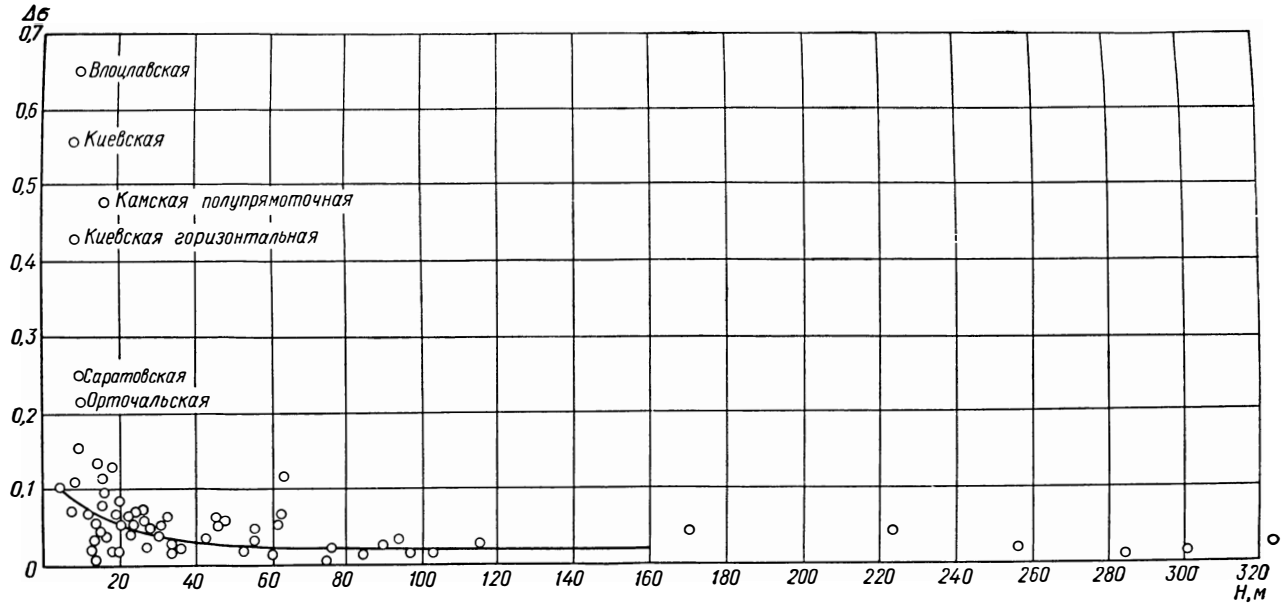
При составлении упомянутой выше номенклатуры [32] предполагалось, что высота отсасывания $H_s < -7 \div -8$ м не может быть экономически оправдана. Однако в отечественной и особенно зарубежной практике известны случаи больших заглублений.

В литературе [44], а также в номенклатуре [32] для повортнолопастных турбин рекомендован коэффициент запаса $k_\sigma = 1,1$. Для радиально-осевых турбин в соответствии с графиком на рис. П.7 дается поправка $\Delta\sigma = (k_\sigma - 1) \sigma_{\text{турб}} = 0,04 \div 0,02 \div 0,01$ для напоров в пределах $H = 30 \div 70 \div 250$ м, что соответствует $k_\sigma = 1,15 \div 1,20$. При напорах свыше $H = 250$ м номенклатурой регламентировано не принимать запасов по кавитационному коэффициенту, т. е. $k_\sigma = 1$ и $\Delta\sigma = 0$.

Анализ параметров большого числа действующих ГЭС с отечественными турбинами показывает, что в основном фактически принятые допустимые высоты отсасывания на предельных режимах соответствуют приведенным выше рекомендациям. Однако можно заметить, что в последние 10—15 лет проявляется явная тенденция к увеличению принимаемых запасов по высоте отсасывания, особенно это заметно на примерах крупных радиально-осевых турбин. Если на Днепровской ГЭС в 30-х годах запаса на максимальной мощности практически не было ($k_\sigma \approx 1,0$), то на Братской ГЭС в 50-х годах принято $k_\sigma \approx 1,2$; на Асуанской ГЭС, Балимела ГЭС $k_\sigma = 1,5$; на Ингури ГЭС $k_\sigma = 1,65$; на Храм-II и Чиркейской ГЭС $k_\sigma \approx 1,75—1,80$, а на Нурекской ГЭС даже $k_\sigma \approx 2,05$.

Вообще в литературе [80] высказывается мнение о том, что заглубление турбины следует принимать больше, чем это делалось до настоящего времени, и запас по заглублению должен находиться около 100%, т. е. $k_\sigma \approx 2,0$.

Такая тенденция противоречит рекомендациям номенклатуры и установившимся взглядам и объясняется стремлением конструкторов и проектировщиков предотвратить или существенно уменьшить кавитационную эрозию.

Рис. 11.7. Зависимость поправки $\Delta\sigma$ к кавитационному коэффициенту от напора

В номенклатуре [32], а также в некоторой технической литературе можно встретить неправильное утверждение о том, что определенная описанным выше путем допустимая высота отсасывания $H_{с\text{ доп}}$ гарантирует «условия бескавитационной работы». Опыт эксплуатации гидротурбин уже давно показал, что кавитация и кавитационная эрозия имеют место даже в том случае, если ограничения по H_s не нарушаются. Выше уже отмечалось, что кавитационный коэффициент гидротурбины $\sigma_{\text{турб}}$ определяет момент начала влияния кавитации на энергетические параметры турбины, в том числе на к. п. д., но это происходит при достаточной степени развития кавитации. В то же время условия для возникновения кавитационной эрозии создаются одновременно с возникновением кавитации. По-видимому, для правильного выбора высоты отсасывания или допустимого режима работы с учетом не только влияния кавитации на энергетические качества турбины, но и на эрозию, целесообразно ввести в практику кроме обычного кавитационного коэффициента $\sigma_{\text{турб}}$ эрозионный коэффициент турбины $\sigma_{\text{эроз}}$.

Методика определения эрозионного коэффициента турбины, по данным экспериментов, методом скоростной эрозии уже отрабатывается в ЛПИ [8] и на ЛМЗ. Аналогичные работы для насосов при несколько своеобразном подходе проводятся во ВНИИ гидромаше.

Первые же опыты показали, что по крайней мере для высоконапорных поворотнолопастных рабочих колес ПЛ646 кавитация начинается при кавитационном коэффициенте установки $\sigma_{\text{уст}}$ в 2—3 раза большем кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{\text{турб}}$, а для радиально-осевых рабочих колес РО82, РО697 и РО662—приблизительно в 2,0—2,5 раза большем [8]. Однако принимать значения эрозионного коэффициента просто соответствующими моменту появления кавитации, как предлагается в работе [8], по-видимому, тоже неправильно, так как для начала эрозии необходима достаточная степень интенсивности кавитационного воздействия. Кроме того, эрозия может быть настолько малой, что ею можно практически пренебречь. Это зависит не только от интенсивности кавитационного воздействия, но и от свойств материала, подверженного эрозии, и от абсолютных размеров турбины и значений скоростей обтекающего потока (напоров). Чем больше кавитационная стойкость материала, чем меньше размеры турбины и скорости обтекания, тем меньше может быть принят эрозионный коэффициент, тем необходимее большая степень развития кавитации для возникновения эрозии.

Борьба с эрозией путем увеличения коэффициента запаса k_{σ} предполагает, что между $\sigma_{\text{турб}}$ и $\sigma_{\text{эроз}}$ имеется функциональная зависимость, но она различна для разных турбин, материалов, параметров и пока неизвестна. Можно утверждать лишь, что всегда

$$\sigma_{\text{эроз}} > \sigma_{\text{турб}} \quad (\text{II.25})$$

Систематические лабораторные экспериментальные исследования эрозионной способности кавитации при различных ее формах и стадиях развития в зависимости от режима работы турбины позволят в будущем выпускать главные универсальные характеристики с линиями равных значений не только кавитационного, но и эрозионного коэффициентов или даже нескольких эрозионных коэффициентов для разных материалов и абсолютных размеров и значений напоров. Такие характеристики позволят более обоснованно назначать высоты отсасывания при проектировании и выбирать режимы работы турбины при эксплуатации. Некоторые зарубежные фирмы, например «Эшер-Висс», «Нейерпик», уже сейчас наносят на универсальные характеристики линий постоянных значений $\sigma_{\text{набл}}$ — кавитационных коэффициентов, соответствующих моменту визуального проявления кавитации. По-видимому,

$$\sigma_{\text{набл}} \approx \sigma_{\text{турб}}^* \quad (\text{II.26})$$

Таким образом, существующая практика назначения высот отсасывания требует совершенствования. До настоящего времени не учитывалась степень эрозионной опасности кавитации, не принимались во внимание щелевая кавитация и кавитация периферийной кромки лопасти в поворотнолопастных турбинах, которые тоже играют существенную роль при эксплуатации турбин. Для разработки достаточно совершенной методики выбора высоты отсасывания, учитывающей эти факторы, необходимо проведение широкого комплекса лабораторных и натуральных исследований, которые в настоящее время только начаты. До завершения намеченного комплекса исследований, основываясь на имеющихся пока ограниченных данных, можно предварительно рекомендовать следующий способ выбора высот отсасывания.

Для полного устранения кавитационной эрозии в современных отечественных радиально-осевых турбинах (рабочие колеса РО82, РО123, РО211, РО662, РО697) необходимо принимать коэффициент запаса $k_{\sigma} \approx 2,0 \div 2,2$. Для кавитационностойких металлов коэффициент запаса, по-видимому, может быть снижен в зависимости от размеров турбины до $k_{\sigma} \approx 1,1 \div 2,0$. Высоконапорные поворотнолопастные турбины, судя по данным исследований рабочего колеса ПЛ646, тоже требуют коэффициент запаса $k_{\sigma} \approx 2,0 \div 2,5$. Однако для рабочего колеса ПЛ642 той же быстротности, а также для того же рабочего колеса ПЛ646 при повышенных приведенных числах оборотов $n_i \geq 115$ об/мин коэффициент запаса может быть снижен до $k_{\sigma} \approx 1,8 \div 2,0$. Такой же коэффициент запаса можно рекомендовать для рабочих колес ПЛ495 и ПЛ661. Для низконапорных поворотнолопастных турбин, судя по данным эксплуатации, может приниматься существенно меньший коэффициент запаса $k_{\sigma} \approx 1,1 \div 1,2$.

Общее увеличение коэффициента запаса повлечет за собой существенное увеличение заглубления станций или соответствующую

щее увеличение габаритов турбины. Поэтому полное устранение кавитационной эрозии в большинстве случаев вряд ли окажется экономически целесообразным. Очевидно, придется допускать тот или иной объем кавитационных разрушений, соответственно снижая коэффициент запаса. Однако пока нет данных о том, какое снижение k_{σ} допустимо для того, чтобы объем кавитационной эрозии не превысил какого-то разумного, наперед заданного предела. Такие данные должны быть получены в результате специальных экспериментальных исследований. С другой стороны, разработка новых, более совершенных в кавитационном отношении рабочих колес и других элементов проточной части, очевидно, позволит в недалеком будущем снизить упомянутые здесь величины коэффициентов запаса.

10. КАВИТАЦИЯ В ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫХ ТУРБИНАХ

В гидротурбинах различают следующие основные типы кавитации: профильную, щелевую и местную. Профильная кавитация возникает при обтекании решетки профилей за счет общего понижения давления на стороне разрежения до давления парообразования. Щелевая кавитация образуется в зазорах между вращающимися и неподвижными деталями турбин при существовании определенного перепада давления. Местная кавитация возникает при обтекании неровностей поверхности за счет местного понижения давления.

На поворотнолопастных турбинах наблюдаются все три типа кавитации. В большей степени для поворотнолопастных турбин характерна щелевая кавитация, которая возникает в зазорах между лопастью и камерой рабочего колеса и между лопастью и втулкой. Под действием щелевой кавитации разрушаются камера, периферийная кромка лопастей, нижняя поверхность фланца лопасти и частично втулка рабочего колеса.

На рис. II.8 показано типичное разрушение периферийной кромки лопасти. Разрушение вызвано кавитационной каверной, образовавшейся при обтекании верхней кромки лопасти, и концевыми вихрями, образующимися при выходе из щели.

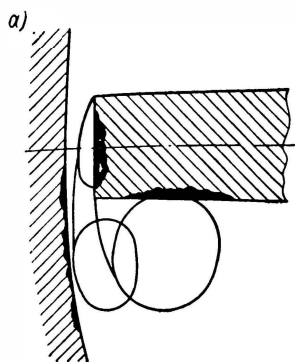
Профильная кавитация вызывает разрушение тыльной стороны лопастей по всей поверхности. Основные разрушения наблюдаются, как правило, за входной кромкой лопастей. Иногда наблюдается разрушение и на лицевой стороне лопасти, вызванное обычно отступлениями в режимах работы от расчетных.

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

Рассмотрим кавитационные разрушения ряда поворотнолопастных турбин. В настоящее время в СССР эксплуатируются

поворотнлопастные турбины с напором 10—80 м и диаметрами рабочих колес до 10,3 м. Турбины оборудованы рабочими колесами разных типов с числом лопастей от четырех до восьми. Камеры рабочих колес выполнены полусферическими.

В связи с тем, что изготовление турбин производилось в различные периоды времени, имеются отличия как в материалах



деталей проточной части, так и в конструктивном исполнении лопастей и камер рабочих колес. Так, например, лопасти рабочих колес изготавливались из нержавеющей сталей 25X14НЛ, 20X13НЛ, 0X12НДЛ, углеродистых сталей 30Л, 18ДГСЛ, а также из углеродистой стали 30Л или 20ГСЛ с облицовкой 1X18Н9Т. Камеры рабочих колес изготавливались из углеродистых сталей 30Л, МСт.3, биметаллические с нержавеющей слоём 0X13, а также целиком из нержавеющей стали 0X13.

б)

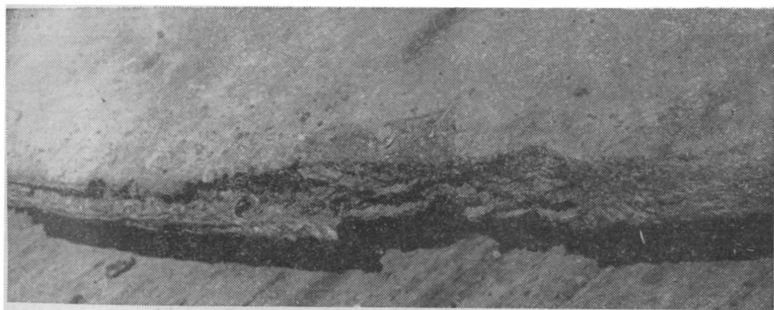


Рис. 11.8. Щелевая кавитация: а — формы кавитационных каверн в щели; б — разрушение торцевой кромки лопасти

Имеются и конструктивные отличия как лопастей, так и камер. Например, есть лопасти с монтажными заглушками (при подвеске рабочего колеса в камере) и без заглушек (с подвеской рабочего колеса, соединенного с валом, на крышке турбины).

Камеры рабочего колеса изготовлены как с проточкой по внутреннему диаметру, так и без механической обработки, в штампованном исполнении.

Существенные отличия наблюдаются и в режимах эксплуатации турбин. Степень кавитационной эрозии зависит не только от мощности и напора, но и от величины кавитационного запаса $k_{\sigma} = \sigma_{уст} / \sigma_{турб}$.

Основные данные некоторых поворотлопастных турбин и режимы их работы приведены в табл. II.3. Из приведенной таблицы следует, что все турбины работают с достаточными заглублениями при коэффициентах кавитационного запаса в среднем около 1,5. Однако на всех обследованных турбинах имеются значительные кавитационные разрушения. Наибольшие разрушения наблюдаются на лопастях и в камерах, изготовленных из углеродистой стали.

В качестве примера приведем формуляр кавитационных разрушений турбины № 7 Волжской ГЭС им. XII съезда КПСС (рис. II.9). Период эксплуатации этой турбины — 13 700 ч, материал камеры рабочего колеса — сталь МСт.3, материал лопасти — сталь 18ДГСЛ.

Кавитационные разрушения на лопастях обследованных турбин располагаются, как правило, с тыльной стороны за входной и периферийной кромками. При развитых разрушениях зона эрозии лопастей, изготовленных из углеродистой стали, занимает 20—50% всей тыльной поверхности. Глубина разрушений за 18 000—20 000 ч (три года эксплуатации) достигает 10—15 мм.

Особую опасность вызывают разрушения торцевой кромки лопастей вследствие щелевой кавитации. Разрушению подвергаются не только углеродистые, но и нержавеющие лопасти. Глубина разрушений на нержавеющих лопастях турбин Волжских ГЭС за 23 000 ч работы достигает 8 мм. Заварка этих мест — весьма трудоемкий процесс, иногда требующий демонтажа съемного сегмента.

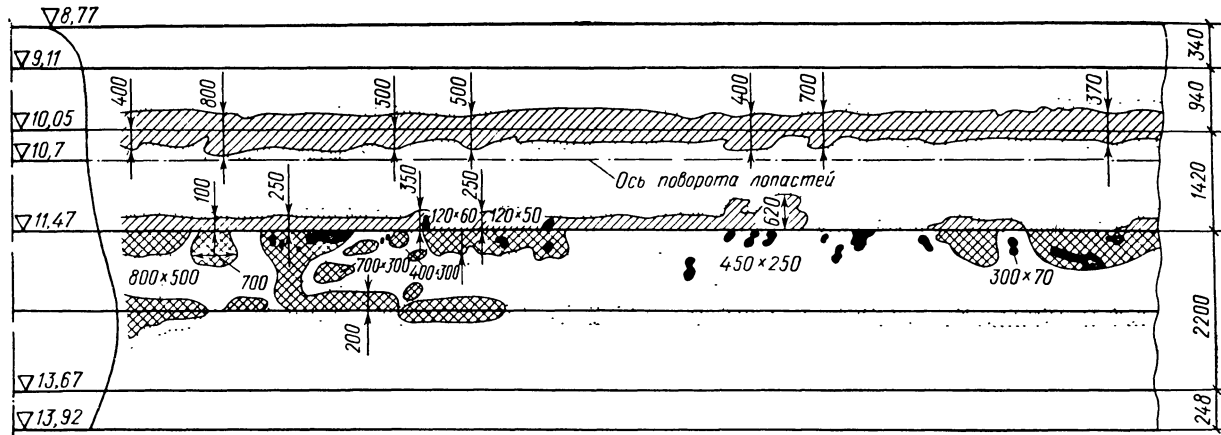
Кроме разрушения торцевой кромки, щелевая кавитация вызывает повреждения тыльной поверхности лопастей вдоль всей периферийной кромки. Зона максимальной эрозии располагается обычно около оси поворота лопастей. Например, на нержавеющих лопастях рабочего колеса турбины Борисоглебской ГЭС за 21 000 ч работы глубина повреждений в этой зоне достигла 4—6 мм. Участок эрозии расположен на расстоянии 80—100 мм от периферийной кромки и имеет вид вытянутого эллипса длиной 400—500 мм и шириной 100—150 мм.

Размеры кавитационных повреждений, вызываемых щелевой кавитацией, определяются формой и величиной зазора, образуемого лопастью и камерой. На ЛМЗ величина зазора принимается $0,001D_1$. Однако в процессе эксплуатации зазоры существенно изменяются и на некоторых турбинах достигают $0,002—0,003D_1$.

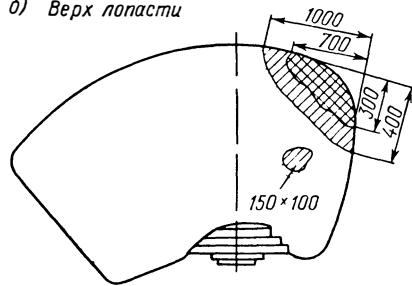
Наряду с разрушением пера на углеродистых лопастях кавитационной эрозии подвержена также нижняя часть фланца. На Волжских ГЭС за 19 000 ч глубина разрушения на фланце достигает 5 мм. Наибольшая интенсивность кавитационной эрозии на лопастях наблюдается при выпадении заглушек монтажных отверстий. Так, например, на лопасти рабочего колеса турбины Верхне-Свирской ГЭС, изготовленной из нержавеющей стали 25Х14НЛ, за год эксплуатации разрушения за выпавшей заглуш-

Основные параметры некоторых поворотлопастных турбин

№ п/п	Наименование ГЭС	Тип рабочего колеса	Диаметр рабочего колеса D_1 , в м	Число оборотов в минуту	Мощность $N_{\text{расч}}$ в МВт	Расчетный напор $H_{\text{расч}}$: колебания напора в м	Высота отссыпания H_S в м	$\sigma_{\text{уст}}$	$\sigma_{\text{турб}}$	k_{σ}	Материал лопастей рабочего колеса	Материал камеры рабочего колеса
1	Волжская им. В. И. Ленина	ПЛ587	9,3	68,2	115,0	20,0; 30—14	-3,0÷ ÷-8,0	0,30— 1,00	0,3—0,9	1,0—2,2	20X13НЛ; 20ГСЛ+ +1X18Н9Т; 18ДГСЛ	МСт.3
2	Волжская им. ХХII съезда КПСС	ПЛ587	9,3	68,2	126,0	19,0; 27—14	-7,0÷ ÷-1,0	0,90— 0,44	0,6—0,3	2,0—1,2	20X13НЛ; 20ГСЛ+ +1X18Н9Т; 18ДГСЛ	МСт.3
3	Рыбинская	К91	9,0	62,5	65,0	13,2; 20—10,4	~0,7	~0,85	~0,6	~1,4	1X13	30Л
4	Верхне-Свирская	К91	8,0	68,2	46,0	14,0; 17—10,6	+0,5÷ ÷1,5	0,6—1,0	0,55— 0,70	1,0—1,5	20X13НЛ	30Л
5	Нижне-Свирская	К90	7,42	75	27,5	11,0; 12,5—8	+3,0÷ ÷-0,3	0,6—1,0	0,6—0,8	1,0—1,6	2X13	30Л
6	Цимлянская	ПЛ495	6,6	88,3	41,5	17,5; 24,5— 17,5	1,5—3,7	0,30— 0,40	0,2—0,3	1,1—2,2	25X14НЛ; 30Л+ +1X18Н9Т; 30Л	30Л
7	Нарвская	ПЛ495	6,6	88,3	48,0	22,6; 25—20,6	0,3—1,0	0,36— 0,44	0,20— 0,34	1,2—1,8	20X13НЛ; 18ДГСЛ	30Л
8	Борисоглебская	ПЛ661	5,0	115,4	29,0	19,0; 20,1— 16,8	-2,7÷ ÷-3,1	0,64— 0,70	0,4—0,6	1,2—1,6	20X13НЛ	0X13
9	Верхне-Тулумская	ПЛ646	4,2	187,5	58,7	55,0; 62—52	-4,1÷ ÷-5,2	0,24— 0,27	0,13— 0,23	1,2—2,0	20X13НЛ	0X13



б) Верх лопасти



Низ лопасти

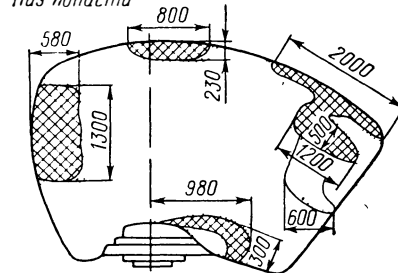


Рис. П.9. Кавитационные разрушения камеры рабочего колеса (а) и лопасти (б) поворотнолопастной турбины Волжской ГЭС:

 — кавитационные разрушения глубиной до 2 мм;
  — до 3 мм;
  — до 5 мм;
  — до 8 мм

кой достигли глубины 40 мм. Большие разрушения за выпадающими заглушками наблюдаются на лопастях турбин Рыбинской ГЭС.

За развитием эрозии в процессе эксплуатации можно проследить по формулярам обследования лопастей рабочего колеса турбины Цимлянкой ГЭС, где осмотры были проведены после 13 000 и 30 000 ч работы (рис. II.10). Как следует из приведенных формуляров, за этот период возросла как глубина, так и площадь эрозии, появились новые зоны, расположенные вдоль всей периферийной кромки. В дальнейшем площадь эрозии стабилизировалась. Этот пример свидетельствует о том, что интенсивность эрозии на поверхности лопасти неодинакова. На лопасти существуют зоны с максимальной интенсивностью, где эрозия проявляется в первую очередь, и зоны с минимальной интенсивностью, для проявления эрозии на которых требуется длительное время.

Особо следует остановиться на соотношениях кавитационной стойкости лопастей из углеродистой и нержавеющей сталей. Если на Цимлянской ГЭС под действием профильной кавитации после 30 000 ч

эксплуатации лопасти из углеродистой стали разрушились на глубину до 35 мм, то на лопастях из нержавеющей стали разрушения полностью отсутствовали. На лопастях, облицованных сталью 1X18H9T, кавитационная эрозия также отсутствовала, но наблюдались отрыв облицовки и разрушение основного материала.

Нержавеющие лопасти не подвержены профильной и щелевой кавитации и на других низконапорных турбинах — Нижне-Свирской, Верхне-Свирской, Рыбинской. Лопасти на этих гидроэлектростанциях разрушаются только за отверстиями при выпадении монтажных заглушек.

В то же время на высоконапорной турбине Верхне-Тулумской ГЭС за счет профильной кавитации входных кромок лопастей

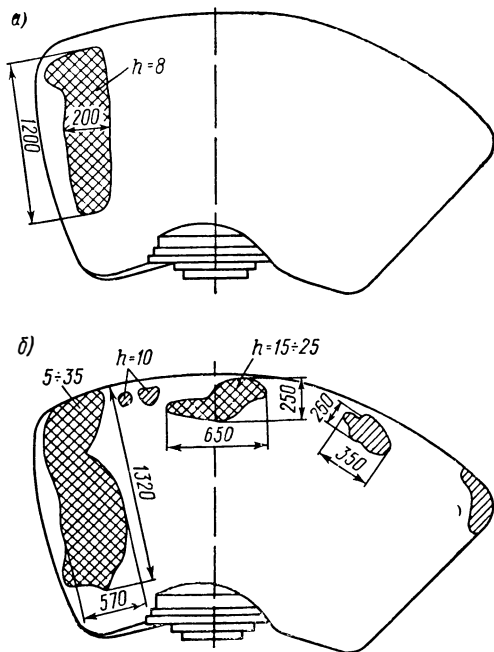
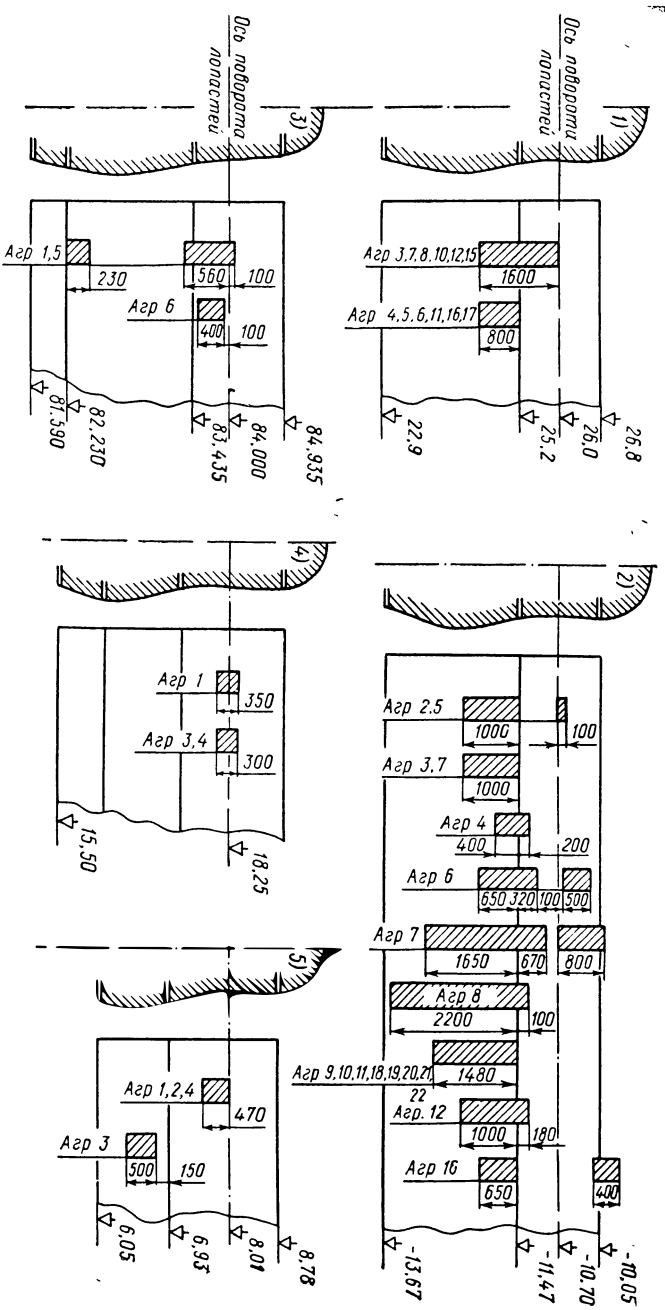


Рис. II.10. Кавитационная эрозия лопастей (сталь 30Л) после 13 000 (а) и 30 000 ч (б) эксплуатации; h — максимальная глубина эрозии



(в зонах, аналогичных турбине Цимлянской ГЭС) глубина разрушений на нержавеющей стали за 7100 ч достигла 5 мм. При этом режимы работы турбины не выходили за допустимые пределы эксплуатационной характеристики. Напор за этот период эксплуатации изменялся от 61,8 до 62,5 м, а H_s изменилась от —4,1 до —5,2 м, при этом $N = 35—60$ МВт.

Анализ кавитационных разрушений камер рабочих колес показывает, что основная зона поврежденной располагается ниже оси поворота лопастей (рис. II.11). Наблюдаемые на некоторых турбинах зоны кавитационной эрозии выше оси поворота лопастей связаны, очевидно, с неровностями верхних поясов камеры. Характерно, что такие разрушения имеются только на штампованных конструкциях камеры.

На некоторых камерах (Цимлянская, Нарвская ГЭС) разрушения располагаются пятнами в соответствии с числом направляющих лопаток.

Многие камеры рабочих колес на Волжских ГЭС, на Цимлянской, Нарвской, Борисоглебской гидроэлектростанциях начинают разрушаться с места стыкового соединения фланцев среднего и нижнего поясов камеры. Это говорит о существовании уступа в месте стыка. Ширина полосы разрушения камер обследованных турбин колеблется от 300 мм на Верхне-Свирской ГЭС до 3000 мм на Волжских ГЭС, что составляет по отношению к диаметру рабочего колеса 0,04—0,3 D_1 .

Для количественной характеристики разрушений углеродистых камер приведем результаты обследования нескольких агрегатов Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС (табл. II.4).

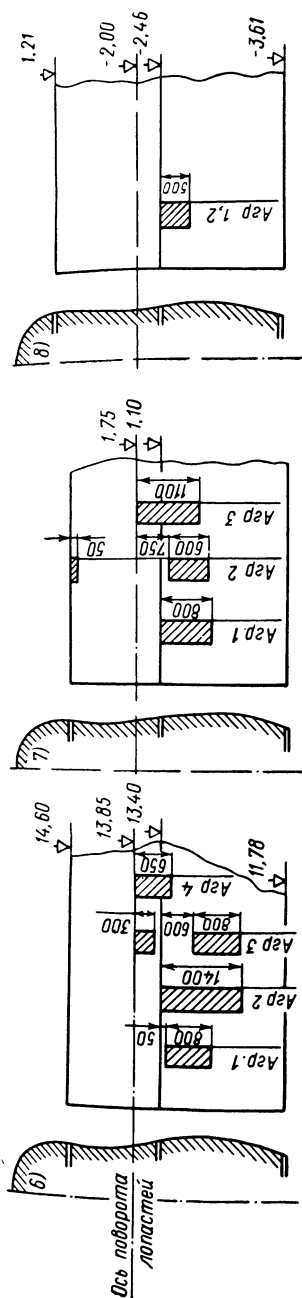


Рис. II.11. Зоны кавитационной эрозии камер рабочих колес:
1—8 см. табл. II.3

Агрегаты работали при среднем напоре 20—22 м и средней высоте отсасывания от — 2,5 до — 3,0 м.

Интенсивность эрозии камер рабочих колес, которую лучше характеризовать глубиной кавитационных разрушений за определенный период эксплуатации, существенно зависит от напора. Так, например, на турбине Нижне-Свирской ГЭС ($H = 11$ м) первые разрушения на нижнем поясе камеры, изготовленном из стали 30Л, появились после ~50 000 ч эксплуатации. Глубина повреждений — до 5 мм.

На турбинах Верхне-Свирской ГЭС ($H = 14$ м) кавитационная эрозия глубиной до 6 мм возникла на камере рабочего колеса (материал—сталь 30Л) после 35 000 ч эксплуатации.

Т а б л и ц а П.4

Объем разрушений камер рабочих колес турбин Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС

Номер агрегата	Время работы в ч	$N_{ср}$ в МВт	Объем разрушений в кг
4	6 833	82,5	150
19	9 200	106,0	450
7	13 658	87,0	600
8	17 000	77,0	650
11	18 370	93,8	800
12	22 686	90	800

На камерах рабочих колес Волжской ГЭС имени В. И. Ленина ($H = 19$ м), изготовленных из листового проката МСт.3, разрушения глубиной 3—5 мм появляются после 13 000 ч эксплуатации.

На Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС ($H = 22$ м) камера рабочего колеса разрушилась на глубину 5 мм за 7000 ч.

Соотношения между кавитационной стойкостью нержавеющей и углеродистой сталей в условиях эксплуатации камер рабочих колес

можно видеть на примере турбины № 19 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина. За 20 000 ч работы средний пояс камеры, изготовленный из биметалла МСт.3 + 0Х13, не имел следов эрозии, в то время как следующий за ним пояс из стали МСт.3 разрушился на глубину 10 мм.

Камера рабочего колеса турбины Воткинской ГЭС ($N = 107$ МВт; $H = 17,5$ м; $D_1 = 9,3$ м), изготовленная из биметалла МСт.3 + 0Х13, за 17 000 ч эксплуатации не имела разрушений, а следующее за ней фундаментное кольцо из стали МСт.3 разрушилось на глубину до 5 мм.

Однако на некоторых ГЭС кавитационные разрушения имеются и на камерах из нержавеющей стали. Так, например, на турбинах Борисоглебской ГЭС ($H = 19$ м) камера рабочего колеса из стали 0Х13 за 21 000 ч разрушилась на глубину 0,5—0,8 мм.

На поворотнолопастных турбинах наблюдаются также незначительные кавитационные разрушения на корпусе рабочего колеса, изготовляемом из углеродистой стали. Зоны эрозии располагаются между окнами—ниже оси поворота лопастей. За

25 000—30 000 ч эксплуатации разрушения на корпусе рабочего колеса турбин Волжских ГЭС достигают площади 500 × 300 мм с максимальной глубиной 3—5 мм.

11. КАВИТАЦИЯ В РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИНАХ

Для радиально-осевых гидротурбин, так же как и для поворотнолопастных, характерны три типа кавитации — профильная, щелевая и местная. Однако основные разрушения вызываются профильной кавитацией. Щелевая и местная кавитации имеют второстепенное значение.

Под действием профильной кавитации в основном разрушается тыльная сторона лопастей. В зависимости от типа рабочего колеса и режима работы турбины зона эрозии занимает те или иные участки лопасти. В большинстве случаев зона эрозии расположена вблизи нижнего обода рабочего колеса. Иногда эрозии подвержена внутренняя поверхность нижнего обода. На некоторых турбинах кавитационной эрозии подвержен участок отсасывающей трубы, расположенный сразу за ободом.

Щелевая кавитация на радиально-осевых гидротурбинах возникает в зазоре, образуемом нижним ободом рабочего колеса и нижним кольцом направляющего аппарата. Разрушению подвержены верхний торец нижнего обода и обращенная к нему плоскость нижнего кольца направляющего аппарата.

Возникновение щелевой кавитации связано с износом лабиринтных уплотнений, имеющим место в турбинах, работающих на воде с большим содержанием песчаных частиц. Турбины, работающие на чистой воде, как правило, за счет щелевой кавитации не разрушаются.

Местная кавитация радиально-осевых турбин встречается за разгрузочными отверстиями в верхнем ободу рабочего колеса. Обычно интенсивная кавитация возникает в этих зонах лишь при больших напорах.

В настоящее время на отечественных гидроэлектростанциях наиболее распространены три типа рабочих колес РО123, РО211, РО82. Эти колеса имеют близкую форму лопасти, отличающуюся в основном лишь высотой. На турбинах, изготовленных в последние годы, применены новые профили РО662, РО697, РО728.

Рассмотрим кавитационную эрозию турбин, оборудованных рабочими колесами перечисленных типов. Для анализа эрозионных процессов был выбран начальный период эксплуатации турбин, когда рабочие колеса еще не подвергались ремонтным работам. Режимы эксплуатации — N , H , H_s — на большинстве гидроэлектростанций фиксировались ежедневно.

Кавитационный коэффициент установки для радиально-осевых турбин подсчитывался по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{уст}} = \frac{10,0 - H_s - \frac{v}{900} + \frac{b_0}{2}}{H} . \quad (\text{II.27})$$

Основные параметры турбин

Таблица II.5

№ п/п	Наименование ГЭС	Тип рабочего колеса	Диаметр рабочего колеса D_1 , в м	Число оборотов в минуту	Мощность $N_{расч}$: колебания мощности в МВт	Расчетный напор $H_{расч}$: колебания напора в м	Высота отсывания H_s в м	$\sigma_{уст}$	$\sigma_{турб}$	$k \cdot \sigma$	Материал рабочего колеса
1	Днепровская	PO123	5,45	83,3	75; ~54	36,3; 26,7— 39,4	4,2—1,0	0,24	0,20	1,01—1,6	Сталь 25
2	Князегубская	PO211	4,10	100	33; 20—35	34; 30—37	0,5÷—1	0,27— 0,35	0,12— 0,15	2,0—3,0	30Л
3	Комсомольская ¹	PO123	3,0	150	21	35,5; 35,3— 41,0	—0,2÷—0,6	0,26	0,20	1,30	30Л
4	Нива-II	PO123	2,5	187,5	15,3	36; 35—37	1,0—0,2	0,28	0,20	1,4	25Л
5	Усть-Каменогорская	PO123	5,45	83,3	85; ~56	40; ~38,9	1,5	0,23	0,20	1,15	25Л
6	Мингечаурская	PO211	4,1	125	61,5; ~45	52; ~58,5	2,0—0,5	0,16	0,14	1,15	30Л
7	Бухтарминская	PO211	4,1	125	77; 20—72	61; 60—64	1,2—0,3	0,14— 0,20	0,12— 0,14	1,23	30Л; 30Л+ +1X18H9T 25Л
8	Нива-III	PO82	2,95	187,5	38,5; 22—38	74; 72—75	0,5÷—0,2	0,14	0,09	1,55	30Л; 30Л+ +1X18H9T 25Л
9	Баксанская ²	PO82; PO662; PO697	1,2	500	8,8; 3—9	90; 90—91	0,7—0	0,10	0,09	1,1	30Л
10	Братская	PO662	5,5	125	230	96; 106—92	0÷—1	0,11 0,13	0,08 0,09	1,2—1,6	20ГСЛ+ +1X18H9T; 0X12HДЛ

¹ Вода, проходящая через турбины, содержит взвешенные частицы.² Вода, проходящая через турбины, содержит большое количество песчаных частиц.

Высота отсасывания H_s отсчитывалась от середины направляющего аппарата.

Основные данные рассматриваемых турбин и режимы работы приведены в табл. II.5.

На всех обследованных турбинах кавитационной эрозии подверглись тыльные стороны лопастей.

Можно выделить три основных участка разрушений:

за входной кромкой лопасти у нижнего обода;

на вертикальном участке лопасти, непосредственно за входной кромкой;

на участке, образуемом выходной кромкой и нижним ободом.

Соотношения в степени эрозии каждого участка определяются типом рабочего колеса и условиями эксплуатации. На одних ГЭС основные разрушения наблюдаются около выходной кромки лопастей (Нива-III, Баксан), на других — за входной кромкой (Братская). Существенно меняется и интенсивность эрозии.

Рассмотрим более подробно эрозию турбин на отдельных ГЭС.

На Днепровской ГЭС первый осмотр турбин был произведен через 4000 ч эксплуатации. Турбина работала с $H_{ср} = 35,5$ м при $H_{s, ср} = 2,3$ м. Зона кавитационных разрушений располагалась с тыльной стороны лопастей в районе выходных кромок и нижнего обода. Площадь разрушений на каждой лопасти 0,13—0,25 м², глубина — от следов до 5 мм.

Заварка кавитационных разрушений в первый период эксплуатации производилась углеродистыми электродами один раз в год.

Рассмотрим состояние рабочего колеса после 50 000 ч с начала эксплуатации. Со времени предыдущего ремонта турбина проработала 7675 ч. Режимы работы агрегата $H = 34 \div 38$ м, $H_s = -1,0 \div 4$ м.

Примерно 45% времени агрегат эксплуатировался с предельными мощностями ≥ 70 МВт, с нагрузками до 50 МВт, всего 4,5%. Коэффициент k_{σ} изменялся в пределах 1,1—1,6.

Кавитационные разрушения лопастей показаны на рис. II.12. Площадь эрозии каждой лопасти возросла до 0,4—1 м². Глубина эрозии — до 10—15 мм. В дальнейшем площадь эрозии практически не изменялась, при этом размеры зоны эрозии составляли по выходной кромке 1100 мм, по нижнему ободу — 700 мм. Интересно отметить, что облицовка полосами из стали 1X18N9T, установленная на одной из лопастей, вообще не подвергалась разрушению (лопасть I).

В настоящее время при заварке кавитационных разрушений нержавеющей стали электродами межремонтный период составляет 4—5 лет.

На Княжегубской ГЭС в первые годы эксплуатации кавитационная эрозия вообще отсутствовала. В то же время детали проточной части турбины, в том числе и рабочее колесо, были изготовлены из обычной углеродистой стали без какой-

либо защиты от эрозии. Небольшие участки кавитационной сыпи размером 100×200 мм и глубиной до 2 мм были впервые обнаружены через семь лет эксплуатации (35 000 ч). Зона эрозии расположена за входной кромкой около нижнего обода.

На Комсомольской ГЭС кавитационные разрушения занимают участок лопасти в районе выходной кромки и нижнего обода. Глубина эрозии достигает 7 мм за 11 000 ч эксплуатации. Размеры зоны эрозии 500×700 мм.

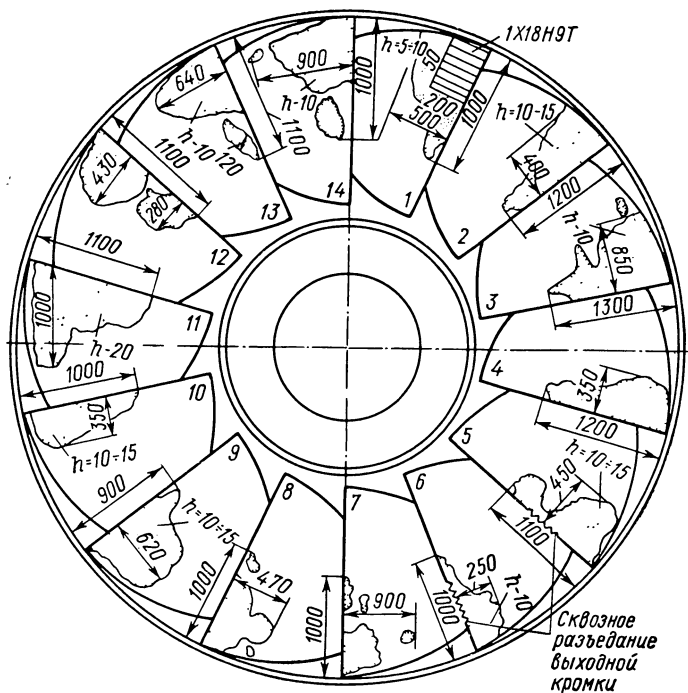


Рис. П.12. Кавитационная эрозия рабочего колеса радиально-осевой турбины Днепровской ГЭС. Вид снизу

На ГЭС Нива - II разрушения расположены в углу, образуемом выходной кромкой и нижним ободом. Интенсивность эрозии невелика — за 10 000 ч работы глубина повреждений 1 мм. Максимальная площадь эрозии на лопасти 300×200 мм.

На Усть-Каменогорской ГЭС в отличие от Днепровской ГЭС, имеющей такие же турбины, зона максимальной кавитационной эрозии расположена на вертикальном участке входных кромок лопастей. Это объясняется, очевидно, несколько бóльшим напором на Усть-Каменогорской ГЭС. Глубина эрозии за 12 000 ч эксплуатации 12 мм. Площадь эрозии на входной кромке лопасти 1000×200 мм, около нижнего обода — 400×300 мм.

На Мингечаурской ГЭС первый осмотр турбины был произведен через 7000 ч. Глубина кавитационной эрозии на лопастях достигала 8 мм. Следующий осмотр был произведен через 22 300 ч. Кавитационные разрушения к этому времени достигли значительной величины. Наибольшие повреждения размером 600×500 мм и глубиной до 30 мм расположены вблизи выходной кромки и нижнего обода. Вторая зона повреждений находится за входной кромкой также около нижнего обода. Размеры зоны 500×300 мм, глубина — до 30 мм. Третья зона — на вертикальном участке входной кромки лопасти. Размеры повреждений 500×150 мм, глубина — до 20 мм.

На Бухтарминской ГЭС кавитационные разрушения лопастей рабочего колеса расположены около нижнего обода, за входной кромкой, размером 400×500 мм и у выходной кромки размером 900×400 мм. Глубина разрушений за 12 000 ч — 9 мм.

На ГЭС Нива-III основная зона эрозии расположена на выходной кромке лопасти вблизи нижнего обода. Размеры зоны эрозии 300×250 мм. Глубина повреждений за 10 000 ч — 5 мм. Кроме основной зоны существуют разрушения и на входной кромке, но с интенсивностью значительно меньшей.

Баксанская ГЭС характеризуется значительным содержанием песчаных частиц в воде, проходящей через турбины. В связи с этим проточная часть турбины подвержена интенсивному абразивному износу. Однако под действием песчаных частиц изнашивается напорная сторона лопастей, тыльная сторона подвергается в основном кавитационному разрушению.

Зоны кавитационной эрозии на рабочем колесе РО82 расположены, как и на ГЭС Нива-III, на выходной кромке лопастей, вблизи нижнего обода. Глубина эрозии на рабочем колесе из стали 30Л — 6 мм за 5000 ч эксплуатации. Площадь зоны эрозии одной лопасти до 200×140 мм.

Разрушение лопастей рабочего колеса РО662 происходит полосой вдоль всего нижнего обода. Максимальные разрушения — под выходной кромкой соседней лопасти и на самой выходной кромке. Глубина разрушений такая же, как и на колесе РО82.

При наплавке зон эрозии нержавеющей хромоникелевыми электродами или при изготовлении рабочих колес из нержавеющей стали эрозия почти полностью исчезает.

На Братской ГЭС пуск первых турбин производился при напоре, равном 50% $N_{\text{расч}}$. Однако к концу монтажа напор достиг расчетного значения.

Для анализа кавитационной эрозии рассмотрим опыт эксплуатации последнего по монтажу агрегата (станционный № 8). Особенностью этого агрегата является то, что лопасти рабочего колеса изготовлены из нержавеющей стали 0Х12НДЛ. Остальные рабочие колеса на Братской ГЭС изготовлены из стали 20ГСЛ с облицовкой 1Х18Н9Т.

Проточная часть турбины № 8 осматривалась дважды, после 6318 и после 20 426 ч эксплуатации. За время эксплуатации напор и высота отсасывания менялись незначительно: $H = 100 \div 105$ м; $H_s = -0,6 \div -1,2$ м. Турбина работала в широком диапазоне нагрузок с преобладанием во втором периоде предельных мощностей. За все время эксплуатации коэффициент k_σ изменялся в пределах 1,2—1,6, т. е. режимы работы турбины находились на достаточном удалении от кавитационного срыва.

За время первого осмотра было установлено следующее. Основная зона кавитационных разрушений расположена за входной кромкой лопасти. Максимальная площадь эрозии 500×270 мм, глубина разрушений на отдельных лопастях колеблется от 0,5 до 5 мм. Кроме этого участка на шести из 14 лопастей разрушения появились в районе выходной кромки и нижнего обода. Площадь эрозии в этой зоне достигает на отдельных лопастях размеров 200×170 мм, а глубина — 2 мм.

Второй осмотр, проведенный после 20 426 ч, выявил значительное возрастание как глубины, так и площади кавитационной эрозии. Зона эрозии за входной кромкой возросла до 500×500 мм при глубине на большинстве лопастей до 10 мм, а на трех лопастях — до 28—40 мм. Эрозия вблизи выходных кромок появилась почти на всех лопастях. Максимальная площадь эрозии 500×500 мм при глубине до 5 мм.

При анализе кавитационной эрозии рабочего колеса турбины Братской ГЭС можно заметить существенное отличие как площадей, так и глубины эрозии отдельных лопастей. Например, глубина эрозии за входной кромкой меняется от 4 до 40 мм, т. е. в 10 раз. Такое различие в интенсивности эрозии лопастей может быть объяснено отклонениями в геометрии лопастной системы. Однако контрольные замеры входных кромок, расстояний в свету между лопастями, шага лопастей не выявили каких-либо существенных отклонений — размеры рабочего колеса находились в пределах допусков. Это говорит о том, что существующие методы контроля формы рабочих колес радиально-осевых турбин не обеспечивают надежной проверки лопастных каналов.

Приведенные примеры кавитационной эрозии характеризуют профильную кавитацию.

Щелевая и местная кавитации на радиально-осевых турбинах встречаются лишь на отдельных гидроэлектростанциях. Так, например, на турбине Комсомольской ГЭС за счет щелевой кавитации плоскость нижнего кольца направляющего аппарата, обращенная к нижнему ободу рабочего колеса, разрушилась на глубину до 25 мм.

На Гюмушской ГЭС (рабочее колесо РО246; $N = 55,2$ МВт; $H = 285$ м; $n = 375$ об/мин) кавитационные разрушения за разгрузочными отверстиями в верхнем ободу рабочего колеса, изготовленного из нержавеющей стали 20Х13НЛ, достигли глубины 10 мм. Период эксплуатации — примерно 20 000 ч. В то же время

разрушения под действием профильной кавитации на большинстве лопастей отсутствуют и лишь на некоторых, на самой выходной кромке, наблюдается сыпь глубиной до 0,5 мм, площадью $\sim 10 \text{ см}^2$.

12. КАВИТАЦИЯ В КОВШОВЫХ ТУРБИНАХ

Опыт эксплуатации ковшовых турбин показывает, что на некоторых ГЭС имеются интенсивные разрушения игл и насадков направляющих аппаратов вследствие кавитационной эрозии. Данные по кавитационной эрозии игл и насадков приводились в работе [78] по турбинам Гизельдон ГЭС до их реконструкции в 1955 г., а также довольно часто публикуются в зарубежной литературе. В то же время известны гидростанции, оборудованные ковшовыми турбинами, на которых иглы и насадки годами работают без видимых разрушений, причем наличием или отсутствием наносов в используемой воде не удается объяснить разную интенсивность изнашивания.

На некоторых гидростанциях обнаруживаются небольшие зоны разрушений внутренней поверхности лопастей. На турбинах Шаори ГЭС ($N = 10 \text{ МВт}$, $H = 478 \text{ м}$) имеют место кавитационные разрушения боковых поверхностей лопастей в зоне выходной кромки. Г. Ямосаки [88] обращает внимание на разрушения тыльных поверхностей лопастей.

Кавитационная эрозия наносит ущерб эксплуатации не только из-за необходимости ремонтов и простоев агрегата, но и из-за существенного снижения энергетических качеств.

По данным ЛМЗ, увеличение шероховатости иглы до 1 мм при диаметре сопла $d_r = 40 \text{ мм}$ и напоре $H = 40 \text{ м}$ приводит к снижению к. п. д. турбины примерно на 1,0%.

Рассмотрим условия возникновения кавитации в ковшовых турбинах аналогично тому, как это было сделано выше в отношении реактивных турбин.

Составим уравнения Бернулли для некоторой точки k на поверхности иглы и точки l в струе на достаточном расстоянии от сопла

$$\frac{p_k}{\gamma} + \frac{c_k^2}{2g} = B^* + \frac{c_l^2}{2g} + \Delta h_{k-1}. \quad (\text{II.28})$$

Для простоты рассмотрим горизонтальное сопло, для которого разница в высотных отметках практически отсутствует. B^* — напор, соответствующий давлению в кожухе турбины. Давление в кожухе может отличаться от атмосферного за счет эжекции струй. Кроме того, в последнее время появляются ковшовые турбины с регулируемым давлением в кожухе. Такие турбины имеют определенные преимущества перед обычными турбинами с открытым кожухом. Во-первых, они позволяют утилизировать интервал колебания нижнего бьефа, который у обычных

ковшовых турбин полностью теряется, во-вторых, созданием вакуума в кожухе можно уменьшить вентиляционные потери, сократить пенообразование под рабочим колесом и улучшить качество напорной струи. Однако одновременно ужесточаются кавитационные условия работы турбины.

Скорость после выхода струи из сопла в точке 1

$$c_1 = \varphi \sqrt{2gH} = \sqrt{2gH\eta_c} = \sqrt{2gH(1 - \zeta_{0.1})}. \quad (\text{II.29})$$

Точка 0 — на входе в турбину.

Потери напора на участке от точки k до точки 1

$$\Delta h_{k-1} = \zeta_{k-1}H. \quad (\text{II.30})$$

Отсюда

$$\frac{p_k}{\gamma} + \frac{c_k^2}{2g} = B^* + H(1 - \zeta_{0.1}) + H\zeta_{k-1} = B^* + H(1 - \zeta_{0.k}). \quad (\text{II.31})$$

Если в точке k поверхности иглы имеет место минимальное давление, то

$$\frac{p_k}{\gamma} - \frac{p_d}{\gamma} = \frac{B^* - \frac{p_d}{\gamma}}{H} - \left(\frac{c_k^2}{2gH} - 1 + \zeta_{0.k} \right) = \sigma_{\text{уст}} - \sigma_{\text{турб}}. \quad (\text{II.32})$$

По общепринятым представлениям, как уже отмечалось, кавитация начнется в том случае, если

$$p_k \leq p_d \quad (\text{II.33})$$

или, что то же самое, при

$$\sigma_{\text{уст}} = \frac{B^* - \frac{p_d}{\gamma}}{H} \leq \sigma_{\text{турб}} = \frac{c_k^2}{2gH} - 1 + \zeta_{0.k}. \quad (\text{II.34})$$

В данном случае кавитационный коэффициент $\sigma_{\text{турб}}$ относится к соплу, а потому удобнее его обозначить

$$\sigma_c = \frac{c_k^2}{2gH} - 1 + \zeta_{0.k}. \quad (\text{II.35})$$

Аналогично найдем выражение для кавитационного коэффициента рабочего колеса. Пусть в точке k на поверхности лопасти имеет место минимальное давление, точка 2 — на выходной кромке лопасти. Уравнение Бернулли в относительном движении

$$\frac{p_k}{\gamma} + \frac{w_k^2}{2g} - \frac{u_k^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + \zeta_{k-2}H. \quad (\text{II.36})$$

На выходе с рабочего колеса активной турбины давление

$$p_2 = \gamma B^*. \quad (\text{II.37})$$

Следовательно,

$$\frac{\frac{p_k}{\gamma} - \frac{p_d}{\gamma}}{H} = \frac{B^* - \frac{p_d}{\gamma}}{H} - \left(\frac{\omega_k^2 - \omega_2^2 - u_k^2 + u_2^2}{2gH} - \zeta_{k-2} \right) = \sigma_{уст} - \sigma_{p.k.} \quad (II.38)$$

Кавитационный коэффициент рабочего колеса

$$\sigma_{p.k} = \frac{\omega_k^2 - \omega_2^2 - u_k^2 + u_2^2}{2gH} - \zeta_{k-2} \quad (II.39)$$

Кавитация в сопле будет отсутствовать, если давление в кожухе

$$p_2 = \gamma B^* > \gamma H \sigma_c + p_d. \quad (II.40)$$

Кавитация на лопастях рабочего колеса будет отсутствовать при условии

$$p_2 = \gamma B^* > \gamma H \sigma_{p.k} + p_d. \quad (II.41)$$

Кавитационные коэффициенты сопла σ_c и рабочего колеса $\sigma_{p.k}$ с точностью до разности коэффициентов сопротивления ζ при изогональных режимах одинаковы для всей серии подобных турбин.

Выше (п. 7) было показано, что кавитационный коэффициент реактивной турбины (II.6)

$$\sigma_{турб} = \frac{\omega_k^2 - u_2^2 + c_2^2 - u_k^2 + u_2^2}{2gH} - \zeta_{k-3}.$$

Формулы (II.39) и (II.6) отличаются тем, что в первой из них отсутствуют скорость сходящего с рабочего колеса потока c_2 и потери энергии за рабочим колесом, так как в активных турбинах давление на выходе с рабочего колеса практически не зависит от этих величин.

Выражение для кавитационного коэффициента установки с реактивной турбиной (II.5)

$$\sigma_{уст} = \frac{B - \frac{p_d}{\gamma} - H_s}{H}$$

совпадает с левой частью формулы (II.34) при $H_s = 0$ и $B^* = B$.

Таким образом, для характеристики кавитационных качеств ковшовой турбины, так же как и реактивной, необходимо знать ее кавитационный коэффициент. Только для ковшовой турбины следует знать не один, а два коэффициента — сопла и рабочего колеса,

Если известно из эксперимента или теоретически распределение давления по соплу или лопасти, то расчет можно вести по следующей формуле, аналогичной формуле (II.14)

$$\sigma_{\text{турб}} = \frac{B^* - \frac{p_k}{\gamma}}{H}. \quad (\text{II.42})$$

На рис. II.13 представлена характерная эпюра распределения давления по игле сопла ковшовой турбины, полученная экспериментальным путем [82]. Уже много лет практикуется замер распределения давления по игле и насадка при различных открытиях направляющего аппарата. Известны также теоретические методы определения распределения давления путем построения потенциального потока. На ЛМЗ, например, проведена большая серия расчетов распределения скоростей и давлений по поверхности проточной части сопел различной конфигурации с использованием ЭВМ. Все эти материалы позволяют определить минимальное давление p_k и по формуле (II.42) подсчитать кавитационный коэффициент сопла σ_c . С ростом напора H давление p_k будет уменьшаться (если $\sigma_c > 0$) и при некотором

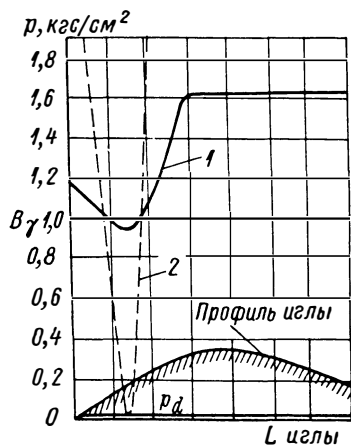


Рис. II.13. Эпюры распределения давления по игле ковшовой турбины:

1 — исходная; 2 — при повышенном напоре

$$H \geq \frac{B^* - \frac{p_d}{\gamma}}{\sigma_c} \quad (\text{II.43})$$

достигнет величины давления парообразования p_d .

На рис. II.13 штриховой линией показана эпюра давления при недопустимо большом напоре. Следовательно, для бескавитационной работы сопла турбина должна эксплуатироваться при напорах

$$H < \frac{B^* - \frac{p_d}{\gamma}}{\sigma_c}. \quad (\text{II.44})$$

При исследованиях (экспериментальных или расчетных) распределения давления по игле не всегда обнаруживаются зоны с пониженным давлением ($p_k/\gamma < B^*$) [47]. Иногда это может быть следствием недостаточно тщательных исследований. Полоса низкого давления обычно невелика и имеет место лишь при небольших открытиях. Однако возможно и полное отсутствие зоны

пониженного давления, если удастся так спрофилировать сопло, что при всех его открытиях вдоль поверхностей иглы и насадка везде имеет место конфузурное течение. Тогда от входа в сопло до выхода давление монотонно падает от максимального до давления в кожухе. Возможно ли получить такое сопло—пока неизвестно. Требуется проведение специальных исследований. Однако очевидно, что путем рационального профилирования можно улучшить кавитационные качества сопла и добиваться возможности бескавитационной работы турбины при больших напорах.

При обтекании лопасти ковшовой турбины тоже нет принципиальной неизбежности существования зон с пониженными давлениями, в отличие от реактивных турбин, где такие зоны даже по расчетному распределению давления всегда присутствуют. В идеальном случае при обтекании лопасти ковшовой турбины вдоль любой линии тока на поверхности давление сначала нарастает от давления в кожухе до максимального (диффузорное течение) и затем падает до давления в кожухе (конфузорное течение). Однако практически при движении лопасти по дуге активности, т. е. в период ее взаимодействия с напорной струей, направление обтекающего потока непрерывно меняется и за счет взаимного влияния разных струек возможно появление зон с пониженным давлением в районе входной и выходной кромок и острия ножа, где уровень давления в идеальном случае мало отличается от давления в кожухе. Теоретически определить зоны пониженных давлений на лопастях с помощью известной методики [88] невозможно, так как эта методика исходит из допущения об отсутствии влияния соседних струек друг на друга. Экспериментальные исследования обтекания неподвижной лопасти в этом отношении тоже не могут помочь. Единственный путь — замер распределения давлений на лопасти вращающегося рабочего колеса, причем обязательно в большом числе точек безынерционными датчиками с малой базой (градиент давления и кривизна лопасти очень велики). Это задача технически очень сложная и пока далека от разрешения.

Таким образом, определить кавитационный коэффициент рабочего колеса $\sigma_{p.k}$ в настоящее время не представляется возможным. Остается лишь статистическая обработка эксплуатационных данных по кавитационным разрушениям лопастей. Пока таких данных мало.

В начале настоящего параграфа отмечались факты кавитационной эрозии боковой и тыльной поверхностей лопастей ковшовых турбин. Сходящий поток не обтекает, а лишь касается боковых поверхностей. Но этот поток сильно аэрирован и предрасположен к кавитации. При касании боковых поверхностей общий уровень давления равен давлению в кожухе, но за счет эжекции и недостаточной чистоты обработки могут создаваться местные зоны пониженного давления. Аналогичные явления

могут иметь место при касании напорной струи тыльной поверхности. Кавитация тыльной поверхности и как следствие — ухудшение энергетических качеств могут быть уменьшены повышением качества обработки и применением специального профиля.

13. ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Под интенсивностью кавитационной эрозии следует понимать скорость процесса разрушения материала или потери веса, точнее — объема детали в единицу времени. Существуют различные способы измерения потерь объема. Наиболее простым и в то же время наиболее точным является весовой способ, когда объем определяется по потерям веса. При весовом способе взвешивание детали или образца производится до и после испытаний.

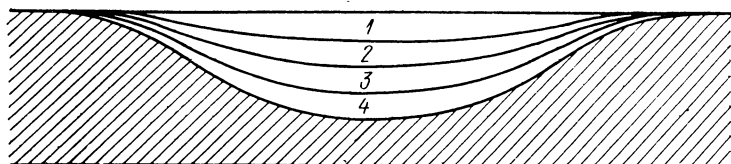


Рис. П.14. Последовательность кавитационного разрушения поверхности детали:
1—4 — зоны эрозии ■

Этот способ, широко применяемый в лабораторных условиях, непригоден для действующих ГЭС.

О потерях объема детали натурной турбины можно судить по расходу электродов при восстановительных работах. Однако проведенные наблюдения показывают, что расход электродов трудно контролируется, степень отходов при производстве работ у каждого сварщика различна, точность восстановления первоначальной поверхности недостаточна. Перечисленные факторы приводят к ошибке в измерениях в два-три раза.

Наиболее приемлемым способом определения объемных потерь детали в эксплуатационных условиях является метод непосредственного замера глубины и площади разрушения. Этот способ не требует сложных инструментов и зависит только от добросовестности исполнителя.

Имеющиеся сведения о развитии кавитационных разрушений турбин показывают, что с течением времени глубина эрозии непрерывно возрастает, а увеличение площади эрозии постепенно замедляется. Последовательность этапов разрушения поверхности схематично представлена на рис. П.14.

Стабилизация площади эрозии объясняется постоянством места возникновения и сжатия кавитационных каверн при опреде-

ленном режиме обтекания. Здесь следует иметь в виду, что такой процесс развития эрозии имеет место при условии, если разрушения относительно невелики и не влияют на характер обтекания.

На рис. II.14 можно видеть, что интенсивность эрозии в большей степени характеризуется глубиной разрушения за единицу времени. Следует отметить, что глубина разрушения, определяющая прочностные характеристики детали, показательна также с точки зрения необходимости произвести ремонт. В связи с этим глубина разрушений за определенный период эксплуатации была выбрана основным критерием оценки интенсивности кавитационной эрозии в условиях действующих ГЭС.

При анализе влияния условий эксплуатации на интенсивность кавитационной эрозии были рассмотрены следующие факторы: а) длительность эксплуатации; б) заглубление турбины; в) размеры и мощность агрегата; г) действующий напор.

Нужно отметить большие трудности при проведении подобного анализа, так как действие перечисленных факторов происходит одновременно — меняются мощность агрегата, напор и высота отсасывания. В связи с этим при анализе влияния какого-либо фактора приходилось выбирать такой период эксплуатации, когда остальные условия работы существенно не менялись.

Влияние длительности эксплуатации на эрозию. Знание закономерностей развития кавитационной эрозии во времени необходимо для правильного прогнозирования глубины и объема разрушений. Объем разрушений определяет сроки капитальных ремонтов, время простоя агрегата в ремонте, трудозатраты, потребное количество электродов и т. д. Отсюда понятно, насколько важно для эксплуатационного и ремонтного персонала ГЭС знание характера развития эрозии в процессе эксплуатации. Однако в опубликованной литературе отсутствуют сведения о развитии эрозии гидротурбин, имеются лишь отдельные данные по эрозии гребных винтов [16].

При анализе развития кавитационной эрозии в гидротурбинах были рассмотрены радиально-осевые и поворотнлопастные турбины. Детали проточной части рассматриваемых гидротурбин были изготовлены из углеродистой и из нержавеющей сталей. Наблюдение за развитием эрозии осуществлялось в начальный период эксплуатации, сразу же после пуска турбины. В этот период проточная часть турбины еще не ремонтировалась, и материал деталей соответствовал техническим условиям. Периодичность проведения промежуточных осмотров состояния турбины составляла 3000—7000 ч эксплуатации. Глубина разрушений бралась максимальная. Для радиально-осевой турбины глубина эрозии h_{\max} подсчитывалась как средняя по всем лопастям

$$h_{\max \text{ ср}} = \frac{h_{\max 1} + h_{\max 2} + \dots + h_{\max m}}{m}, \quad (\text{II.45})$$

где индексы 1, 2, . . . , m — номера лопастей рабочего колеса.

Результаты выполненного обследования приведены на рис. II.15. Из рисунка следует, что интенсивность эрозии, характеризующаяся глубиной разрушения за определенный период эксплуатации, с увеличением длительности эксплуатации возрастает. Если построить эти зависимости в логарифмических координатах, то можно обнаружить, что глубина эрозии возрастает по закону степенной функции

$$h_{\max} = \alpha T^n, \quad (\text{II.46})$$

где α — коэффициент пропорциональности, характеризующий интенсивность эрозии; T — время эксплуатации.

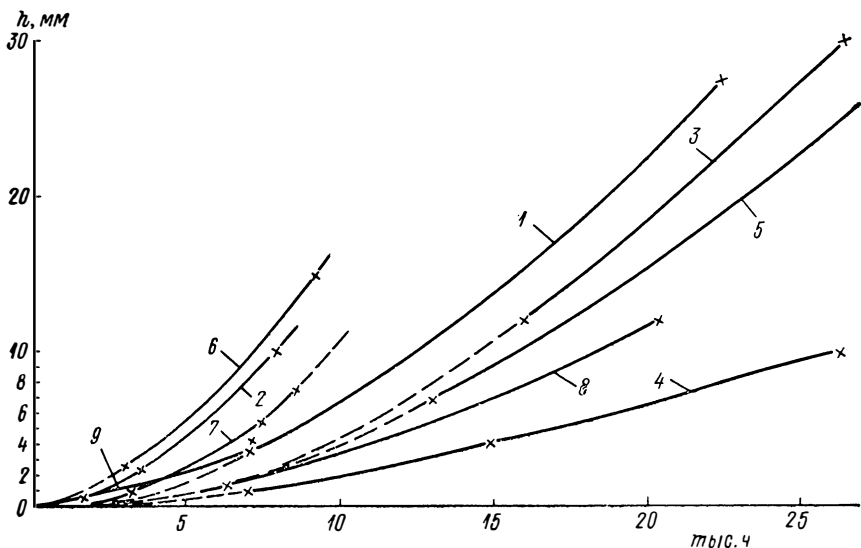


Рис. II.15. Зависимость глубины кавитационной эрозии от продолжительности эксплуатации:

1 — лопасть рабочего колеса турбины Мингечаурской ГЭС (сталь 30Л); 2 — лопасть рабочего колеса турбины Днепровской ГЭС (сталь 25); 3 — лопасть рабочего колеса турбины Волжской ГЭС имени В. И. Ленина (сталь 20ГСЛ); 4 — камера рабочего колеса турбины Волжской ГЭС имени В. И. Ленина (сталь МСт.3); 5 — лопасть рабочего колеса турбины Цимлянской ГЭС (сталь 30Л); 6 — лопасть рабочего колеса турбины Братской ГЭС ($H = 78$ м, выходная кромка; сталь 20ГСЛ); 7 — лопасть рабочего колеса турбины Братской ГЭС ($H = 84$ м, входная кромка; сталь 20ГСЛ); 8 — лопасть рабочего колеса турбины Братской ГЭС ($H = 103$ м, входная кромка; сталь 0X12НДЛ); 9 — лопасть рабочего колеса турбины Верхне-Тулумской ГЭС (сталь 20X13НЛ)

Показатель степени n в формуле (II.46) для обследованных гидротурбин колеблется в пределах 1,6—2,0. Меньшие значения n характерны для нержавеющей сталей, большие — для углеродистых. Возрастание интенсивности эрозии в процессе эксплуатации связано с кумулятивным эффектом при кавитационном гидроударе по изъязвленной поверхности. Для углеродистых сталей интенсивность разрушения дополнительно усиливается

в связи с развитием площади эродированной поверхности (при той же зоне) и возрастанием вследствие этого коррозии.

Полученные зависимости характерны для турбин в начальный период эксплуатации, до первого восстановительного ремонта. В этом случае материал детали находится в исходном состоянии после соответствующей термической обработки, проводимой для снятия остаточных напряжений.

Совершенно иной характер зависимости эрозии от времени наблюдается на некоторых турбинах, которые в процессе эксплуатации подвергались многократным восстановительным на-

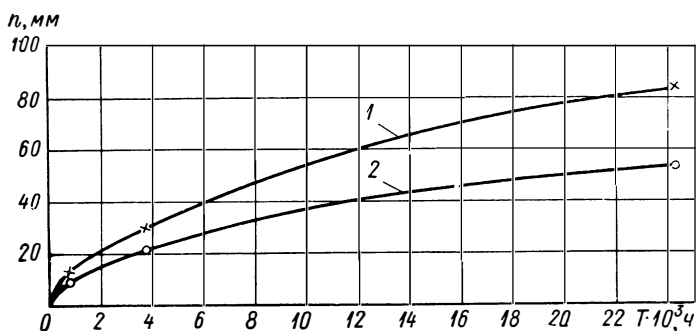


Рис. II.16. Характер развития кавитационной эрозии для участков лопастей, восстановленных с помощью наплавки:

1 — лопасть с максимальной глубиной разрушения; 2 — средняя глубина по всем лопастям

плавкам. В качестве примера можно привести одну из турбин Братской ГЭС (агрегат 14), эксплуатация которой началась при $H = 50\% H_{расч}$. К началу наблюдения рабочее колесо турбины подверглось многократным наплавкам. Особенно большой объем наплавки был выполнен по заварке разрушений за входной кромкой лопастей. Заварка производилась хромоникелевыми электродами ЦЛ-11, по составу близкими к нержавеющей стали типа 1X18H10T. В этом случае характер процесса эрозии совершенно меняется (рис. II.16). В начальный период наблюдается резкий подъем кривой зависимости глубины эрозии от времени, затем происходит постепенное затухание интенсивности разрушения. Сопоставляя полученную зависимость с кривой 8 на рис. II.15, где показано разрушение лопасти из стали 0X12НДЛ (агрегат 8) в начальный период эксплуатации, можно отметить существенную разницу. В то же время кавитационные стойкости наплавки ЦЛ-11 и стали 0X12НДЛ близки. Режимы работы сопоставляемых турбин также существенно не отличались друг от друга. Было сделано предположение, что быстрое разрушение наплавки ЦЛ-11 вызывается остаточными напряжениями, возникшими при наплавке. Действительно, термообработка после проведения восстановительного ремонта не делается и слой наплавки,

особенно на поверхности лопасти, испытывают значительные растягивающие напряжения, доходящие до предела текучести. Однако лабораторные исследования сталей 1X18H10T и МСтЗ, проведенные на ударно-эрозионном стенде, не выявили большого различия в скорости разрушения образцов напряженных и ненапряженных.

Таким образом, скорее всего, повышенная эрозия на наплавке вызвана искажением профиля лопасти при восстановительных работах.

Влияние заглупления турбины на эрозию. Запас по заглуплению турбины обычно характеризуется разностью между фактической и допустимой высотами отсасывания $H_s - H_{s \text{ доп}}$ или разностью между коэффициентами кавитации установки и турбины $\sigma_{\text{уст}} - \sigma_{\text{турб}}$.

Как уже было упомянуто выше, существует два значения $\sigma_{\text{турб}}$. Первое значение $\sigma_{\text{турб}}^*$ соответствует началу кавитации, когда на лопасти появляется первая кавитационная каверна. Значение $\sigma_{\text{турб}}^*$ определяется при модельных испытаниях визуально или с помощью легкоразрушаемых покрытий. Второе значение $\sigma_{\text{турб}}$, называемое критическим, соответствует развитой кавитации, приводящей к срыву внешних характеристик турбины.

С точки зрения развития кавитационного процесса более показательна величина разности между $\sigma_{\text{уст}}$ и $\sigma_{\text{турб}}^*$. Однако в настоящее время при испытаниях определяется обычно лишь $\sigma_{\text{турб}}$, которое наносится на универсальную характеристику; значения $\sigma_{\text{турб}}^*$ известны лишь для отдельных типов рабочих колес. Поэтому при анализе влияния заглупления на эрозию был использован коэффициент $\sigma_{\text{турб}}$, находящийся в определенной связи с $\sigma_{\text{турб}}^*$.

В зависимости от напора и типа рабочих колес существенно меняются значения кавитационных коэффициентов, поэтому абсолютное значение разности $\sigma_{\text{уст}} - \sigma_{\text{турб}}$ для разных турбин несопоставимо между собой. В связи с этим при анализе влияния заглупления турбин, отличающихся напорами и типами рабочих колес, в качестве аргумента была выбрана не разность $\sigma_{\text{уст}}$ и $\sigma_{\text{турб}}$, а отношение $\sigma_{\text{уст}}/\sigma_{\text{турб}}$, называемое коэффициентом кавитационного запаса k_{σ} .

Рассматривая опыт эксплуатации поворотлопастных и радиально-осевых турбин (табл. II.3, II.5) с точки зрения влияния заглупления на эрозию, можно отметить следующее.

Поворотлопастные гидротурбины, предназначенные для работы в широком диапазоне нагрузок и напоров, имеют значительные колебания величины k_{σ} . Как правило, k_{σ} за период эксплуатации колеблется в пределах 1—2 (табл. II.3). Следует также иметь в виду, что поворотлопастные турбины в основном разрушаются за счет щелевой кавитации, на которую кроме заглупления оказывают большое влияние величина торцового зазора

между лопастью и камерой, состояние периферийной кромки лопастей и т. д. Известная неопределенность вносится также значительными колебаниями мощности агрегата.

Радиально-осевые турбины работают, как правило, в базисе нагрузки, когда режимы работы стабильные, кроме того, радиально-осевые турбины подвержены в основном профильной кавитации, развитие которой в значительной степени определяется заглублением. В связи с этим для анализа влияния заглубления на эрозию более показательно рассмотреть радиально-осевые турбины.

Сопоставляя приведенные в табл. II.5 радиально-осевые турбины по коэффициенту k_{σ} , можно отметить, что большинство турбин эксплуатируется при $k_{\sigma} = 1,0 \div 1,6$. Исключение представляют турбины Князегубской ГЭС, где $k_{\sigma} > 2$.

Для выяснения влияния заглубления на эрозию рассмотрим турбины, отличающиеся лишь коэффициентом k_{σ} . В этом отношении наиболее подходят турбины Днепровской и Князегубской гидроэлектростанций. Действительно, эти турбины имеют близкие профили лопастей рабочего колеса, отличающиеся лишь высотой, близкие габаритные размеры ($D_1 = 5,45$ и $4,1$ м) и одинаковые напоры. Рабочие колеса турбин Днепровской и Князегубской ГЭС отлиты из углеродистой стали. Большую часть времени турбины работали при нагрузке, составляющей $60-100\% N_{расч}$.

Существенное отличие лишь в запасах по кавитации. Если турбины Днепровской ГЭС работали с $k_{\sigma} = 1,0 \div 1,6$, то турбины Князегубской ГЭС — с $k_{\sigma} = 2,0 \div 3,0$. Интенсивность кавитационной эрозии рассматриваемых турбин также отличается весьма значительно. На турбинах Днепровской ГЭС эрозия появилась в первый год эксплуатации, и за 4000 ч глубина разрушений на отдельных лопастях достигала 5 мм. На Князегубской ГЭС первые следы эрозии на рабочем колесе глубиной до 2 мм появились лишь после семи лет эксплуатации (35 000 ч).

Сопоставляя кавитационные разрушения турбин Князегубской ГЭС с другими рассматриваемыми гидроэлектростанциями, можно отметить, что на Князегубской ГЭС разрушения наименьшие.

Таким образом, работа турбин с коэффициентом кавитационного запаса k_{σ} больше двух обеспечивает для рассмотренных типов профилей почти полное отсутствие эрозии даже на углеродистой стали.

Влияние размеров и мощности турбины на эрозию. Размеры и мощность турбины — взаимосвязанные величины. Для геометрически подобных турбин, работающих при одинаковом напоре, мощность N пропорциональна квадрату диаметра рабочего колеса D_1^2 . С ростом размеров турбины увеличение мощности происходит за счет роста площади сечения при постоянной скорости потока.

Учитывая это обстоятельство, рассмотрим связь размеров турбины с эрозией на геометрически подобных турбинах, имеющих близкие напоры, а связь мощности с эрозией — на одинаковых турбинах одной гидроэлектростанции, работающих с разной нагрузкой.

Для проведения анализа были выбраны, как и ранее, радиально-осевые турбины.

Влияние размеров на эрозию рассматривалось на турбинах Братской и Баксанской гидроэлектростанций (табл. II.5). Турбины Братской ГЭС оборудованы рабочими колесами РО662, на Баксанской ГЭС одна турбина также оснащена рабочим колесом этого же типа. Напор на этих гидроэлектростанциях равняется соответственно 100 и 90 м.

Режимы работы турбин (Q_i ; n_i ; $\sigma_{уст}$) Братской и Баксанской ГЭС за рассматриваемый период незначительно отличались друг от друга, некоторое отличие наблюдалось в нагрузках, причем турбина Баксанской ГЭС работала больший процент времени на предельных мощностях.

Существенное отличие рассматриваемых гидроэлектростанций в размерах турбин: на Братской ГЭС $D_1 = 5,5$ м, на Баксанской ГЭС $D_1 = 1,2$ м.

Оценивая кавитационную эрозию на этих гидроэлектростанциях, можно заметить, что на Братской ГЭС за 6300 ч глубина разрушений на лопастях рабочего колеса из нержавеющей стали 0Х12НДЛ достигала 5 мм, на Баксанской ГЭС за 5000 ч разрушения примерно такой же глубины наблюдаются на углеродистой стали. Нержавеющие стали в условиях Баксанской ГЭС почти не подвергаются кавитационной эрозии. За 10 000 ч эксплуатации на лопастях рабочего колеса, защищенных от кавитационной эрозии нержавеющей наплавкой (электроды ЦЛ-11), разрушения были отмечены лишь на одной лопасти глубиной до 0,5 мм.

Из приведенного примера следует, что интенсивность эрозии турбин Братской ГЭС в несколько раз выше, чем Баксанской.

Таким образом, с увеличением размеров турбины интенсивность кавитационной эрозии существенно возрастает.

Влияние мощности турбины на интенсивность кавитационной эрозии проверялось на турбинах Братской ГЭС, работающих с разными нагрузками. В качестве примера рассмотрим состояние лопастей четырех агрегатов 1, 2, 4, 11 (рис. II.17). Рабочие колеса этих турбин были изготовлены из стали 20ГСЛ с частичной облицовкой лопастей полосами из стали 1Х8Н9Т. Агрегаты 1 и 2 работали при напоре 90 м, агрегаты 4 и 11 — при напоре 97 м.

Агрегат 1 основное время ~ 9000 ч работал с нагрузкой 150—220 МВт и лишь 1900 ч — с нагрузкой 10—60 МВт. Агрегат 2 большую часть времени ~ 7000 ч работал с небольшими нагрузками 10—60 МВт, с нагрузками 150—220 МВт агрегат работал 4000 ч.

Время работы агрегата 1 на больших мощностях более чем в два раза превосходит время работы второго агрегата.

Если подсчитать среднюю мощность за весь период эксплуатации, то она составит на агрегате 1 — 153 МВт, на агрегате 2 — 88 МВт.

Сопоставляя агрегаты 4 и 11, также можно отметить существенную разницу в нагрузках. На агрегате 4 мощность вообще не превышала 160 МВт, в то время как агрегат 11 около 5000 ч

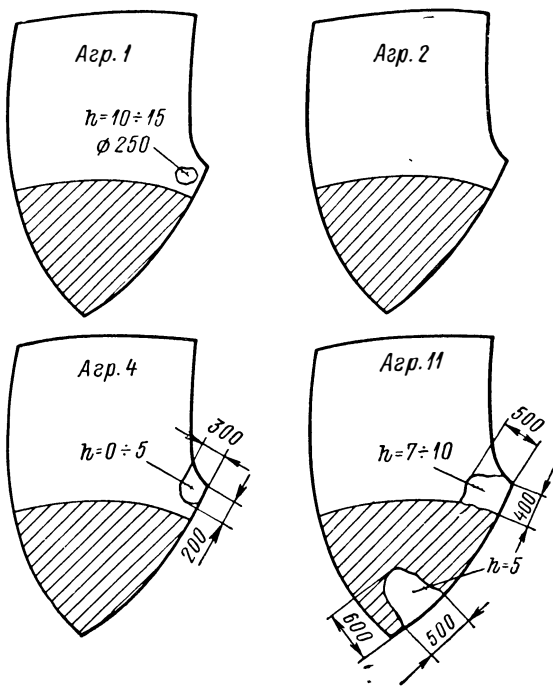


Рис. 11.17. Кавитационная эрозия лопастей рабочего колеса в зависимости от мощности агрегата

▨ — зона облицовки полосами из стали 1Х18Н9Т;

□ — зона кавитационной эрозии

работал с нагрузкой 160—230 МВт. Общее время работы каждого агрегата ~ 17 000 ч.

Средняя мощность на агрегате 4 — 56 МВт, на агрегате 11 — 102 МВт.

Из приведенного рисунка следует, что интенсивность эрозии с повышением мощности турбины возрастает. Зоны расположения эрозии с изменением мощности существенно не меняются.

Мы рассмотрели влияние мощности турбины на эрозию на расчетных или близких к расчетным напорах. Связь мощности с эрозией на нерасчетных напорах будет рассмотрена ниже.

Влияние напора на эрозию. Влияние напора на кавитационную эрозию гидротурбин рассматривалось по двум направлениям: а) для турбин различных типов; б) для одинаковых турбин.

При анализе влияния напора на эрозию турбин различных типов были рассмотрены как поворотнолопастные, так и радиально-осевые турбины. Среди поворотнолопастных машин для сопостав-

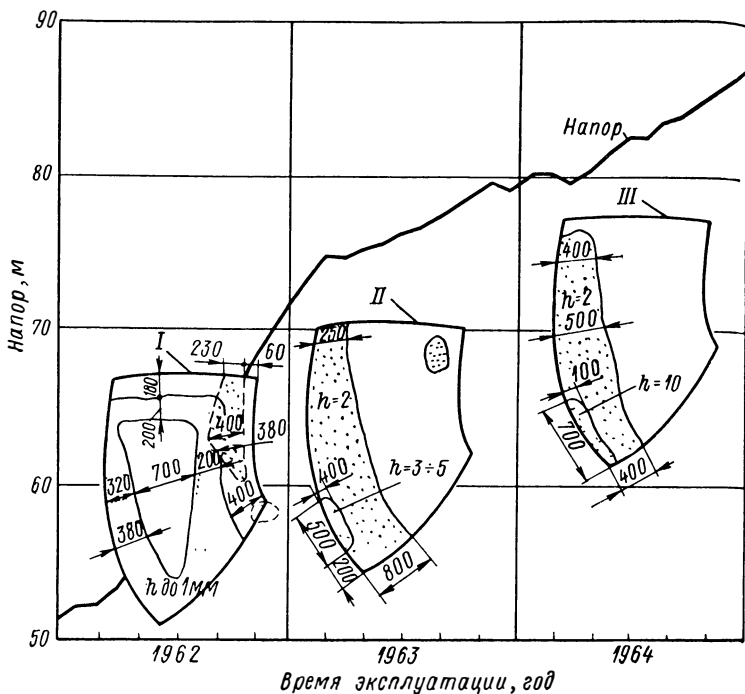


Рис. П.18. Кавитационная эрозия лопастей турбины Братской ГЭС при

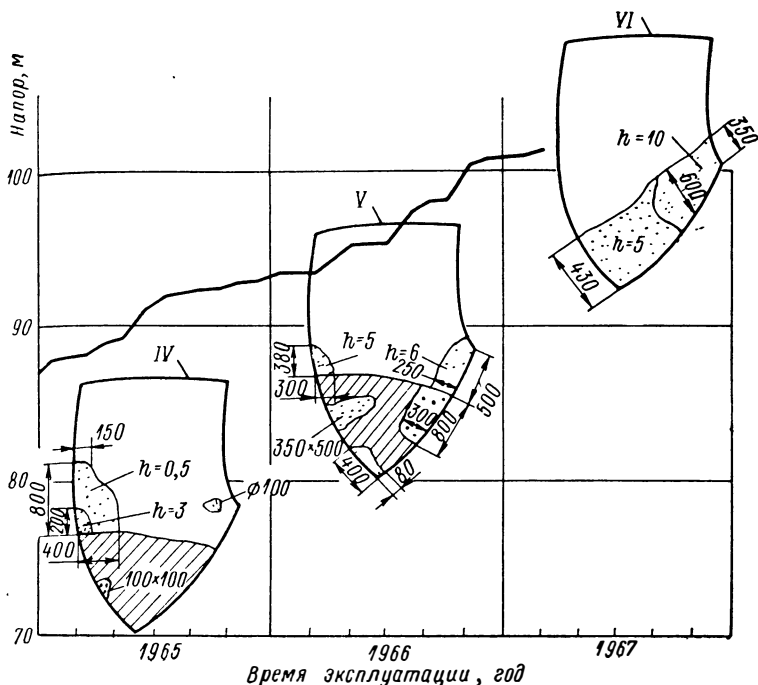
— зона облицовки полосами из стали 1X18N9T;

ления были выбраны турбины Цимлянской и Верхне-Тулумской ГЭС (табл. П.3).

На турбинах этих гидроэлектростанций основные кавитационные разрушения расположены вдоль входной кромки тыльной стороны лопастей. Однако на Цимлянской ГЭС напор в три раза меньше, чем на Верхне-Тулумской. Если сопоставить кавитационные разрушения турбин, то на Цимлянской ГЭС за 30 000 ч разрушения имелись только на лопастях из углеродистой стали, на нержавеющей лопастях разрушения отсутствовали, на Верхне-Тулумской ГЭС разрушению подверглись и нержавеющей стали — за 7000 ч на лопастях из стали 20X13НЛ глубина эрозии до 5 мм.

Таким образом, из рассмотренного примера следует, что турбины с большим напором подвергаются более интенсивной кавитационной эрозии.

Анализируя опыт эксплуатации других поворотлопастных турбин, можно отметить общую тенденцию увеличения эрозии с ростом напора. В то же время имеются примеры, когда для тур-



различных напорах I—VI. Режимы работ — в соответствии с табл. II.6.

□ — зона кавитационной эрозии

бин разных типов, особенно для радиально-осевых, влияние напора перекрывается другими, более действенными факторами. Например, сопоставляя радиально-осевые турбины Братской ГЭС ($H=100$ м) с Гюмушской ГЭС ($H=300$ м), также отличающиеся по напорам в три раза, можно заметить, что на Братской ГЭС интенсивность кавитационной эрозии значительно больше. Невысокая интенсивность эрозии турбины Гюмушской ГЭС объясняется особенностью лопастей системы рабочего колеса. Как показали проведенные обследования, эрозия располагается лишь на небольшом участке выходных кромок лопастей, что свидетельствует о том, что замыкание каверн происходит в основном за лопастью.

Характерные режимы работы турбин Братской ГЭС
при различных напорах

Номер режима (рис. П.18)	Характеристика режима					№ агрегата	Время работы T в ч		
	$H_{ср}$ в м	H_s в мм	$N_{ср}$ в МВт	Q'_1 в л/с	n'_1 в об/мин		с начала эксплуата- ции	между ремонтами	на предель- ных нагруз- ках
<i>I</i>	52,8	—0,60	90	900	95,0	15	2 144	2 144	2 144
<i>II</i>	58,8	—0,80	90	850	90,0	14	3 030	3 030	3 030
<i>III</i>	68,5	0,50	120	850	83,5	16	8 199	5 734	3 227
<i>IV</i>	78,0	—0,50	150	960	76,0	2	3 050	3 050	2 436
<i>V</i>	83,7	—0,50	160	810	76,0	6	8 723	8 723	6 343
<i>VI</i>	97,3	—0,70	200	875	70	14	33 767	15 428	9 973

Сопоставляя радиально-осевые турбины, имеющие подобные профили лопастей, например РО123 и РО211 (турбины Днепровской ГЭС, Комсомольской, Нива-II, Усть-Каменогорской, Мингечаурской, Бухтарминской), можно заметить, что в общем случае интенсивность эрозии с ростом напора увеличивается.

Влияние напора на эрозию одинаковых турбин наиболее характерно проявляется для турбин радиально-осевого типа. Особый интерес представляет эрозия турбин при работе на пониженных напорах. В настоящее время, с целью наиболее эффективного использования оборудования, некоторые гидроэлектростанции начинают эксплуатироваться, когда напор еще не достиг расчетного значения. В этом отношении интересно обобщить опыт эксплуатации турбин Братской ГЭС, оборудованной большим количеством агрегатов, пуск которых производился при различных напорах.

Наиболее характерные режимы эксплуатации турбин приведены в табл. П.6 и на рис. П.18.

Из табл. П.6 следует, что с увеличением напора от 50 до 100 м средние значения нагрузок возрастают от 90 до 200 МВт. При этом приведенное значение расхода Q'_1 остается предельным, т. е. турбины работают на максимальной для данного напора мощности. Приведенные обороты изменяются от 95 до 70 об/мин. Высота отсасывания H_s существенно не меняется.

С изменением напора изменяются и зоны кавитационной эрозии (рис. П.18). Наибольшая площадь разрушений лопастей наблюдается при минимальном напоре 52,8 м (режим *I*). Разрушения тыльной поверхности достигают $\sim 1,4$ м², что составляет $\sim 50\%$ всей поверхности лопасти. Кроме того, на этом напоре кавитаци-

онные разрушения имеются и на лицевой поверхности лопасти (площадь 0,36 м²).

При повышении напора разрушения лицевой поверхности лопастей прекращаются, эрозия наблюдается лишь на тыльных сторонах лопастей.

Зона эрозии на вертикальном участке входной кромки лопасти с увеличением напора постепенно уменьшается и при напоре свыше 60 м совсем исчезает.

В районе выходной кромки площадь разрушений с увеличением напора также уменьшается и при расчетном напоре остается лишь на участке около нижнего обода. Разрушения за входной кромкой у нижнего обода появляются лишь при напорах свыше 70 м. С ростом напора площадь эрозии на этом участке возрастает. Общая площадь эрозии с увеличением напора от 50 до 100 м уменьшается в 3—4 раза.

В приведенном примере рассмотрено влияние напора на эрозию при работе турбин на предельных мощностях. Не меньший интерес представляет собой работа турбин на пониженных напорах и малых нагрузках. В качестве примера можно использовать опыт эксплуатации турбин Красноярской ГЭС ($H_{\text{расч}} = 93$ м; $N_{\text{расч}} = 508$ МВт; $D_1 = 7,5$ м) и ГЭС Бхакра ($H_{\text{расч}} = 122$ м; $N_{\text{расч}} = 127$ МВт; $D_1 = 4,1$ м). Одна из турбин Красноярской ГЭС в пусковой период около 1600 ч работала при напоре 70 м (75% $H_{\text{расч}}$) и мощности 100—120 МВт, что составляет 30—40% N_{max} при имевшемся напоре.

Турбина ГЭС Бхакра проработала 5350 ч. За время эксплуатации напор менялся в пределах 87—150 м. Значительную часть времени ~ 40% турбина работала при нагрузке, меньшей 50 МВт.

Рассматриваемые турбины оборудованы рабочими колесами из углеродистой стали с защитными облицовками тыльных сторон лопастей.

Характерной особенностью кавитационной эрозии этих турбин за рассматриваемый период эксплуатации является то, что кроме тыльной стороны лопастей (район нижнего обода и вертикальный участок за входной кромкой) разрушению подверглась лицевая сторона — вблизи выходной кромки, около верхнего обода.

На турбине Красноярской ГЭС разрушения в этой области занимали площадь 800×200 мм, глубиной до 0,3 мм; на турбине ГЭС Бхакра площадь разрушений составляла 700×400 мм при глубине эрозии до 5 мм.

Интересно отметить, что факелы кавитационных разрушений направлены от выходной кромки лопасти к входной. Это особенно наглядно проявилось на одной из лопастей турбины Красноярской ГЭС, где на лицевой стороне имелись канавки, предназначенные для укладки кабеля к измерительным датчикам. Кавитационные разрушения за канавками расположены со стороны входной кромки лопасти.

Такое расположение кавитационной эрозии при пониженных напорах и малых нагрузках свидетельствует о наличии в верхней части лопастной системы обратных токов жидкости.

Связь кинематики потока с кавитационной эрозией. Анализ кинематики потока при изменении мощности и напора турбины был выполнен для рабочего колеса РО662 Братской ГЭС. Для выяснения влияния режимов эксплуатации на эрозию был построен поток на входе в рабочее колесо турбины (рис. II.19).

Значения углов натекания и скоростей определялись для четырех линий тока, при этом рассмотрено два случая: 1) $H = H_{\text{расч}} = \text{const}$; $N = \text{var}$; 2) $N_{\text{max}} = \text{const}$ ($Q_1' = \text{const}$); $H = \text{var}$.

В первом случае при $H = \text{const}$ (97 м) определение скоростей производилось с использованием основного уравнения гидротурбин. Во втором случае при $H = \text{var}$, вследствие значительного отклонения режимов работы от расчетных, за основу было принято предположение, что направление вектора абсолютной скорости на входе в рабочее колесо остается постоянным при любом значении H . Это следует из того, что турбины эксплуатировались на предельной мощности ($Q_1' = 900$ л/с) и открытие направляющего аппарата оставалось постоянным.

Величины углов натекания β и относительных скоростей w приведены в табл. II.7.

Таблица II.7

Значения углов натекания и относительных скоростей на входе в рабочее колесо турбины Братской ГЭС

Номер режима (рис. II. 19)	H в м	N в МВт	Линия тока I		Линия тока II		Линия тока III		Линия тока IV	
			β в град	w в м/с	β в град	w в м/с	β в град	w в м/с	β в град	w в м/с
1	97,0	50	-57	3,8	10	3,0	75	8,8	78	12,8
2	97,0	100	-40	5,4	4	5,6	44	9,6	45	11,6
3	97,0	190	-35	12,3	-37	13,0	-9	17,6	-20	28,8
1'	52,8	90	-60	14,5	-55	14,8	-35	17,3	-35	22,5
2'	68,5	120	-53	12,5	-45	13,2	-20	16,9	-26	22,3
3'	83,7	160	-36	11,5	-32	12,5	-9	17,0	-18	22,5
4'	97,3	200	-30	10,9	-22	12,4	0	17,9	-11	22,9

Рассматривая режимы работы при $H = H_{\text{расч}} = \text{const}$, можно отметить, что при малых нагрузках—50—100 МВт— на линиях тока II, III и IV углы натекания становятся положительными и достигают значений 45—78° (рис. II.19). При таких углах атаки на входной кромке лопастей может возникнуть кавитационная

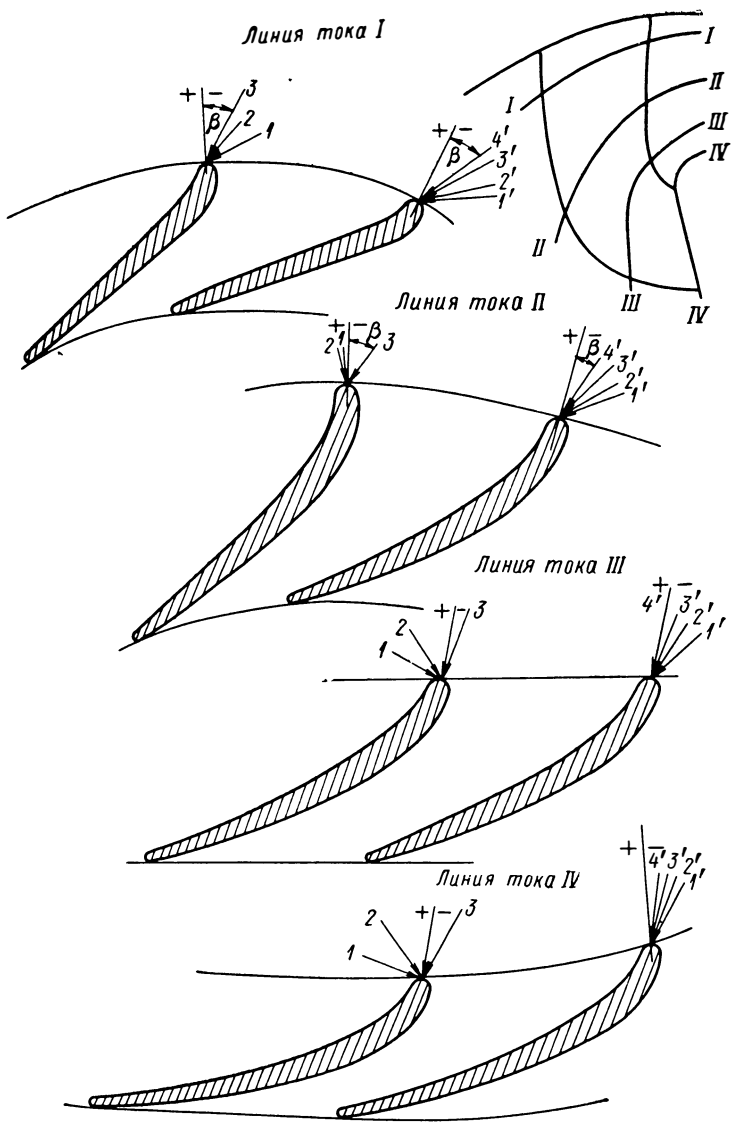


Рис. II.19. Углы натекания потока для рабочего колеса Р0662.
Режимы работы в соответствии с табл. II.7

каверна. Однако относительные скорости на этих режимах невелики и, следовательно, интенсивность кавитационного воздействия мала. Это подтверждается опытом эксплуатации турбин, когда за входной кромкой тыльной стороны лопастей на малых нагрузках образовывалась зона эрозии незначительной глубины (рис. II.18).

При увеличении мощности до 190 МВт угол натекания меняется на отрицательный (на линии тока III $\beta = -9^\circ$) и кавитационная каверна на входной кромке исчезает. Особенностью режима с оптимальной мощностью (190 МВт) является возрастание относительной скорости ω от верхнего обода к нижнему. Причем ω увеличивается более чем в два раза и на линии тока IV достигает ~ 29 м/с. Большая скорость при обтекании сечений лопастей, расположенных около нижнего обода, приводит к интенсивной кавитационной эрозии в этой зоне (рис. II.18).

При постоянном приведенном расходе $N_{\text{max}} = \text{const}$ и переменных напорах, меньших $H_{\text{расч}}$, имеют место большие отрицательные углы атаки. Так, например, при $H = 52,8 \div 62,5$ м на линиях тока I и II углы натекания $\beta = -(53 \div 60)^\circ$. Учитывая, что при этом величина относительных скоростей достигает 15 м/с, на лицевой стороне лопасти в районе входной кромки может образоваться кавитационная каверна, вызывающая эрозионные разрушения (рис. II.18).

С увеличением напора величина угла натекания уменьшается и эрозия в этой зоне исчезает.

Большие отрицательные углы натекания при низких напорах, очевидно, вызывают также образование кавитационных разрушений на выходной кромке тыльной стороны лопастей.

Нужно отметить, что приведенные здесь теоретические расчеты углов натекания и скоростей потока являются лишь первым приближением, позволяющим как-то оценить общие закономерности развития эрозии в зависимости от мощности и напора турбины.

14. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

Теоретические, расчетные исследования в машиностроении, как правило, в той или иной степени должны дополняться экспериментальными. В большинстве случаев экспериментальные исследования проводятся не на промышленных образцах, а на лабораторных моделях. Модели могут быть больше или меньше (в частном случае одинаковы) по размерам, чем натурные машины, в зависимости от того, как это удобно для эксперимента. При экспериментальных исследованиях гидротурбин применяются модели, уменьшенные в 10—40 раз по сравнению с натурой. В гидротурбостроении широко применяются методы моделирования. Сложность рабочего процесса не позволяет определять все необходимые параметры и характеристики машины расчетным, теоретическим путем. Исследования натурной турбины в эксплуатационных условиях представляют большие технические трудности, ограничены узким диапазоном возможного изменения режимов работы и не позволяют получить достаточную точность измеряемых величин.

Кроме того, модифицирование элементов турбины, поиски лучших вариантов в натуральных условиях практически вообще невозможны. Индивидуальное или мелкосерийное производство, характерное для гидротурбостроения, не позволяет также вести отработку конструкции на головном образце.

Необходимые условия проведения эксперимента на модели определяются теорией подобия. Теория подобия регламентирует также границы и условия применимости результатов экспериментальных и теоретических исследований. Кроме геометрического подобия модели и природы, при экспериментах должны быть выдержаны требования механического (кинематического и динамического) подобия. Кинематическое подобие означает, что в любых сходственных точках модели и природы в сходственные моменты времени векторы скорости должны быть одинаково ориентированы, иметь одинаковые направления и отношение их модулей должно быть постоянным. Аналогичное требование относительно сил, действующих на соответственные элементы объема или поверхности воды в модели и натуре, определяет динамическое подобие.

При изменении режима работы гидравлической турбины могут меняться геометрия проточной части, распределение скоростей и сил. Следовательно, подобие может иметь место только при соответственных, так называемых изогональных, режимах работы модели и природы. Теория подобия устанавливает определенные критерии граничных и начальных условий, физических констант, обеспечивающие подобие явлений в соответствии с природой действующих сил. При гидромеханических процессах, происходящих в гидротурбине, действуют силы различного рода. Каждому из них соответствуют определенные критерии подобия, которые необходимо выдерживать при моделировании. Смоделировать все действующие силы одновременно технически невозможно или практически нецелесообразно. Поэтому необходимо различать существенные и несущественные критерии подобия.

Прежде чем перейти к анализу условий подобия явлений кавитации в гидротурбинах, рассмотрим условия подобия рабочего процесса гидротурбины при отсутствии кавитации. На основании тождественности уравнений Навье—Стокса, основных дифференциальных уравнений динамики вязкой несжимаемой сплошной жидкости для двух подобных между собой процессов, в теории подобия доказывается, что необходимым и достаточным условием обеспечения механического подобия (кроме геометрического подобия) является равенство для модели и природы четырех безразмерных величин, называемых критериями механического подобия:

числа Струхала

$$\text{Sh} = \frac{cT}{l}; \quad (\text{III.1})$$

числа Эйлера

$$\text{Eu} = \frac{p}{\rho c^2}; \quad (\text{III.2})$$

числа Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{cl}{\nu}; \quad (\text{III.3})$$

числа Фруда

$$\text{Fr} = \frac{c^2}{gl}, \quad (\text{III.4})$$

где c — характерная скорость потока; l — характерный линейный размер; p — перепад давления между двумя характерными точками; T — характерный период времени; ν — кинематический коэффициент вязкости.

Равенство чисел Струхала свидетельствует о том, что отношения конвективных составляющих инерционных сил к локальным одинаковы в обеих сравниваемых системах. Так как рабочий процесс гидротурбины сопровождается вращением рабочего колеса, и, следовательно, абсолютное движение потока нестационарно,

в данном случае число Струхала выражается отношением характерной абсолютной скорости (например, расходной составляющей) к переносной.

В рабочем процессе гидротурбины кроме сил инерции определяющими являются силы давления. Число Эйлера выражает собой отношение сил давления к силам инерции. В выражении для числа Эйлера под давлением p следует понимать перепад давлений между двумя характерными точками. Если перепад давления p в формуле (III.2) для числа Эйлера принять соответствующим напору турбины H , который задан наперед как граничное условие,

$$p = \gamma H, \quad (\text{III.5})$$

а за скорость c принять некоторую среднерасходную скорость потока, проходящего через некоторое поперечное сечение проточной части с площадью F , то расход через турбину можно представить в следующем виде:

$$Q = cF = F \sqrt{\frac{\gamma H}{\rho Eu}} = \frac{F}{D_1^2 \sqrt{2Eu}} D_1^2 \sqrt{2gH}. \quad (\text{III.6})$$

Очевидно, что безразмерный коэффициент

$$Q_1^* = \frac{F}{D_1^2 \sqrt{2Eu}} \quad (\text{III.7})$$

одинаков для подобных турбин при изогональных режимах работы. Коэффициент Q_1^* для геометрически подобных турбин однозначно связан с числом Eu и, следовательно, тоже может служить критерием подобия. В практике гидротурбостроения традиционно используется аналогичный, но размерный коэффициент

$$Q_1' = \frac{F \sqrt{g}}{D_1^2 \sqrt{Eu}} = Q_1^* \sqrt{2g}, \quad (\text{III.8})$$

который называется приведенным расходом (II.17). Приведенный расход удобен в пользовании. Расход через турбину выражается простой формулой

$$Q = Q_1' D_1^2 \sqrt{H}. \quad (\text{III.9})$$

Из формулы видно, что при $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м численно

$$Q = Q_1'.$$

Поэтому приведенный расход Q_1' определяют как расход, проходящий через турбину с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м. Уместно отметить, что величина приведенного расхода зависит от ускорения силы тяжести (III.8) и потому, строго говоря, не является критерием подобия. Однако так как величина ускорения силы тяжести в зависимости от географической широты и высоты над уровнем моря меняется не более чем на 0,5%, этим обстоятельством на практике пренебрегают.

Если за характерный размер принять диаметр рабочего колеса

$$l = D_1, \quad (\text{III.10})$$

а за характерный период — время одного оборота рабочего колеса

$$T = \frac{30}{\pi n}, \quad (\text{III.11})$$

то в соответствии с формулой (III.1) для числа Струхаля число оборотов турбины

$$n = \frac{30c}{\pi D_1 \text{Sh}}. \quad (\text{III.12})$$

Если характерную скорость c выразить через напор и число Эйлера в соответствии с формулой (III.2), то получим

$$n = \frac{30}{\pi D_1 \text{Sh}} \sqrt{\frac{gH}{Eu}} = \frac{30}{\pi \text{Sh} \sqrt{2Eu}} \frac{\sqrt{2gH}}{D_1}. \quad (\text{III.12}')$$

Очевидно, что безразмерный коэффициент

$$n_1^* = \frac{30}{\pi \text{Sh} \sqrt{2Eu}} \quad (\text{III.13})$$

одинаков для подобных турбин при изогональных режимах и тоже может служить критерием подобия. В практике гидротурбостроения используется аналогичный, но размерный коэффициент

$$n_1' = \frac{30 \sqrt{g}}{\pi \text{Sh} \sqrt{Eu}} = n_1^* \sqrt{2g}, \quad (\text{III.14})$$

который называется приведенным числом оборотов (II.18). Тогда число оборотов турбины

$$n = \frac{n_1' \sqrt{H}}{D_1}. \quad (\text{III.15})$$

При $D_1 = 1$ м и $H = 1$ м численно

$$n = n_1',$$

поэтому приведенное число оборотов n_1' определяют как число оборотов турбины в минуту с диаметром рабочего колеса $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м. В отношении влияния ускорения силы тяжести на приведенное число оборотов справедливо то же замечание, которое было сделано по поводу приведенного расхода.

Специфической особенностью реактивной гидротурбины является то, что приведенный расход и приведенное число оборотов не являются независимыми друг от друга критериями. Они связаны между собой функционально. При заданной геометрии проточной части (определенные угол установки лопастей рабочего колеса φ и открытие направляющего аппарата a_0) каждому значению приведенного числа оборотов соответствует свое значение

приведенного расхода. Эта зависимость графически выражается линией открытия на пропеллерной универсальной характеристике. Следовательно, задаваясь одним из этих критериев подобия, второй можно получить как результат эксперимента.

Если рабочий процесс сопровождается какими-либо периодическими нестационарными явлениями, в результате эксперимента может быть получено число Струхала, характеризующее эти явления. В данном случае число Струхала тоже будет не критерием подобия, а лишь его следствием.

Силы давления являются основными, но не единственными, определяющими рабочий процесс. В реальной рабочей жидкости большое практическое значение имеют силы вязкости. Для моделирования этих сил необходимо, чтобы в натурной и модельной турбинах были одинаковыми числа Рейнольдса (III.3). Коэффициент вязкости довольно сильно зависит от температуры воды. При изменении температуры на $10\text{--}20^\circ$ кинематический коэффициент вязкости меняется на $30\text{--}70\%$. При $t = 0^\circ$ $\nu = 1,792 \times 10^{-2}$ см²/с, при $t = 20^\circ$ $\nu = 1,007 \cdot 10^{-2}$ см²/с. В натуральных условиях действующих ГЭС температура воды, как правило, ниже, чем в лабораторных условиях при модельных испытаниях, и, следовательно, коэффициент вязкости в натуральных условиях несколько больше. Допустим, однако, что температура воды и коэффициенты вязкости в обоих случаях одинаковы. Тогда равенство чисел Рейнольдса на модели и на натуре равносильно условию

$$c_m D_{1m} = c_n D_{1n}. \quad (\text{III.16})$$

Если при этом выдержан основной критерий подобия Эйлера, то условие (III.16) приводит к следующему условию:

$$\frac{D_{1m}}{D_{1n}} = \sqrt{\frac{H_n}{H_m}}. \quad (\text{III.17})$$

Таким образом, чтобы выдержать критерий Рейнольдса при соблюдении критерия Эйлера, необходимо, чтобы диаметры турбин были обратно пропорциональны квадратным корням из напоров. Если, например, натурная турбина с диаметром рабочего колеса $D_{1n} = 10$ м работает при напоре $H = 30$ м, то напор лабораторной установки, на которой предполагается испытывать модель этой турбины с диаметром рабочего колеса $D_{1m} = 0,5$ м, должен быть

$$H_m = H_n \left(\frac{D_{1n}}{D_{1m}} \right)^2 = 30 \left(\frac{10}{0,5} \right)^2 = 12\,000 \text{ м.}$$

Или если допустить, что напор лабораторной установки $H_m = 20$ м, то диаметр модельной турбины должен быть

$$D_{1m} = D_{1n} \sqrt{\frac{H_n}{H_m}} = 10 \sqrt{\frac{30}{20}} \approx 12,2 \text{ м,}$$

т. е. больше, чем диаметр натурной турбины. Очевидно, что ни тот, ни другой случаи неприемлемы для лабораторных исследо-

ваний. Поэтому равенство чисел Рейнольдса никогда не выдерживается при моделировании гидротурбин, т. е. силы вязкости не моделируются. Это приводит к тому, что потери вязкого трения на модели и натуре оказываются различными, нарушаются кинематическое и динамическое подобия, несколько трансформируются энергетические и кавитационные характеристики. Нарушение подобия сил вязкости является одной из основных причин масштабного эффекта при определении энергетических и кавитационных параметров турбины.

В литературе [83] можно встретить утверждение о том, что в гидротурбинах критерий Эйлера является следствием критерия Рейнольдса. Это, очевидно, недоразумение. Такое утверждение справедливо при исследовании течения вязкой жидкости в напорном трубопроводе [38], где перепад давления не задается как граничное условие, а получается в результате эксперимента при обязательном соблюдении критерия Рейнольдса. В этом отношении в гидротурбинах принципиально иное положение. В граничных условиях задается перепад (напор), а критерий Рейнольдса вообще не выдерживается.

Важно подчеркнуть, что нарушение моделирования сил вязкости в гидротурбостроении приводит к сравнительно небольшому масштабному эффекту, если размеры и напор модели не очень малы. Тогда в модельной и натурной турбинах поток характеризуется турбулентным течением в автомодельной области. Поэтому проводить испытания на очень малых моделях при низких напорах недопустимо.

Объемные гравитационные силы, для моделирования которых необходимо выдерживать одинаковым число Фруда, в гидротурбинах играют второстепенную роль. Нарушение подобия гравитационных сил, как правило, не влияет на характеристики турбины. Исключения составляют лишь некоторые частные явления: условия водозабора, если он происходит вблизи верхнего бьефа; условия работы отсасывающей трубы, если ее выходное сечение мало утоплено под уровень нижнего бьефа; условия схода отработанной воды в ковшовых турбинах. В тех случаях, когда эти условия существенны, проводятся экспериментальные исследования гидротурбинного блока в целом. Тогда выдерживание критерия Фруда является обязательным.

Преобразуем выражение для числа Фруда (III.4) с помощью формулы (III.2)

$$Fr = \frac{c^2}{gl} = \frac{\gamma H}{\rho Eu g D_1} = \frac{H}{Eu D_1}. \quad (III.18)$$

Отсюда, если основной критерий подобия Эйлера одинаков для модели и натуре, то условие моделирования по Фруду сводится к условию

$$\frac{D_{1M}}{D_{1H}} = \frac{H_M}{H_H}. \quad (III.19)$$

Важно подчеркнуть, что при моделировании по Фруду геометрическое подобие модели и природы должно включать и расположение верхнего и нижнего бьефов. Это значит, что пропорциональными диаметрам должны быть не только напоры, но и разности отметок бьефов с одной стороны и агрегата — с другой. В частности, высоты отсасывания H_s должны быть пропорциональны напорам и соответственно диаметрам рабочих колес.

Таким образом, если натурная турбина с диаметром рабочего колеса $D_{1н} = 10$ м работает при напоре $H_n = 30$ м, то напор лабораторной установки, на которой предполагается испытывать модель этой турбины с диаметром рабочего колеса $D_{1м} = 0,5$ м, должен быть

$$H_m = H_n \frac{D_{1м}}{D_{1н}} = 30 \frac{0,5}{10} = 1,5 \text{ м.}$$

Или, если допустить, что напор лабораторной установки $H_m = 20$ м, то диаметр модельной турбины должен быть

$$D_{1м} = D_{1н} \frac{H_m}{H_n} = 10 \frac{20}{30} = 6,7 \text{ м.}$$

Второй вариант вряд ли целесообразен, а первый или близкий к нему вполне реален. Уменьшение напора нежелательно из-за опасности выхода из автомодельной области и так как при этом снижается мощность, что влечет за собой снижение точности эксперимента. Однако подобные установки имеют достаточно широкое распространение в отечественной и мировой практике.

Обратим внимание на то, что условие (III.17) моделирования сил вязкости, хотя и очень сложно и практически нецелесообразно, принципиально может быть выдержано; условие (III.19) моделирования гравитационных сил выдерживается даже без особых трудностей. Но, как легко видеть, условия (III.17) и (III.19) несовместимы между собой и одновременно не могут быть выдержаны.

Частный случай, когда $D_{1м} = D_{1н}$ и, следовательно, $H_m = H_n$, к вопросам подобия по существу не имеет отношения.

Рассмотренные критерии практически исчерпывают все условия динамического подобия течений сплошной несжимаемой жидкости. Однако при переходе к течениям с кавитацией этих критериев становится недостаточно. Процесс существенно осложняется, и его моделирование требует дополнительных специальных условий.

15. ПОДОБИЕ ПРИ КАВИТАЦИИ

Рассмотрим условия моделирования момента возникновения кавитации. По общепринятым представлениям, кавитация начинается там, где имеет место минимальное давление, и в тот момент, когда величина этого давления, снижаясь, практически достигает

величины давления насыщенных паров. Идентичность локализации зоны минимального давления в двух подобных системах обеспечивается обычными критериями динамического подобия. Однако для того, чтобы при изогональных режимах в этих обеих системах возникла кавитация, необходимо выдержать дополнительное условие

$$p_{\min} = p_d. \quad (\text{III.20})$$

Давление насыщенных паров зависит от температуры воды в соответствии с данными табл. III.1. Если в обеих системах температура воды одинакова, то условие (III.20) будет равносильно условию

$$p_{\min 1} = p_{\min 2} = p_d. \quad (\text{III.20}')$$

В п. 7 отмечалось, что условие $p_{\min} = p_d$ соответствует равенству кавитационных коэффициентов турбины и установки

$$\sigma_{\text{турб}}^* = \sigma_{\text{уст}},$$

если положить $h_k = 0$. Можно показать, что кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{турб}}^*$ является следствием числа Эйлера Eu и практически одинаков для серии подобных турбин при изогональных режимах. Действительно, если c_n и c_m — характерные скорости природы и подобной ей модели, то очевидно, что отношения любых пар сходственных скоростей к ха-

рактерным скоростям для модели и природы одинаковы, т. е.

$$\frac{\omega_{\text{KH}}}{c_n} = \frac{\omega_{\text{KM}}}{c_m} = K_{\omega_k}; \quad (\text{III.21})$$

$$\frac{u_{\text{KH}}}{c_n} = \frac{u_{\text{KM}}}{c_m} = K_{u_k} \text{ и т. д.} \quad (\text{III.21}')$$

С другой стороны, напор можно выразить через характерный перепад давления в соответствии с формулой (III.5):

$$H_n = \frac{p_n}{\gamma} \quad (\text{III.22})$$

и

$$H_m = \frac{p_m}{\gamma}. \quad (\text{III.22}')$$

Тогда выражение (II.6) для кавитационного коэффициента турбины, учитывая формулу (III.2) для числа Эйлера, можно представить в следующем виде:

$$\sigma_{\text{турб}}^* = \frac{c^2 [(K_{\omega_k}^2 - K_{u_k}^2) - (K_{\omega_2}^2 - K_{u_2}^2) + K_{c_2}^2]}{2 \frac{\rho}{\rho}} - \zeta_{\text{к-3}} = \frac{1}{Eu} \frac{(K_{\omega_k}^2 - K_{u_k}^2) - (K_{\omega_2}^2 - K_{u_2}^2) + K_{c_2}^2}{2} - \zeta_{\text{к-3}}. \quad (\text{III.23})$$

Так как число Эйлера и коэффициенты K в числителе первого члена для подобных систем одинаковы, то и кавитационный коэффициент турбины одинаков с точностью до разницы в коэффициентах потерь $\zeta_{\text{к-3}}$. Таким образом, кавитационный коэффициент турбины является следствием основного критерия подобия числа Эйлера и по существу сам является критерием подобия.

Иное дело кавитационный коэффициент установки $\sigma_{\text{уст}}$. Он не является критерием подобия, но может служить параметром, характеризующим степень развития кавитации на данной установке, если его величину сравнивать с величиной кавитационного коэффициента турбины. Если

$$\sigma_{\text{уст}} < \sigma_{\text{турб}}^*$$

то $p_{\text{min}} < p_d$ и имеет место кавитация, причем, чем меньше $\sigma_{\text{уст}}$ по сравнению с $\sigma_{\text{турб}}^*$ (чем меньше p_{min} по сравнению с p_d), тем кавитация более развита. Наоборот, если

$$\sigma_{\text{уст}} > \sigma_{\text{турб}}^*$$

то $p_{\text{min}} > p_d$ и кавитация при выше сделанных допущениях должна отсутствовать, причем, чем больше $\sigma_{\text{уст}}$ по сравнению с $\sigma_{\text{турб}}^*$ (чем больше p_{min} по сравнению с p_d), тем менее вероятно возникновение кавитации.

Рассмотрим две подобные турбины при изогональных режимах. Критерий Эйлера выдержан и, следовательно, перепады давления между любыми двумя точками одной турбины и сходственными точками другой турбины пропорциональны. Если напоры этих турбин не равны друг другу, то только одно значение абсолютного давления может быть одинаковым в сходственных точках обоих турбинных блоков или такого значения давления вообще может не быть. При моделировании по Фрудру, когда геометрическое подобие охватывает положение верхнего и нижнего бьефа, таким давлением является атмосферное давление над бьефами. Следовательно, значения любых других давлений в сходственных точках и, в частности, минимального давления p_{min} в этих турбинах будут различны. При кавитационных испытаниях необходимо иметь возможность обеспечивать условие

$$p_{\text{min н}} = p_{\text{min м}} = p_d.$$

Тогда давления над бьефами модели и природы должны быть различны. В натуральных условиях над бьефами атмосферное давление B , и для выдерживания условия (III.20') над бьефами модельной турбины надо создавать иное давление: $B^* < B$. Величина B^* может быть найдена из следующих рассуждений. Надо обеспечить равенство кавитационных коэффициентов установки модели и природы $\sigma_{уст. м} = \sigma_{уст. н}$

$$\sigma_{уст. н} = \frac{B - \frac{\rho d_n}{\gamma} - H_{S_n}}{H_n} = \frac{B^* - \frac{\rho d_m}{\gamma} - H_{S_m}}{H_m} = \sigma_{уст. м}. \quad (III.24)$$

Т а б л и ц а III.2
Знак при величине $\Delta\sigma$

φ	h_k		
	+	0	-
>1	+	0	-
1	0	0	0
<1	-	0	+

Так как при моделировании по Фруду

$$\frac{H_{S_n}}{H_n} = \frac{H_{S_m}}{H_m}, \quad (III.25)$$

то, полагая, что температура воды в натуральных и лабораторных условиях одинакова и, следовательно, $\rho_{d_n} = \rho_{d_m} = \rho_d$, получим

$$B^* = B - \left(B - \frac{\rho d}{\gamma} \right) \left(1 - \frac{H_m}{H_n} \right) \quad (III.26)$$

или, если пренебречь малой по сравнению с B величиной $\rho d/\gamma$,

$$B^* = B \frac{H_m}{H_n}. \quad (III.26')$$

При обычных кавитационных испытаниях турбин критерий Фруда не выдерживается и зависимости (III.25) и (III.26) непосредственно не имеют место. Однако положение нижнего бьефа при модельных испытаниях обычно мало отличается от того, которое требуется при моделировании по Фруду, и порядок давления над нижним бьефом может оцениваться по формуле (III.26). Создавать такое же давление над верхним бьефом технически не рационально, и потому давления над верхним и нижним бьефами при модельных испытаниях в отличие от натуральных условий различны.

В приведенных выше рассуждениях положено, что $h_k = 0$, т. е. что точка с минимальным давлением находится в плоскости отсчета высоты отсасывания. В действительности положение точки минимального давления на лопасти, как правило, неизвестно и меняется от режима к режиму.

Если не пренебрегать величиной h_k , то условие (II.7) должно быть заменено условием [81]

$$\sigma_{уст} = \sigma_{турб} + \Delta\sigma = \sigma_{турб}^{**}, \quad (III.27)$$

где (см. п. 7)

$$\Delta\sigma = \frac{h_k}{H}. \quad (III.28)$$

Условия моделирования не будут нарушены, если

$$\Delta\sigma_n = \Delta\sigma_m, \quad (\text{III.29})$$

что имеет место при пропорциональности напора и геометрических размеров

$$\left(\frac{D_1}{H}\right)_n = \left(\frac{D_1}{H}\right)_m. \quad (\text{III.30})$$

В этом случае условие (III.27) будет идентично условию (II.7). Условие (III.30) формально совпадает с требованием критерия Фруда (III.19). В действительности гравитационные силы в данном случае не имеют значения. Дело лишь в условности назначения базы отсчета высоты отсасывания. Однако важно, что при моделировании по Фруду автоматически выдерживается условие (III.30). Чаше критерий Фруда не выдерживается и

$$\Delta\Delta\sigma = \Delta\sigma_n - \Delta\sigma_m \neq 0. \quad (\text{III.31})$$

Если $\Delta\Delta\sigma > 0$, то в натуральных условиях $\sigma_{\text{турб}}^{**}$ будет фактически больше, чем определен при модельных испытаниях. Если $\Delta\Delta\sigma < 0$, то наоборот.

В табл. III.2 дается знак при величине $\Delta\Delta\sigma$ в зависимости от знака величины h_k (см. рис. II.1) и соотношения $\frac{(D_1/H)_n}{(D_1/H)_m} = \varphi$.

Анализ показывает, что при лабораторных испытаниях радиально-осевых турбин с большими, близкими к натурным напорами в том случае, когда точка минимального давления расположена в зоне выходной кромки лопасти, кавитационный коэффициент турбины может оказаться завышенным на 0,015—0,020, а при испытаниях низконапорных горизонтальных турбин ошибка может доходить до 0,10—0,15.

Международным кодом модельных испытаний [42] предписывается выдерживать условие (III.30), если высотная разность входной и выходной кромок больше четверти напора турбины.

Для дальнейшего необходимо связать кавитационный коэффициент, используемый в гидротурбостроении, с числом кавитации, применяемым в гидромеханике при исследовании обтекания решеток профилей и изолированных профилей.

В п. 2 было дано выражение для числа кавитации (I.4), применяемого как безразмерный параметр степени развития кавитации при исследовании неподвижных элементов гидромашин. Если исследуется наиболее нагруженная в кавитационном отношении решетка профилей из числа составляющих лопастную систему рабочего колеса поворотнолопастной турбины, которая определяет кавитационные качества рабочего колеса, то каждому значению числа кавитации k должно соответствовать определенное значение кавитационного коэффициента установки $\sigma_{\text{уст}}$.

На рис. III.1 представлена схема решетки профилей в рабочем участке кавитационной турбы. Вдали перед решеткой поток

характеризуется давлением p_∞ и скоростью v_∞ , чему соответствует число кавитации

$$k = \frac{p_\infty - p_d}{\rho \frac{v_\infty^2}{2}}. \quad (\text{III.32})$$

Если пренебречь разностью высотных отметок в зоне рабочего колеса и потерями, то давление перед соответствующей решеткой

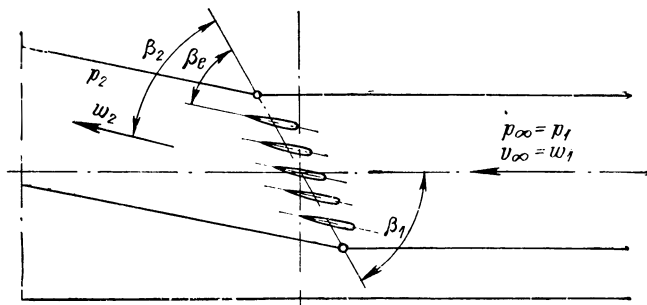


Рис. III.1. Схема решетки профилей в рабочем участке кавитационной трубы

профилей рабочего колеса турбины можно получить в следующем виде (рис. II.1 и III.1):

$$p_\infty = p_1 = \gamma(B + H - H_s) - \rho \frac{c_1^2}{2}. \quad (\text{III.33})$$

Скорость перед решеткой

$$v_\infty = \omega_1, \quad (\text{III.34})$$

где c_1 и ω_1 — абсолютная и относительная скорости на входе в рабочее колесо в соответствующем цилиндрическом сечении.

Подставим в выражение (III.32) полученные значения p_∞ и v_∞ и разделим числитель и знаменатель на gH

$$\begin{aligned} k &= \frac{p_\infty - p_d}{\rho \frac{v_\infty^2}{2}} = \frac{\gamma(B + H - H_s) - \rho \frac{c_1^2}{2} - p_d}{\rho \frac{\omega_1^2}{2gH} gH} = \\ &= \frac{B - \frac{p_d}{\gamma} - H_s}{H} + \frac{H}{H} - \frac{c_1^2}{2gH} = \frac{\sigma_{\text{уст}} + 1 - \alpha_{c_1}^2}{\alpha_{\omega_1}^2}. \end{aligned} \quad (\text{III.32}')$$

В последнем выражении $\sigma_{уст}$ принято в соответствии с формулой (II.5). Скоростные коэффициенты:

$$\alpha_{c_1} = \frac{c_1}{\sqrt{2gH}} \quad (III.35)$$

и

$$\alpha_{\omega_1} = \frac{\omega_1}{\sqrt{2gH}} \quad (III.36)$$

являются следствиями критерия Эйлера.

Из выражения (III.32') имеем

$$\sigma_{уст} = k\alpha_{\omega_1}^2 + \alpha_{c_1}^2 - 1. \quad (III.37)$$

Таким образом, между числом кавитации k и кавитационным коэффициентом установки $\sigma_{уст}$ при данном изогональном режиме ($\alpha_i = \text{const}$) имеет место линейная зависимость. При изменении режима зависимость меняется, но остается линейной. Так как $\alpha_{\omega_1}^2 > 0$, изменение $\sigma_{уст}$ и k всегда происходит в одну сторону.

Если минимальное давление на профиле равно давлению насыщенных паров $p_{\min} = p_d$, то, полагая, как обычно, $h_k = 0$ и пренебрегая потерями, получим, что

$$\sigma_{уст} = \sigma_{турб}^* = \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_2^2 + c_2^2}{2gH}. \quad (III.38)$$

Здесь, принято что решетка профилей расположена на цилиндрической поверхности, поэтому $u_k = u_2 = u$, а $\omega_k = \omega_{\max}$. Подставим выражение (III.38) в (III.32'). Тогда

$$\begin{aligned} k &= \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_2^2 + c_2^2 - c_1^2 + 2gH + \omega_1^2 - \omega_1^2}{\omega_1^2} = \\ &= \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_1^2}{\omega_1^2} = \frac{\omega_{\max}^2}{\omega_1^2} - 1 = -\bar{p}_{\min} = k_{кр}, \end{aligned}$$

так как по основному уравнению турбины

$$(c_1^2 - \omega_1^2) - (c_2^2 - \omega_2^2) = 2u(c_{u1} - c_{u2}) = 2gH. \quad (III.39)$$

Кроме того, из уравнения Бернулли (II.2) для точки 1 (рис. II.1) на входной кромке и точки с минимальным давлением

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\omega_1^2}{2g} = \frac{p_{\min}}{\gamma} + \frac{\omega_{\max}^2}{2g} \quad (III.40)$$

следует

$$\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_{\min}}{\gamma}.$$

Отсюда минимальный коэффициент давления

$$\bar{p}_{\min}^* = \frac{p_{\min} - p_1}{\rho \frac{\omega_1^2}{2}} = 1 - \frac{\omega_{\max}^2}{\omega_1^2}. \quad (\text{III.41})$$

В п. 2 было показано, что минимальный коэффициент давления равен критическому значению числа кавитации $k_{кр}$, взятому с обратным знаком (I.6'). Таким образом, условие (III.38)

$$\sigma_{уст} = \sigma_{турб}^*$$

соответствует условию

$$k = k_{кр}. \quad (\text{III.42})$$

Число кавитации k является аналогом кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$. Оно может служить параметром, характеризующим степень развития кавитации, если его величину сравнивать с величиной критического числа кавитации $k_{кр}$. Критерием подобия число кавитации не является.

Критическое значение числа кавитации $k_{кр}$ является аналогом кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{турб}^*$. И тот, и другой являются следствием основного критерия подобия Эйлера и сами могут служить критериями подобия, так же как любым образом составленные коэффициенты давления.

Коэффициент давления в формуле (III.41) следует отличать от часто применяемого при расчете проточной части гидротурбин коэффициента давления, отнесенного к скорости ω_2 ,

$$\bar{p}^{**} = \frac{p - p_2}{\rho \frac{\omega_2^2}{2}}. \quad (\text{III.43})$$

В экспериментальной аэродинамике обычно применяется коэффициент давления, отнесенный к скорости v_∞ (I.5) или средневекторной скорости ω_∞

$$\bar{p} = \frac{p - p_\infty}{\rho \frac{\omega_\infty^2}{2}}, \quad (\text{III.44})$$

где

$$\omega_\infty = \left| \frac{\bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_2}{2} \right| \approx \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}. \quad (\text{III.45})$$

Можно показать, что

$$\bar{p}^* = 1 - (1 - \bar{p}^{**}) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = 1 - (1 - \bar{p}) \left(\frac{\omega_\infty}{\omega_1} \right)^2. \quad (\text{III.46})$$

Аналогично могут быть образованы разные числа кавитации k и $k_{кр}$. При анализе экспериментальных и расчетных результатов можно сопоставлять только соответствующие друг другу коэффициенты давления и числа кавитации.

В выражения для коэффициентов давления (III.41), (III.43) и (III.44) входят значения давлений и скоростей перед и за решеткой или соответствующие средневекторной скорости. Эти величины различны для разных решеток профилей, составляющих лопастную систему рабочего колеса, и для турбины не являются внешними, заданными наперед параметрами. Поэтому в гидротурбинах применяется иногда другой коэффициент давления, названный в работе [83] относительным давлением

$$\bar{h}^* = \frac{p - B}{\gamma H}. \quad (\text{III.47})$$

Здесь B — напор, соответствующий атмосферному давлению, и H — напор турбины — всегда известны. В точке профиля с минимальным давлением p_{\min}

$$\bar{h}_{\min}^* = \frac{p_{\min} - B}{\gamma H}. \quad (\text{III.47}')$$

Сопоставляя формулу (III.47') с зависимостью (II.14), получаем

$$\sigma_{\text{турб}}^* = -\bar{h}_{\min}^* - \frac{H_s}{H} \quad (\text{III.48})$$

и при $H_s = 0$

$$\sigma_{\text{турб}}^* = -\bar{h}_{\min}^*. \quad (\text{III.48}')$$

Таким образом, относительное давление при $H_s = 0$ равно кавитационному коэффициенту турбины с обратным знаком. Нетрудно видеть, что равенство (III.48') аналогично равенству (I.6'), связывающему минимальный коэффициент давления и критическое число кавитации.

По результатам испытаний изолированного профиля в кавитационной трубе тоже можно в некоторой степени судить об обтекании профиля в решетке рабочего колеса. Причем обтекание изолированного профиля отличается от обтекания профиля в решетке тем меньше, чем меньше густота решетки l/t , т. е. чем быстрее решетка. На рис. III.2 представлена схема изолированного профиля в рабочем участке кавитационной трубы. Скорости и давления до и после изолированного профиля одинаковы, поэтому при сравнении с решеткой, у которой скорости и давления на входе и выходе различны, вместо условия (III.34) правильнее принять следующее:

$$v_{\infty} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \approx \omega_{\infty} \quad (\text{III.49})$$

и вместо условия (III.33) следующее:

$$p_{\infty} = p_1 + \frac{\rho \omega_1^2}{2} - \frac{\rho \omega_{\infty}^2}{2}. \quad (\text{III.50})$$

Отсюда

$$p_{\infty} = \gamma (B + H - H_s) - \frac{\rho c_1^2}{2} + \frac{\rho \omega_1^2}{2} - \frac{\rho \omega_{\infty}^2}{2}. \quad (\text{III.50}')$$

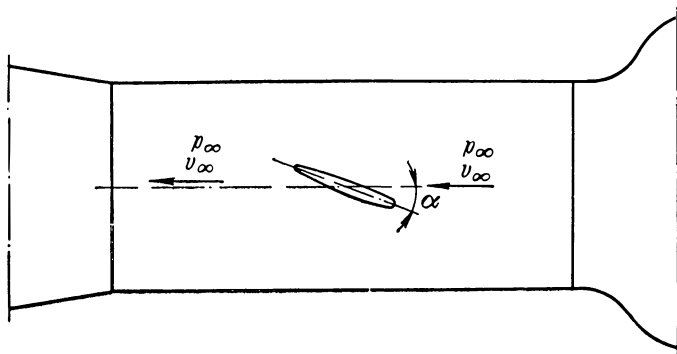


Рис. III.2. Схема изолированного профиля в рабочем участке кавитационной трубы

Выполнив аналогичные вышеприведенным преобразования, получим для случая испытания изолированного профиля

$$k = \frac{\sigma_{\text{уст}} + 1 - \alpha_{c_1}^2 + \alpha_{\omega_1}^2 - \alpha_{\omega_{\infty}}^2}{\alpha_{\omega_{\infty}}^2}; \quad (\text{III.51})$$

$$\sigma_{\text{уст}} = \alpha_{\omega_{\infty}}^2 (k + 1) + \alpha_{c_1}^2 - \alpha_{\omega_1}^2 - 1. \quad (\text{III.52})$$

Формулы (III.51) и (III.52) используются при анализе полученных результатов и увязке их с конкретными режимами работы турбины.

Коэффициенты давления являются критериями подобия и одинаковы в сходственных точках подобных турбин при изогональных режимах. Поэтому эпюры давления для серии подобных турбин представляются в виде кривых зависимости коэффициента давления от безразмерной координаты контура профиля лопасти (рис. I.3, I.8). Аналогичные безразмерные эпюры давления могут быть представлены в координатах относительного давления \bar{h}^* — s/L , где L — полная длина контура профиля и s — координата точки по контуру, начиная с выходной кромки профиля. По безразмерной эпюре, пересчитав ординаты по формулам

$$h^* = \frac{p}{\gamma} - B = H \bar{h}^* \quad (\text{III.53})$$

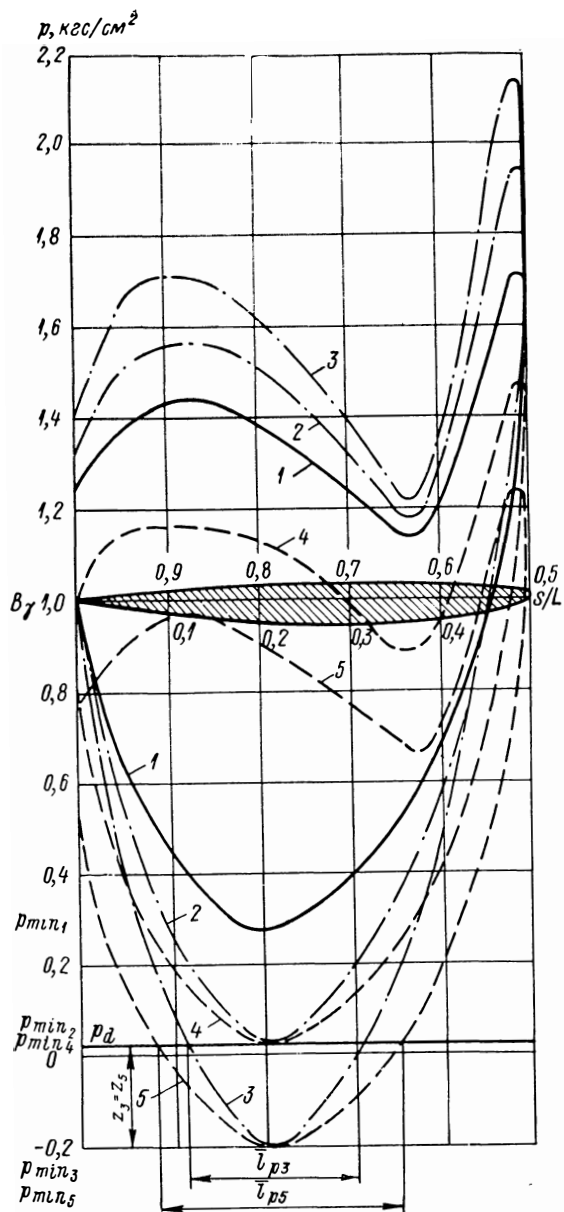


Рис. III.3. Размерные эпюры распределения давления по одному и тому же профилю лопастей реактивной турбины при изменении напора и высоты отсасывания:

- 1 — исходная при H_1 и $H_{s1} = 0$; 2 — при $H_2 > H_1$ и $H_{s2} = H_{s1} = 0$;
 3 — при $H_3 > H_2 > H_1$ и $H_{s3} = H_{s2} = H_{s1} = 0$;
 4 — при $H_4 = H_1$ и $H_{s4} > H_{s1} = 0$; 5 — при $H_5 = H_4 = H_1$ и $H_{s5} > H_{s4}$

или

$$\frac{p}{\gamma} = B + H\bar{h}^*, \quad (\text{III.54})$$

можно получить избыточные или абсолютные давления в метрах водяного столба для конкретной турбины и построить размерную эпюру давления. Обозначим через \bar{h}_0 и h_0^* величины \bar{h} и h при $H_s = 0$. Тогда формулы (III.53) и (III.54) преобразуются к виду:

$$h' = H\bar{h}_0^* - H_s \quad (\text{III.53}')$$

и

$$\frac{p}{\gamma} = B + H\bar{h}_0' - H_s. \quad (\text{III.54}')$$

Обычно на безразмерных эпюрах давления по оси ординат откладываются величины \bar{h}_0^* . На рис. III.3 представлено несколько размерных эпюр в абсолютных давлениях. Исходная эпюра 1 построена для некоторого значения напора H_1 и высоты отсасывания $H_{s1} = 0$. Вся эпюра находится выше линии $p = p_d$ и, следовательно, $p_{\min} > p_d$ и кавитация отсутствует. Если напор увеличивать, то пропорционально возрастет разность ординат между верхней и нижней частями эпюры. Если при этом остается $H_{s2} = 0$, то при некотором значении напора $H_2 > H_1$ эпюра достигает линии $p = p_d$ и, следовательно, $p_{\min 2} = p_d$, $\sigma_{\text{турб}} = \sigma_{\text{уст}}$, должна возникнуть кавитация. Этому случаю соответствует на рис. III.3 эпюра 2. При дальнейшем увеличении напора минимальное расчетное давление теоретически может стать меньше давления парообразования и даже меньше нуля. Другими словами, в жидкости возникают расчетные растягивающие напряжения (эпюра 3). На лопасти при этом имеет место целая зона с давлением ниже давления парообразования протяженностью l_{p3} . Если при неизменном напоре увеличивать высоту отсасывания, то вся эпюра, не меняя своих очертаний, опускается вниз и при некотором значении H_{s4} достигает линии $p = p_d$ и, следовательно, тоже должна возникнуть кавитация (эпюра 4). При дальнейшем увеличении высоты отсасывания p_{\min} становится меньше p_d и тоже возникают растягивающие напряжения (эпюра 5). Если $p_{\min 3} = p_{\min 5} < p_d$, то, как обращено внимание в работе (87), $l_{p3} < l_{p5}$, т. е. при меньшем напоре протяженность зоны разрежения на профиле больше, чем при большем напоре. Здесь мы рассмотрели трансформацию эпюры давления одной и той же лопасти при изменении напора и высоты отсасывания.

До сих пор рассматривались условия подобия момента начала кавитации. После возникновения кавитации имеет место двухфазное течение, вопросы моделирования которого пока недостаточно разработаны из-за большой сложности. Можно лишь утверждать, что для моделирования таких течений, кроме рассмотренных выше критериев, должны быть учтены критерии подобия сил поверх-

ностного натяжения (критерий Вебера), сжимаемости жидкости (критерий Маха), ряд критериев подобия термодинамических процессов, подобие распределения газовых включений как по количеству, так и по размерам в сходственных объемах жидкости [39].

При испытании удастся обеспечить лишь частичное подобие, что приводит к появлению масштабного эффекта.

16. МАСШТАБНЫЙ ЭФФЕКТ КАВИТАЦИИ

Выше рассмотрены условия подобия момента начала кавитации. Показано, что в пределах схемы идеальной жидкости (пренебрегая потерями) и при пренебрежении величиной h_k ($h_k = 0$) момент начала кавитации в гидротурбинах удовлетворительно моделируется. Однако упомянутые только что допущения, а также другие неучтенные обстоятельства приводят к тому, что фактически на модели и натуре кавитация начинается при несколько различных кавитационных коэффициентах установки. Это различие принято называть масштабным эффектом. Положение еще больше осложняется, когда рассматриваются режимы с достаточной степенью развития кавитации. Приходится исходить из допущения, что при одинаковых отклонениях числа кавитации от его критического значения или кавитационного коэффициента турбины в подобных установках кавитационные течения подобны. Ниже исследуется влияние различных факторов на степень фактического отклонения от подобия по внешним параметрам течения. Эти отклонения от подобия тоже принято относить к масштабному эффекту.

Рассмотрим некоторые обстоятельства, приводящие к масштабному эффекту кавитации и кавитационной эрозии в гидротурбинах.

1. Выше мы исходили из того, что кавитация начинается при снижении минимального давления на лопасти до давления парообразования. В то же время известно, что при некоторых весьма жестких лабораторных условиях вода может выдерживать без кавитации растягивающие напряжения в несколько сот атмосфер. В условиях реальных течений могут создаваться различные ситуации по турбулентности, газосодержанию, спектру газовых включений, чистоте обработки обтекаемой поверхности, абсолютной величине скорости и протяженности зоны низкого давления, которые обуславливают начало кавитации при средних давлениях, несколько меньших или даже несколько больших давления парообразования. Например, вода в условиях действующей ГЭС насыщена воздухом ($\alpha = 1,8 \div 2,0\%$), так как в водохранилище вода по большой поверхности соприкасается с атмосферой. В лабораторных установках воздухосодержание воды, как правило, меньше и составляет $\alpha_2 = 0,2 \div 1,5\%$, так как над свободной поверхностью создается пониженное давление и воздух выделяется из воды. Кроме того, прочность воды определяется максимальным зароды-

шем, а вероятность появления максимального зародыша больше в большем объеме жидкости. Исходя из этих соображений, прочность воды в натуральных условиях должна быть меньше и кавитация там должна начинаться раньше, чем в лабораторных условиях. Но, с другой стороны, есть основания считать, что прочность воды определяется не общим, а свободным воздухом содержанием, наличием нерастворенных газовых зародышей. В лабораторных замкнутых установках в процессе кавитации генерируются газовые пузыри, и свободное воздухом содержание доходит иногда до $\alpha_{св} = 10^{-5} \%$, а в натуральных условиях, особенно на высоконапорных ГЭС, вода перед поступлением в турбину подвергается большому сжатию, что приводит к растворению значительной части кавитационных зародышей, и свободное воздухом содержание снижается на несколько порядков, доходя до $\alpha_{св} = 10^{-9} \div 10^{-10} \%$. Эти процессы упрочняют воду в натуральных условиях и снижают ее прочность в лабораторных установках. Пока трудно сказать, какие из этих процессов преобладают и имеют ли они вообще практическое значение в гидротурбостроении. При исследовании обтекания изолированного профиля на кавитационной трубе пузырьковая кавитация возникала при разных давлениях, отличающихся от давления парообразования иногда до $\pm 0,5$ м вод. ст., причем за истинное давление принималось давление по эпюре, полученной при бескавитационном обтекании. При пленочных формах кавитации эпюра давлений бескавитационного обтекания сильно деформируется и определить истинное давление начала кавитации затруднительно, но статистически устойчивое начало кавитации имеет место при давлении парообразования.

2. Мы исходили из того, что для возникновения кавитации достаточно, чтобы в одной какой-то точке давление было равно давлению парообразования. В действительности, для того чтобы кавитационный зародыш развился до кавитационной каверны, необходимо, чтобы он, хоть и небольшое, но конечное время испытывал растягивающие напряжения. Таким образом, кавитация возникнет только в том случае, если в достаточно протяженной зоне будут иметь место конечные растягивающие напряжения

$$z = p_d - p_1, \quad (\text{III.55})$$

т. е.

$$p < p_d. \quad (\text{III.56})$$

При равных кавитационных коэффициентах установки величины растягивающих напряжений z и продолжительности их действия на кавитационный зародыш различны. Это тоже обуславливает масштабный эффект.

3. Кавитационный коэффициент турбины определяется при лабораторных испытаниях модели на кавитационном стенде. При этом, как отмечалось в п. 7, делается допущение о том, что, во-первых, резкое изменение энергетических параметров происходит

в момент начала кавитации и, во-вторых, что кавитация начинается при достижении минимального давления на лопасти рабочего колеса величины давления парообразования. О втором допущении говорилось выше. Первое допущение тоже влечет за собой серьезные масштабные проявления. Опыт эксплуатации гидротурбин и лабораторные исследования [57] уже давно показали, что кавитация и кавитационная эрозия наблюдаются задолго до резкого изменения энергетических параметров. На энергетические параметры кавитация начинает влиять при достаточной степени развития, а условия для возникновения кавитационной эрозии создаются практически одновременно с возникновением кавитации. Приведенные выше зависимости для кавитационного коэффициента турбины получены из анализа бескавитационного течения. Таким образом, формулы подобия, выведенные для условий бескавитационного течения, фактически применяются к кавитирующим потокам.

На степень несоответствия моментов начала кавитации $\sigma_{турб}^*$ и изменения внешних параметров $\sigma_{турб}$ влияет характер распределения давления по лопасти. При выравненной эпюре на тыльной поверхности лопасти небольшое уменьшение давления по сравнению с давлением парообразования приводит к резкому увеличению протяженности зоны растягивающих напряжений (рис. III.4, 1), что создает условия для достаточного срыва параметров развития кавитации за рабочим колесом. В этом случае разность

$$\sigma_{турб} - \sigma_{турб}^* = \delta\sigma \quad (III.57)$$

невелика. Если эпюра крутая (рис. III.4, 2), то $\delta\sigma$ возрастет. Срыв наступит только тогда, когда минимальное давление основной части эпюры $p_{мин\ сн}$ станет существенно ниже давления парообразования.

На эпюре распределения давления по профилю в решетке имеется иногда не одно, а два значения минимального давления (рис. III.4, 3): в зоне пика разрежения на входной кромке — $p_{мин\ п}$ и в средней части спинки профиля — $p_{мин\ сн}$. Соответственно по формуле

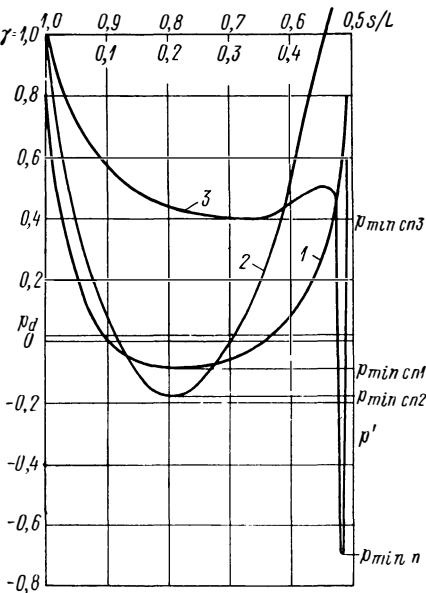


Рис. III.4. Эпюры распределения давления по профилю лопасти реактивной турбины:

1 — пологая; 2 — крутая; 3 — с пиком разрежения

(III.14) могут быть получены два значения кавитационного коэффициента турбины — $\sigma_{\text{турб. п}}^*$ и $\sigma_{\text{турб. сп}}^*$. Так как протяженность части лопасти с $p \approx p_{\text{min п}}$ очень мала, кавитация не успевает развиться при $p_{\text{min п}} = p_d$ и начинается при некотором давлении $p' \leq p_d$, но большем, чем $p_{\text{min п}}$. Чем более развит вдоль профиля пик разрежения, тем меньше разность $\Delta p = p' - p_{\text{min п}}$. Но кавитация в пике разрежения, как правило, не влияет на форми-

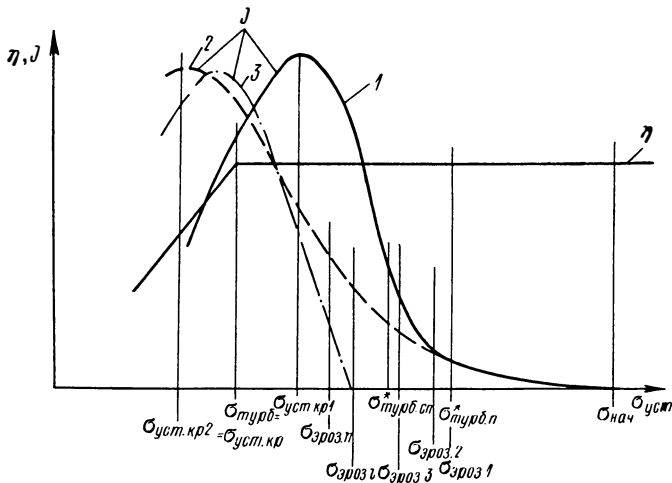


Рис. III.5. График зависимости $\eta = f(\sigma_{\text{уст}})$ и $J = f(\sigma_{\text{уст}})$

рование потока за рабочим колесом и не приводит к срыву энергетических параметров.

Рассмотрим обычную срывную кривую, которая получается при кавитационных испытаниях на кавитационном стенде (рис. III. 5). По оси ординат будем откладывать значения к. п. д. При уменьшении кавитационного коэффициента установки в процессе испытаний к. п. д. сначала остается постоянным и в какой-то момент резко уменьшается. Соответствующее значение $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{уст. кр}}$ принимается равным $\sigma_{\text{турб. п}}$. При этом, как уже говорилось, имеет место достаточная степень развития кавитации. Следовательно, началась кавитация при некотором значении $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб. п}}^* > \sigma_{\text{турб. п}}$. Выше было показано, что кавитационный коэффициент

$$\sigma_{\text{турб. п}}^* = \frac{B - \frac{p_{\text{min п}}}{\gamma} - H_s}{H}$$

является критерием подобия и остается неизменным для серии подобных турбин при изогональных режимах. При $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб. п}}^*$ для всех подобных турбин $p_{\text{min п}} = p_d$ (кривые 2 и 4 на рис. III.3).

Из анализа уравнения Бернулли вдоль линии тока в проточной части турбины (п. 7) следует, что

$$\frac{p_d - p_{\min}}{\gamma H} = \sigma_{\text{турб}}^* - \sigma_{\text{уст}}. \quad (\text{III.58})$$

Разность

$$p_d - p_{\min} = z_{\text{max}} \quad (\text{III.59})$$

является величиной растягивающих напряжений в жидкости в точке минимального давления. При $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб}} z = 0$, растягивающие напряжения отсутствуют. Так как $\sigma_{\text{турб}} < \sigma_{\text{турб}}^*$, то при $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб}} p_{\min} < p_d$ и $z > 0$, т. е. имеют место растягивающие напряжения.

В реальных условиях, как уже отмечалось, растягивающие напряжения практически не могут сохраниться. Жидкость разрывается, развивается кавитация. Но естественно предположить, что чем больше растягивающие напряжения при формальном теоретическом рассмотрении и чем продолжительнее они действуют на элемент объема жидкости, тем в действительности в большей степени при прочих равных условиях развита кавитация.

Рассмотрим две подобные турбины при изогональных режимах, работающих при различных напорах H_n и H_m . В обоих случаях кавитационные коэффициенты установки одинаковы и равны кавитационному коэффициенту турбины

$$\sigma_{\text{уст. н}} = \sigma_{\text{уст. м}} = \sigma_{\text{турб}}. \quad (\text{III.60})$$

Температуры воды и давления парообразования тоже равны

$$p_{d_n} = p_{d_m} = p_d.$$

Тогда в соответствии с формулой (III.58)

$$\frac{p_d - p_{\min_n}}{\gamma H_n} = \frac{p_d - p_{\min_m}}{\gamma H_m} = \sigma_{\text{турб}}^* - \sigma_{\text{турб}},$$

т. е.

$$\frac{z_n}{H_n} = \frac{z_m}{H_m}. \quad (\text{III.61})$$

Таким образом, условие (III.60), из которого исходят при выборе высоты отсасывания натурной турбины, приводит к тому (рис. III.6), что теоретические растягивающие напряжения в натуральных условиях оказываются больше, чем на модели, во столько раз, во сколько напор природы больше напора модели ($H_n > H_m$).

В п. 3 было введено понятие относительной протяженности зоны действия растягивающих напряжений (рис. III.6)

$$\bar{l}_p = \frac{l_p}{l}.$$

На модели и на натуре эта величина одинакова при соблюдении условия (III.60). Действительно, растягивающие напряжения z по формуле (III.55) пропорциональны напору не только в точке с минимальным давлением p_{\min} (III.59), но и в любой другой точке профиля, где $p \leq p_d$. Следовательно, в точках, где $p = p_d$ и $z = 0$, которые ограничивают зону действия растягивающих напряжений,

при любом напоре сохраняется условие $z = 0$. Величина \bar{l}_p будет оставаться неизменной.

Продолжительность действия растягивающих напряжений на элементарный объем движущейся жидкости можно оценить по формуле

$$t = \frac{l_p}{\omega}, \quad (\text{III.62})$$

где ω — средняя скорость движения в зоне действия растягивающих напряжений. Так как относительная протяженность зоны одинакова для модели и натуре, очевидно, что абсолютное ее значение

$$l_p \sim D_1. \quad (\text{III.63})$$

Скорость течения в любых сходственных точках подобных турбин при изогональных режимах пропорциональна корню квадратному из напора

$$\omega \sim \sqrt{H}. \quad (\text{III.64})$$

Следовательно, отношение продолжительности действия растягивающих напряжений в натуре и модели

$$\frac{t_n}{t_m} = \frac{D_{1n}}{D_{1m}} \sqrt{\frac{H_m}{H_n}}. \quad (\text{III.65})$$

Уравнение (III.65) по существу учитывает требования критерия подобия Рейнгарда.

Таким образом, увеличение размеров при переходе от модели к натуре приводит к увеличению продолжительности t_n по сравнению с t_m , а увеличение напора уменьшает величину t_n по сравнению с t_m . Однако в реактивных гидротурбинах, имея в виду кавитационные модельные испытания, размеры модели и натуре

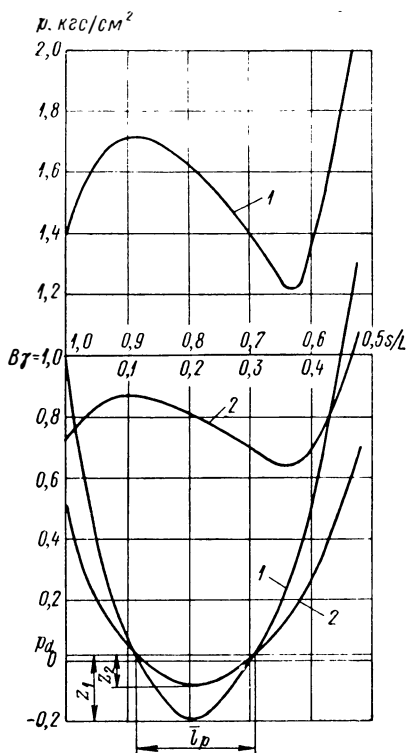


Рис. III.6. Эпюра распределения давления по профилю лопасти при $\sigma_{уст} = \text{const}$:

1 — H_m ; 2 — $H_n > H_m$

различаются, как правило, в большей степени, чем напоры. Кроме того, отношение напоров в формуле (III.65) находится под корнем, и потому его влияние еще меньше. Поэтому практически всегда продолжительность действия растягивающих напряжений в натуральных условиях больше, чем в модельных.

Таким образом, при одинаковых кавитационных коэффициентах установки модели и натуре степень развития кавитации в натуральных условиях всегда больше.

Это справедливо также в том случае, если испытания проводятся при натурном напоре. Действительно, раз напоры одинаковы, то и растягивающие напряжения и скорости обтекания тоже одинаковы, но протяженность зоны действия растягивающих напряжений в натуре больше и, следовательно, степень развития кавитации тоже больше.

К тому же вопросу можно подойти несколько иначе. Предположим, что падение к. п. д. на модели и на натуре происходит при одинаковой относительной степени развития кавитации. Пусть также степень развития кавитации характеризуется только расчетной величиной растягивающих напряжений. Продолжительность их действия пока пренебрегаем. Следовательно, полагаем, что

$$z_{\max \text{ н}} = z_{\max \text{ м}} = z_{\max} \quad (\text{III.66})$$

Тогда

$$\begin{aligned} z_{\max} &= p_d - p_{\min \text{ н}} = p_d - p_{\min \text{ м}} = \gamma H_{\text{м}} (\sigma_{\text{турб. м}}^* - \sigma_{\text{турб. м}}) = \\ &= \gamma H_{\text{н}} (\sigma_{\text{турб. н}} - \sigma_{\text{турб. н}}). \end{aligned}$$

Отсюда получаем

$$\sigma_{\text{турб. м}} = \sigma_{\text{турб. м}}^* - \frac{z_{\max \text{ м}}}{\gamma H_{\text{м}}} \quad (\text{III.67})$$

и

$$\sigma_{\text{турб. н}} = \sigma_{\text{турб. н}}^* - \frac{z_{\max \text{ н}}}{\gamma H_{\text{н}}} \quad (\text{III.68})$$

Так как $\sigma_{\text{турб. м}}^* = \sigma_{\text{турб. н}}^* = \sigma_{\text{турб}}^*$ и по условию $z_{\max \text{ м}} = z_{\max \text{ н}} = z_{\max}$, то оказывается, что

$$\sigma_{\text{турб. н}} = \sigma_{\text{турб. м}} + \frac{z_{\max}}{\gamma} \left(\frac{1}{H_{\text{м}}} - \frac{1}{H_{\text{н}}} \right) \quad (\text{III.69})$$

или

$$\sigma_{\text{турб. н}} = \sigma_{\text{турб. м}} + (\sigma_{\text{турб}} - \sigma_{\text{турб. м}}) \left(1 - \frac{H_{\text{м}}}{H_{\text{н}}} \right). \quad (\text{III.70})$$

Обычно $H_{\text{н}} > H_{\text{м}}$ и, следовательно,

$$\sigma_{\text{турб. н}} > \sigma_{\text{турб. м}} \quad (\text{III.71})$$

Таким образом, срыв энергетических параметров в натуральных условиях должен происходить раньше (при больших значениях кавитационного коэффициента установки), чем на модели. Имеет место так называемый отрицательный масштабный эффект — кавитационные качества натурной турбины хуже, чем модельной. Причем, как видно из формулы (III.70), масштабный эффект тем больше, чем больше отличаются друг от друга напоры модели и натуры и чем при большей степени развития кавитации начинается влияние ее на энергетические параметры (т. е. чем больше $\delta\sigma = \sigma_{\text{турб}}^* - \sigma_{\text{турб}}$). Если $H_m = H_n$, то при сделанных допущениях масштабного эффекта нет.

А. Тено предлагал в свое время [97] считать критерием идентичности режимов в кавитационном отношении вместо условия (III.60)

$$\sigma_{\text{турб. н}} = \sigma_{\text{турб. м}}$$

условие (III.66)

$$z_n = z_m.$$

Но одно последнее условие тоже не может служить критерием идентичности режимов. Вернемся к схеме на рис. III.3. Эпюры 3 и 5 удовлетворяют условию (III.66), но при этом относительная протяженность \bar{l}_p зоны эпюры с давлением $p < p_d$ при меньшем напоре оказывается больше, чем при большем. Скорость движения потока при меньшем напоре меньше. Следовательно, продолжительность пребывания зародышей кавитации в зоне разрежения будет зависеть от соотношения абсолютных размеров турбины и скорости потока. Таким образом, если при моделировании выдерживать условие (III.66) вместо обычно применяемого условия (III.60), то очевидно, что идентичности развития кавитации в натуральных условиях тоже не добиться. Причем в некоторых случаях при соблюдении условия (III.66) может оказаться, что на модели кавитация будет более развита, чем на натуре.

Практический интерес, например, представляет анализ роли величины напора при модельных испытаниях. Пусть одна и та же модель испытывается при двух различных напорах H_1 и H_2 , причем $H_1 < H_2$.

При первых испытаниях получена величина $\sigma_{\text{турб } 1}$. Если при вторых испытаниях принять $\sigma_{\text{уст } 2} = \sigma_{\text{турб } 1}$, то в соответствии с изложенным выше $\bar{l}_{p2} = \bar{l}_{p1}$ и $l_{p2} = l_{p1}$ и продолжительность пребывания элементарного объема жидкости в зоне разрежения обратно пропорциональна корню из отношения напоров (III.65), т. е. $t_1 > t_2$. С другой стороны, по условию (III.61) $z_1 < z_2$. Поэтому заранее сказать, при каком напоре кавитация будет более развита, нельзя. Может быть и так, что $\sigma_{\text{турб } 1} > \sigma_{\text{турб } 2}$. Это зависит от конкретного характера эпюры распределения давления, от свойств воды.

Если же при вторых испытаниях принять $\sigma_{уст 2}$ из условия $z_{max 1} = z_{max 2}$ и, следовательно, $\sigma_{уст 2} > \sigma_{турб 1}$, то $\bar{l}_{p1} > \bar{l}_{p2}$ и $l_{p1} > l_{p2}$, а

$$t_1 = t_2 \frac{l_{p1}}{l_{p2}} \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}, \text{ т. е. } t_1 \gg t_2.$$

Следовательно, при одинаковых величинах максимальных растягивающих напряжений продолжительность их действия при малом напоре значительно больше. В этом случае можно заранее сказать, что при малом напоре кавитация будет более развита.

Проведенный анализ убедительно показывает, что кавитационный коэффициент турбины в натуральных условиях во всех реальных случаях больше, чем в модельных условиях, хотя степень различия этих коэффициентов все-таки меньше, чем следует из формулы (III.70). Правильнее эту формулу представить в следующем виде:

$$\sigma_{турб. н} = \sigma_{турб. м} + m(\sigma_{турб}^* - \sigma_{турб. м}) \left(1 - \frac{H_M}{H_H}\right), \quad (\text{III.70}')$$

где коэффициент $m < 1$ подлежит определению в будущем.

Из анализа следует также, что кавитационный коэффициент установки, который обычно принято считать критерием подобия при кавитации, в действительности не является таковым. При равенстве этих коэффициентов различны и величины растягивающих напряжений z , и продолжительности их действия t на элемент объема. Одинаковы только относительные протяженности зоны действия растягивающих напряжений \bar{l}_p (рис. III.6). Только в этом ограниченном смысле можно кавитационный коэффициент установки считать критерием подобия.

4. Выше отмечалось, что при моделировании гидротурбин критерий Рейнольдса практически никогда не выдерживается. Число Рейнольдса в натуральных условиях обычно на один-два порядка больше, чем на модели. Это приводит к тому, что и критерий Эйлера фактически выдерживается только приблизительно, что тоже влечет за собой различие в кавитационных коэффициентах турбины модели и природы. Из-за различий в числах Рейнольдса нарушается кинематическое подобие, трансформируются эпюры распределения давления, коэффициенты минимального давления на модели и на натуре не совпадают друг с другом. В работе [66] представлены результаты экспериментальных исследований на кавитационных трубах масштабного эффекта возникновения кавитации при продольном обтекании цилиндров с закругленной носовой частью и изолированных симметричных профилей. Число Рейнольдса в процессе опытов изменялось на полтора-два порядка в интервале от $Re = 10^5$ до $Re = 10^7$ как за счет размеров образцов, так и за счет скорости обтекания. Почти во всех случаях критическое число кавитации возрастает с ростом числа Рейнольдса. Однако для одного профиля (NACA16012)

получена обратная зависимость. В работе [49] это объясняется тем, что профиль NASA16012 относится к категории ламинаризованных профилей. Поэтому режим ламинарного обтекания у него затянутый, и турбулентный пограничный слой на этом профиле устанавливается при значительно бóльших числах Рейнольдса, чем у профилей других типов. Необычный масштабный эффект обусловлен, по-видимому, неустановившимся режимом течения в пограничном слое.

В формулу для определения кавитационного коэффициента турбины (II.6) входит коэффициент потерь вязкого трения на участке от точки минимального давления на лопасти до нижнего бьефа, который тоже является причиной масштабного эффекта. За счет главным образом разницы в числах Рейнольдса потери в натурной турбине меньше, чем в модельной, а к. п. д. ее больше. В. С. Квятковский [26] предложил учитывать масштабный эффект при определении кавитационного коэффициента турбины с помощью следующей формулы:

$$\sigma_{\text{турб. н}} = \frac{\eta_{г. н}}{\eta_{г. м}} \sigma_{\text{турб. м}} + \left(\frac{\eta_{г. н}}{\eta_{г. м}} - 1 \right) \eta_{\text{отс. м}} \eta_{г. н} \alpha_{с_2}^2 + \frac{h_{\text{км}}}{D_{1\text{м}}} \left(\frac{\eta_{г. н} D_{1\text{м}}}{\eta_{г. м} H_{\text{м}}} - \frac{D_{1\text{н}}}{H_{\text{н}}} \right). \quad (\text{III.72})$$

Здесь $\eta_{г}$ — гидравлический к. п. д. турбины; $\eta_{\text{отс}}$ — к. п. д. отсасывающей трубы; $\alpha_{с_2}$ — скоростной коэффициент, аналогичный определяемому по формуле (III.35).

При выводе формулы (III.72) предполагалось, что

$$\frac{\eta_{г. м}}{\eta_{г. н}} = \frac{\eta_{\text{отс. м}}}{\eta_{\text{отс. н}}}. \quad (\text{III.73})$$

Второй и третий члены правой части формулы (III.72) малы по сравнению с первым членом, а при моделировании по Фруду третий член становится вообще пренебрежимо малым. Поэтому в первом приближении вторым и третьим членами можно пренебречь. Тогда получим, что кавитационный коэффициент турбины растет с увеличением размеров и напора турбины пропорционально росту к. п. д. Именно такую зависимость для кавитационного коэффициента турбины предлагают А. А. Сабанеев и А. М. Чистяков [58]. Н. М. Шапов провел расчеты для некоторых конкретных случаев по формуле В. С. Квятковского и предложил [79] ее упрощенный вариант для пересчета с модели на натуру

$$\sigma_{\text{турб. н}} = 1,17 \sigma_{\text{турб. м}} \frac{\eta_{г. н}}{\eta_{г. м}}. \quad (\text{III.74})$$

Анализируя влияние вязкости на кавитацию в гидротурбинах, необходимо обратить внимание также на следующее обстоятельство. На осях движущихся в пограничном слое вихрей возникают дополнительные, обычно пульсирующие разрежения Δp , которые

приводят к тому, что фактически кавитация начинается еще раньше, уже при

$$p_{\min} = p_d + \Delta p. \quad (\text{III.75})$$

Абсолютная величина дополнительного разрежения зависит от характеристик пограничного слоя. Очевидно, что при плохо обработанной поверхности с большой шероховатостью величина дополнительного разрежения больше. Она возрастает также на режимах работы с плохим обтеканием лопастей при наличии значительных градиентов скоростей. При больших числах Рейнольдса, т. е. в натуральных условиях, дополнительное разрежение, по-видимому, меньше, чем при малых числах Рейнольдса, т. е. в модельных условиях.

Для характеристики начала кавитации с учетом дополнительного разрежения можно ввести понятие о кавитационном коэффициенте турбины начала кавитации (рис. III.5):

$$\sigma_{\text{турб. нач}} = \frac{B - \left(\frac{p_{\min}}{\gamma} - \frac{\Delta p}{\gamma} \right) - H_s}{H}. \quad (\text{III.76})$$

Очевидно, что

$$\sigma_{\text{турб. нач}} > \sigma_{\text{турб.}} \quad (\text{III.77})$$

Для модели и натуре величины кавитационного коэффициента $\sigma_{\text{турб. нач}}$ могут существенно различаться, причем, как правило,

$$\sigma_{\text{турб. нач. н}} < \sigma_{\text{турб. нач. м.}} \quad (\text{III.78})$$

5. Особенно сильно масштабный эффект проявляется в кавитационной эрозии. Многочисленные исследования показывают, что при практически подобных (одинаковые числа кавитации k или кавитационные коэффициенты установки $\sigma_{\text{уст}}$ в подобных системах) кавитационных течениях интенсивность кавитационной эрозии сильно зависит от абсолютной величины скорости обтекающего потока. По данным технической литературы, интенсивность эрозии

$$I \sim v^n, \quad (\text{III.79})$$

где показатель n имеет значения от 4 до 10 по различным источникам [7].

Значение показателя n зависит от того, как оценивать интенсивность эрозии, от материала, подвергающегося кавитационной эрозии, от формы возникающей кавитации, от степени ее развития, от продолжительности кавитационного воздействия и степени уже произведенных разрушений.

Известно, что для каждого материала существует так называемая пороговая скорость, при скоростях ниже которой данный материал практически не разрушается от кавитации.

Механизм эрозии при разных формах кавитации различен. По данным экспериментальных исследований, при третьей форме

кавитации и достаточной степени ее развития $n \approx 9$. При второй форме, а также при меньшей степени развития третьей формы кавитации $n < 9$. Влияние скорости на форму кавитации и локализацию эрозии мало изучено.

6. Для масштабного эффекта кавитационной эрозии большое значение имеют абсолютные размеры обтекаемого тела.

К. К. Шальнев создал методику учета масштабного эффекта кавитационной эрозии при срывной кавитации. В основу методики положено равенство для модели и натуре «энергетического параметра», т. е. удельного объема эрозии — потери объема образца, отнесенной к единице работы силы некоторой части кавитационного сопротивления модели, идущей, по утверждению автора, на производство кавитационных разрушений [71]. В результате рекомендована следующая формула масштабного эффекта кавитационной эрозии

$$\frac{\Delta v_n}{\Delta v_m} = \left(\frac{l_n}{l_m} \right)^3 \left(\frac{c_n}{c_m} \right)^5, \quad (\text{III.80})$$

где Δv_n и Δv_m — потери объема натурального и модельного образцов; l_n и l_m — характерные размеры натуре и модели; c_n и c_m — характерные скорости натуре и модели.

Формула (III.80) достаточно хорошо подтверждается экспериментально [69]. Она утверждает, в частности, что объем или интенсивность эрозии пропорциональны кубу линейного размера. Следует подчеркнуть, что настоящая формула получена для случая фиксированной относительной длины каверны, что ограничивает зону ее применимости. При изогональных режимах подобных турбин с одинаковыми кавитационными коэффициентами установки относительная протяженность зоны действия растягивающих напряжений одинакова, но абсолютная протяженность различна, что приводит, как было показано выше, к большей относительной степени развития кавитации в натуральных условиях, чем в модельных. Поэтому интенсивность эрозии в условиях натурной гидротурбины должна быть больше, чем получается по формуле (III.80). Однако проведенные на ЛМЗ ориентировочные сопоставления объема эрозии на натуральных турбинах и на соответствующих моделях приблизительно согласуются с данными формулы (III.80). Вопрос о масштабном эффекте кавитационной эрозии будет более подробно рассмотрен в п. 26.

7. Для проблемы масштабного эффекта проявлений кавитации важную роль играет воздушносодержание. В первом пункте настоящего параграфа уже говорилось о влиянии воздушносодержания на момент возникновения кавитации. Этим вопрос не исчерпывается. Общеизвестно влияние газосодержания на интенсивность эрозионного воздействия кавитации. Чем больше газа в жидкости, тем менее интенсивно разрушается поверхность. Однако при разных формах и степени развития кавитации влияние возду-

хосодержания на эрозию неодинаково. Для количественных оценок пока недостаточно экспериментальных данных.

Л. С. Шмугляков в свое время провел кавитационные испытания энергетическим методом одной из быстроходных поворотнолопастных турбин при разных общих воздухоподдержаниях [76]. По его данным, кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{турб}}$ возрос примерно на 25% при увеличении общего воздухоподдержания α от 0,25 до 1,50%.

Л. С. Шмугляков, используя формулу Л. А. Эпштейна и опытные данные Ф. Нумачи, предложил даже формулу для определения поправки на кавитационный коэффициент турбины в зависимости от общего воздухоподдержания

$$\Delta\sigma_{1,2} = \frac{8,48}{H} (V\bar{\alpha}_1 - V\bar{\alpha}_2). \quad (\text{III.81})$$

Здесь напор H в м.

Следует отметить, однако, что Л. А. Эпштейн и Ф. Нумачи исследовали влияние воздухоподдержания на момент возникновения кавитации, а Л. С. Шмугляков применил их данные для развитой стадии кавитации, соответствующей моменту изменения энергетических параметров. По влиянию воздухоподдержания на развитые стадии кавитации известны и другие результаты исследований. По опытам, проводившимся на ЛМЗ, влияние тоже обнаружено, но значительно меньше. В опытах, описанных в работе [2], замечено влияние воздухоподдержания на длину каверны развитой пленочной кавитации. В то же время при испытаниях на кавитационном стенде не обнаружено влияния воздухоподдержания на величину кавитационного коэффициента турбины.

8. Наиболее надежным показателем масштабного эффекта является сравнение результатов модельных испытаний с данными эксплуатации и натуральных испытаний. Но таких данных пока очень мало. Кроме того, сложность проведения натуральных испытаний и весьма низкая их точность и надежность не позволяют на их основе делать уверенные заключения. При выборе высоты отсасывания натурной турбины, по данным модельных испытаний, как уже отмечалось, обязательно берутся запасы. Поэтому турбины работают, как правило, при кавитационных коэффициентах установки

$$\sigma_{\text{уст. н}} \gg \sigma_{\text{турб. м}} \quad (\text{III.82})$$

и по тому факту, что в натуральных условиях обычно не замечается существенного снижения мощности из-за кавитации, нельзя делать вывод о том, что

$$\sigma_{\text{турб. н}} \leq \sigma_{\text{турб. м}} \quad (\text{III.83})$$

Тем более, что два случая резкого снижения мощности по сравнению с расчетной из-за кавитации все-таки были зафиксированы на отечественных гидроэлектростанциях: на диагональных турбинах Бухтарминской ГЭС и на поворотнолопастных турбинах Иркутской ГЭС.

17. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основное влияние на характер и параметры гидродинамической кавитации оказывает распределение давления по обтекаемой поверхности и за ней. Причем кавитация при достаточной степени развития сама существенно влияет на распределение давления, что очень ограничивает возможности теоретического, расчетного исследования кавитационных течений. В практике гидротурбостроения теоретические исследования пока сводятся к анализу влияния на кавитацию расчетного распределения давления бескавитационного потока идеальной жидкости.

Современные методы расчета позволяют прогнозировать распределение давления в проточной части и, в частности, по лопасти рабочего колеса турбины в зависимости от режима работы. Зная распределение давления по лопасти, можно заранее расчетным путем определить теоретическое значение кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{\text{турб}}^*$ по формуле (II.14). Таким образом открываются возможности расчетного исследования влияния различных конструктивных параметров турбины на ее кавитационные качества, характеризуемые теоретическим кавитационным коэффициентом турбины $\sigma_{\text{турб}}^*$. В (II.7) было получено выражение для кавитационного коэффициента турбины (II.6)

$$\sigma_{\text{турб}}^* = \frac{(\omega_k^2 - u_k^2) - (\omega_2^2 - u_2^2) + c_2^2}{2gH} - \zeta_{\text{к-2}} - \zeta_{2-3}.$$

Потери на участке лопасти от точки минимального давления до выходной кромки $\zeta_{\text{к-2}}$ малы и ими можно пренебречь. Потери в отсасывающей трубе ζ_{2-3} можно выразить через коэффициент восстановления энергии в отсасывающей трубе $\eta_{\text{отс}}$

$$\zeta_{2-3} = (1 - \eta_{\text{отс}}) \frac{c_2^2}{2gH}. \quad (\text{IV.1})$$

Квадрат абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса осевой турбины можно представить как сумму квадратов ее осевой,

окружной и радиальной составляющих

$$c_2^2 = c_{z_2}^2 + c_{u_2}^2 + c_{r_2}^2. \quad (IV.2)$$

В более общем случае, включающем радиально-осевые и диагональные турбины, вместо осевой надо брать меридиональную составляющую скорости c_m и вместо радиальной — поперечную составляющую, перпендикулярную к c_m и расположенную в меридиональной плоскости c_t ,

$$c_2^2 = c_{m_2}^2 + c_{u_2}^2 + c_{t_2}^2. \quad (IV.3)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{турб}}^* &= \eta_{\text{отс}} \frac{c_{m_2}^2}{2gH} + \eta_{\text{отс}} \frac{c_{u_2}^2 + c_{t_2}^2}{2gH} + \\ &+ \frac{(w_k^2 - u_k^2) - (w_2^2 - u_2^2)}{2gH} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3. \end{aligned} \quad (IV.4)$$

Таким образом, кавитационный коэффициент турбины можно представить как сумму нескольких частных кавитационных коэффициентов. Сумма

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \eta_{\text{отс}} \frac{c_{m_2}^2 + c_{u_2}^2 + c_{t_2}^2}{2gH} \quad (IV.5)$$

представляет собой отнесенное к напору динамическое разрежение под рабочим колесом, а третий коэффициент

$$\sigma_3 = \frac{(w_k^2 - u_k^2) - (w_2^2 - u_2^2)}{2gH} \quad (IV.6)$$

выражает отнесенное к напору дополнительное разрежение на лопасти. Кавитационный коэффициент

$$\sigma_1 = \eta_{\text{отс}} \frac{c_{m_2}^2}{2gH} \quad (IV.7)$$

соответствует части разрежения под рабочим колесом, создаваемой расходной составляющей выходной скорости. Очевидно, что всегда $\sigma_1 > 0$ и возрастает с увеличением расхода. Величины коэффициентов σ_2 и σ_3 зависят от профиля лопастей рабочего колеса и изменяются с изменением режима работы турбины. Коэффициент

$$\sigma_2 = \eta_{\text{отс}} \frac{c_{u_2}^2 + c_{t_2}^2}{2gH} \quad (IV.8)$$

может быть равен нулю, когда с рабочего колеса сходит совершенно равномерный поток — без закрутки и поперечных скоростей. Однако в действительности это никогда не имеет места. Поток за рабочим колесом неизбежно имеет ту или иную, но всегда ярко выраженную неравномерность. Поэтому, если в каких-то

сечениях потока иногда бывает, что $c_{u2} = 0$ и $c_{t2} = 0$, то в других сечениях эти скорости обязательно больше нуля и $\sigma_2 > 0$.

Опыт проектирования лопастных систем показывает, что создать чисто конфузурный поток на поверхности лопасти так, чтобы точка k с минимальным давлением совпала с точкой 2 на выходной кромке, для реальных турбин не удается. Поэтому всегда

$$p_k < p_2. \quad (IV.9)$$

Тогда из уравнения Бернулли следует, что

$$(\omega_k^2 - u_k^2) > (\omega_2^2 - u_2^2) \quad (IV.10)$$

и

$$\sigma_3 \gg 0.$$

Если представить себе гипотетический случай, когда $c_{u2} = 0$ и $c_{t2} = 0$ во всем потоке за рабочим колесом и точка минимального давления смещена к выходной кромке, то тогда

$$\sigma_2 = 0 \quad \text{и} \quad \sigma_3 = 0,$$

а

$$\sigma_{\text{турб}}^* = \sigma_1.$$

Таким образом, коэффициент σ_1 может рассматриваться как физически предельное значение кавитационного коэффициента турбины. Это предельное значение всегда можно оценить по формуле (IV.7), зная среднее значение скорости c_{m2} и полагая в первом приближении коэффициент восстановления отсасывающей трубы $\eta_{\text{отс}} = 1$. Расходная составляющая скорости

$$c_{m2} = \frac{Q}{F}, \quad (IV.11)$$

где F — площадь поперечного сечения проточной части в зоне выхода с рабочего колеса. В осевой поворотнолопастной турбине площадь F практически равна площади проходного сечения в зоне оси поворота лопастей рабочего колеса (рис. II.2, а)

$$F = \frac{\pi (D_1^2 - d_{\text{врт}}^2)}{4}. \quad (IV.12)$$

Подставляя c_{m2} и F по формулам (IV.11) и (IV.12) в формулу (IV.7), получим [95]

$$\sigma_1 = \frac{Q^2}{2gH \left[\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{\text{врт}}^2) \right]^2} = \frac{0,0825Q_1'^2}{(1 - d_{\text{врт}}^2)^2}. \quad (IV.13)$$

Таким образом, величина кавитационного коэффициента σ_1 в поворотнолопастной турбине предопределяется втулочным отношением.

В радиально-осевых турбинах выходная кромка обычно имеет более криволинейную форму и за характерное поперечное сечение удобно принять сечение горловины отсасывающей трубы (рис. II.2, в). Если диаметр горловины отсасывающей трубы D_r , то аналогично (IV.13) получим

$$\sigma_1 = \frac{0,0825 Q_1'^2}{D_r^4}, \quad (IV.14)$$

где $\bar{D}_r = \frac{D_r}{D_1}$.

В диагональных турбинах (рис. II.2, б) за площадь F следует принимать площадь конической поверхности, перпендикулярной c_{m2} в зоне выходной кромки, ограниченной поверхностями камеры и втулки рабочего колеса (рис. IV.1)

$$F = \pi l \left(\frac{D_{\text{ВЫХ}}}{2} + \frac{d_{\text{ВТ. ВЫХ}}}{2} \right), \quad (IV.15)$$

где $l = \frac{\frac{D_{\text{ВЫХ}}}{2} - \frac{d_{\text{ВТ. ВЫХ}}}{2}}{\sin \theta}$ — длина образующей усеченного конуса; θ —

угол между осью рабочего колеса и осью поворота лопастей; $D_{\text{ВЫХ}}$ и $d_{\text{ВТ. ВЫХ}}$ — диаметры камеры и втулки рабочего колеса в зоне выходной кромки.

Таким образом, для диагональной турбины

$$F = \frac{\pi}{4} \frac{(D_{\text{ВЫХ}}^2 - d_{\text{ВТ. ВЫХ}}^2)}{\sin \theta}. \quad (IV.15')$$

Если $D_{\text{ВЫХ}} = D_1 - \Delta D$ и, следовательно, $d_{\text{ВТ. ВЫХ}} = d_{\text{ВТ}} - \Delta D$ (рис. IV.1), то выражение (IV.15') можно привести к следующему удобному для расчетов виду:

$$F = \frac{\pi D_1^2}{4 \sin \theta} (1 - \bar{d}_{\text{ВТ}})(1 + \bar{d}_{\text{ВТ}} - 2\Delta\bar{D}), \quad (IV.15'')$$

где $d_{\text{ВТ}} = d_{\text{ВТ}}/D_1$ — втулочное отношение и $\Delta\bar{D} = \frac{\Delta D}{D_1}$ — относительное смещение выходной кромки от оси поворота лопасти в радиальном направлении.

Тогда предельный кавитационный коэффициент

$$\sigma_1 = \frac{0,0825 \sin^2 \theta Q_1'^2}{(1 - \bar{d}_{\text{ВТ}})^2 (1 + \bar{d}_{\text{ВТ}} - 2\Delta\bar{D})^2}. \quad (IV.16)$$

Последней формулой можно пользоваться до тех пор, пока $D_{\text{ВЫХ}} > D_r$ (рис. IV.1). Если $D_{\text{ВЫХ}} \leq D_r$, то формула (IV.16) теряет

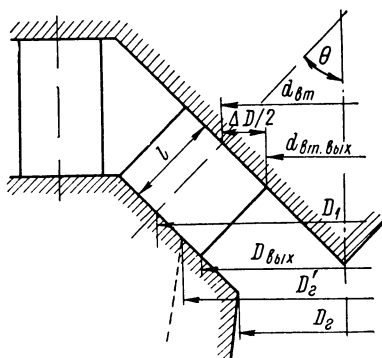


Рис. IV.1. Схема проточной части диагональной турбины

смысл и для оценки предельного кавитационного коэффициента правильнее воспользоваться формулой (IV.14), полученной для радиально-осевых турбин. Следует обратить внимание на то, что при увеличении угла установки лопастей вследствие изменения режима работы диагональной турбины величина $D_{\text{вых}}$ уменьшается. Поэтому, если при малых расходах, как правило, $D_{\text{вых}} > D_r$, то при увеличении расхода может быть $D_{\text{вых}} < D_r$.

Проточная часть турбины профилируется таким образом, чтобы по выходе с рабочего колеса и до выхода из отсасывающей трубы кинетическая энергия потока монотонно уменьшалась, а давление соответственно возрастало до атмосферного. Одним из основных условий такого движения является монотонное увеличение площади поперечного сечения потока. На это особенно надо обращать внимание при профилировании зоны за рабочим колесом диагональной турбины. В этом смысле нельзя при данном втулочном отношении произвольно выбирать горловину отсасывающей трубы. Это может привести к конфузорному течению за рабочим колесом и дополнительному разрежению. Предельный кавитационный коэффициент возрастет и будет определяться сечением горловины отсасывающей трубы. Тогда даже при $D_{\text{вых}} > D_r$ следует пользоваться для оценки предельного кавитационного коэффициента формулой (IV.14).

Можно представить себе следующую схему развития кавитации в зоне рабочего колеса гидротурбины по мере снижения кавитационного коэффициента установки. Сначала кавитационный коэффициент установки $\sigma_{\text{уст}}$ достигает значения теоретического кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{\text{турб}}^* = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$, что соответствует равенству минимального давления на лопасти давлению парообразования. На лопасти появляется кавитация, интенсивность которой постепенно увеличивается. При достаточных скоростях и соответствующих характеристиках материалов возникает и развивается кавитационная эрозия. Когда в процессе уменьшения $\sigma_{\text{уст}}$ достигает значения $\sigma_1 + \sigma_2$, создаются условия для кавитации за рабочим колесом, которая «приводит к разрушению ядра потока и снижению к. п. д. и мощности турбины» [25]. Иногда такое перераспределение скоростей за рабочим колесом оказывается благоприятным и даже несколько увеличивает к. п. д. агрегата. Момент начала влияния кавитации на энергетические параметры соответствует кавитационному коэффициенту турбины $\sigma_{\text{турб}}$, определяемому на кавитационных стендах энергетическим методом. Таким образом,

$$\sigma_{\text{турб}} \approx \sigma_1 + \sigma_2. \quad (\text{IV.17})$$

Отсюда следует, что характер обтекания лопастной системы влияет на величину $\sigma_{\text{турб}}$ лишь косвенно, поскольку он сказывается на распределении параметров потока за рабочим колесом. Действительно, распределение давления начинает меняться по лопасти при $\sigma_{\text{уст}} > \sigma_{\text{турб}}$. С другой стороны, все попытки свя-

зять величину $\sigma_{\text{турб}}$ с тем, что происходит на лопасти, не увенчалось успехом. При визуальных наблюдениях в момент начала влияния кавитации на энергетические параметры, как правило, не обнаруживаются какие-либо качественные изменения характера обтекания лопастей. Для некоторых поворотнолопастных и диагональных турбин определялась расчетная площадь зоны разрежения на лопасти в момент начала влияния на энергетические параметры.

На рис. IV.2 представлена схема лопасти рабочего колеса диагональной турбины D-1043, на которую нанесены расчетные границы зоны действия растягивающих напряжений на одном из режимов работы при кавитационном коэффициенте установки, равном кавитационному коэффициенту турбины. Граница определялась как геометрическое место точек начал и концов зон разрежения (III.3) отдельных профилей решеток, составляющих лопастную систему. Расчет показывает, что в момент начала влияния кавитации на энергетические параметры ($\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб}}$) площадь зоны действия растягивающих напряжений составляет в данном случае приблизительно 30% от всей площади тыльной поверхности лопасти. Оказалось, что эта величина в зависимости от режима работы для разных рабочих колес меняется в очень широких пределах (от 8 до 30% в рассматриваемых вариантах) и ее не

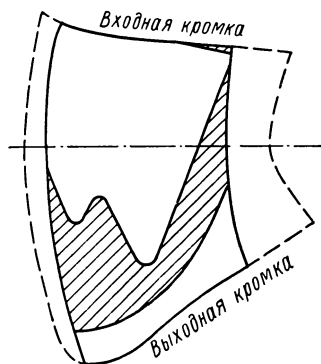


Рис. IV.2. Зона действия растягивающих напряжений на лопасти диагональной турбины D-1043 при $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб}} = 0,11$; $S_p = 30\% S_{\text{лоп}}$

удается связать с величиной $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб}}$. Если исходить из того, что обнаруженное визуально начало кавитации на лопасти соответствует $\sigma_{\text{уст}} = \sigma_{\text{турб}}$, то отношение $\sigma_{\text{турб}}^*/\sigma_{\text{турб}}$ для рабочего колеса ПЛ587 составляет $\frac{1,08}{0,48} = 2,25$, а для рабочего колеса

ПЛ646 — $\frac{0,70}{0,24} = 2,92$. Для рабочих колес ПЛ642, ПЛ1063, ПЛ1075 (без учета узкой зоны кавитации на входной кромке) это отношение равно соответственно 1,4; 1,65; 1,55. Таким образом, и величина отношения $\sigma_{\text{турб}}^*/\sigma_{\text{турб}}$ меняется в очень широких пределах и с ее помощью не удается прогнозировать величину $\sigma_{\text{турб}}$.

В то же время известно, что условия схода потока с рабочего колеса решающим образом влияют на величину $\sigma_{\text{турб}}$. Можно привести в качестве примера результаты испытаний диагонального рабочего колеса D45-1038 с разными камерами [74]. На рис. IV.3 представлены кривые изменения $\sigma_{\text{турб}}$ в зависимости от приведенного расхода Q_i одного и того же рабочего колеса при двух различных камерах. При уменьшении диаметра горловины с $D_r =$

$\sigma = 0,980D_1$ до $D_r = 0,875D_1$ кавитационный коэффициент возрастает при $Q_1' = 1000$ л/с на 0,07—0,08, т. е. на 40—50%. Очевидно, что распределение давления по лопасти (тем более теоретическое, расчетное) не меняется при изменении диаметра горловины камеры рабочего колеса. Модифицирование лопастной системы одного и того же рабочего колеса влияет значительно меньше на кавитационный коэффициент турбины.

При дальнейшем уменьшении кавитационного коэффициента установки кавитация за рабочим колесом развивается еще больше, энергетические параметры (и прежде всего к. п. д.) падают. Когда значение $\sigma_{уст}$ приближается к величине σ_1 , происходит отрыв всего потока за рабочим колесом. Это приводит к мощным пульсациям потока. Дальнейшее снижение кавитационного коэффициента установки становится невозможным.

На рис. IV.4 представлены расчетная кривая σ_1 и кривые $\sigma_{турб}$ по испытаниям для номенклатурного рабочего колеса — ПЛ20/661 (II.4). Аналогичные кривые были построены и для других номенклатурных рабочих колес. Анализ подобных графиков показывает, что расчетные и экспериментальные кривые для

Рис. IV.3. Зависимости $\sigma_{турб} = f(Q_1')$ при $n_1' = \text{const}$ для диагонального рабочего колеса D45-1038 с разными камерами:
1 — $\bar{D}_r = 0,980$; 2 — $\bar{D}_r = 0,875$

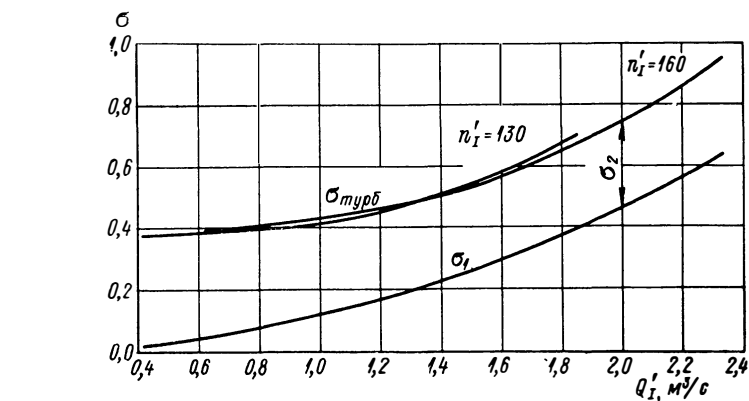


Рис. IV.4. Зависимости $\sigma_{турб} = f(Q_1')$ по испытаниям и $\sigma_1 = f(Q_1')$ по расчету для рабочего колеса ПЛ20/661

не очень быстроходных рабочих колес идут приблизительно эквидистантно. Следовательно, степень неравномерности потока за рабочим колесом и соответственно величина σ_2 не очень зависят

от приведенного расхода. Однако в поворотлопастных рабочих колесах особенно большой быстроходности, как видно на рис. IV.5, величина σ_2 существенно меняется с расходом. Это следствие диффузорного течения, характерного для редких решеток.

Здесь уместно провести аналогичный анализ числа кавитации при исследованиях решеток профилей (рис. III.1). При

$$k = k_{кр} = -\bar{p}_{\min} = \frac{p_{\infty} - p_d}{\rho \frac{\omega_1^2}{2}} = \frac{\omega_{\max}^2}{\omega_1^2} - 1 \quad (\text{IV.18})$$

в соответствии с формулой (III.41) на профиле начинается кавитация. Дальнейшее уменьшение числа кавитации k приведет

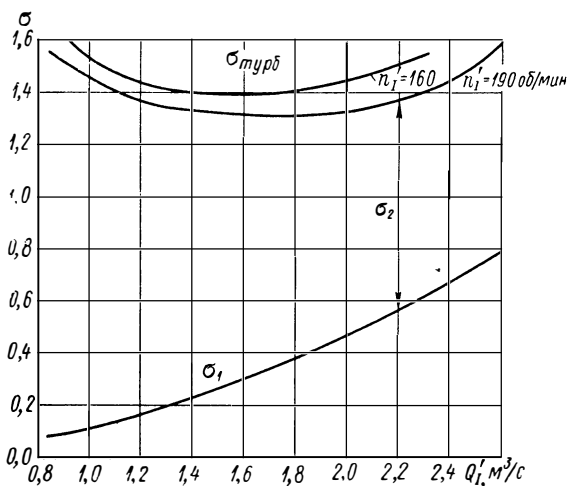


Рис. IV.5. Зависимости $\sigma_{\text{турб}} = f(Q_1')$ по испытаниям и $\sigma_1 = f(Q_1')$ по расчету для рабочего колеса ПЛ10/592

к возрастанию расчетных растягивающих напряжений и развитию кавитации. Но возможность уменьшения числа k не безгранична. В какой-то момент давление за решеткой p_2 достигнет величины p_d , поток за решеткой начнет кавитировать. Образуется пульсирующий, периодически отрывающийся поток. Дальнейшее снижение числа кавитации становится невозможным. Из уравнения Бернулли для точек 1 на входной кромке и 2 на выходной

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\omega_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\omega_2^2}{2g}$$

имеем при условии $p_2 = p_d$

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_d}{\gamma} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}$$

и предельное значение числа кавитации

$$k_{\text{пред}} = \frac{p_1 - p_d}{\rho \frac{\omega_1^2}{2}} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_1^2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - 1 = \lambda^2 - 1, \quad (\text{IV.19})$$

где $\lambda = \omega_2/\omega_1$ — отношение модулей выходной и входной скоростей. При исследовании изолированного профиля скорости до и после профиля одинаковы: $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ и, следовательно, по формуле (IV.19) $k_{\text{пред}} = 0$. В турбинных конфузорных решетках профилей всегда $\omega_2 > \omega_1$ и, следовательно, $k_{\text{пред}} > 0$. Из сравнения формул (IV.18) и (IV.19) ясно, что интервал чисел кавитации, в котором существует и может быть исследована кавитация

$$\Delta k = k_{\text{кр}} - k_{\text{пред}} = \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_2^2}{\omega_1^2} = \left(\frac{\omega_{\text{max}}}{\omega_1} \right)^2 - \lambda^2. \quad (\text{IV.20})$$

Воспользуемся формулой (III.37) и с помощью формулы (IV.20) свяжем предельное число кавитации с кавитационным коэффициентом установки

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{уст}} &= k_{\text{пред}} \alpha_{\omega_1}^2 + \alpha_{c_1}^2 - 1 = \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} - 1 \right) \frac{\omega_1^2}{2gH} + \\ &+ \frac{c_1^2}{2gH} - 1 = \frac{(c_1^2 - \omega_1^2) - (c_2^2 - \omega_2^2)}{2gH} + \frac{c_2^2}{2gH} - 1 = \\ &= \frac{c_2^2}{2gH} = \sigma_1 + \sigma_2 = \sigma_{\text{уст. пред.}} \end{aligned} \quad (\text{IV.21})$$

При выводе были учтены зависимость (III.39) и формула (IV.5) при предположении $\eta_{\text{отс}} = 1$. Распределение давления по лопасти, не влияя на величину $\sigma_{\text{турб}}$, предопределяет значение коэффициента σ_3 и, следовательно, коэффициента $\sigma_{\text{турб}}^*$. Интенсивность и локализация эрозионного воздействия кавитации зависят главным образом от эпюры распределения давления по лопасти. До последнего времени считалось, что лучшей является выравненная эпюра разрежения на тыльной стороне лопасти. При этом якобы имеет место наименьшее значение $\sigma_{\text{турб}}$. В действительности, как было показано выше, распределение давления на величину $\sigma_{\text{турб}}$ практически не влияет. В то же время при равномерной эпюре разрежения генерируется наиболее эрозионно-опасная пузырьковая форма кавитации и кавитационная эрозия распространяется на большую часть тыльной поверхности лопасти.

Считалось, что пик разрежения или вообще не оказывает влияния на кавитацию, или увеличивает ее эрозионную способность. В действительности оказалось, что при некоторых параметрах пик позволяет переводить эрозионноопасную пузырьковую

форму кавитации в менее опасную — пленочную с гладкой поверхностью.

Отсюда следуют определенные рекомендации при профилировании лопастей:

1. Максимум эпюры разрежения на тыльной поверхности должен быть смещен как можно больше к выходной кромке.

2. Пик разрежения на входной кромке должен быть таким, чтобы за ним создавалась пленочная кавитация с гладкой поверх-

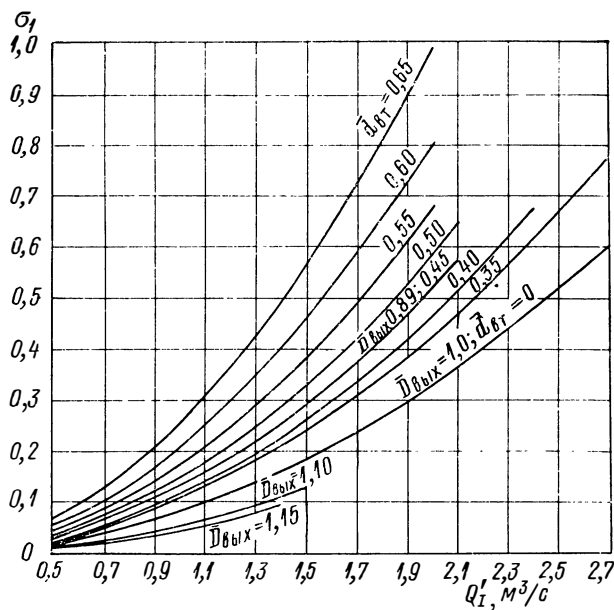


Рис. IV.6. Расчетные зависимости $\sigma_1 = f(Q_1)$

ностью. Если пик сильно развит, имеет значительную протяженность, то возникнет более эрозивноопасная пленочная кавитация с шероховатой каверной. Величина и протяженность пика разрежения зависят от угла атаки и кривизны зоны входной кромки.

На рис. IV.6 представлены кривые зависимости величины σ_1 от приведенного расхода, втулочного отношения (для поворотнолопастных турбин) и относительного диаметра горловины камеры рабочего колеса (для радиально-осевых и диагональных турбин). Наличие стесняющей поток втулки рабочего колеса в поворотнолопастной турбине является одной из причин более высоких кавитационных коэффициентов, чем у радиально-осевых турбин. Для улучшения кавитационных качеств поворотнолопастных турбин необходимо принимать втулки с минимально возможным по условиям размещения механизма поворота лопастей диаметром. Одним из средств повышения кавитационных качеств поворотно-

лопастных турбин является переход к схеме диагональной турбины [25], у которой втулка меньше стесняет поток.

При большом разнообразии решеток профилей, составляющих лопастную систему рабочего колеса, их можно классифицировать по некоторым характерным параметрам: по густоте — отношению длины хорды профиля к шагу l/t ; по относительной максимальной толщине — отношению максимальной толщины к длине профиля δ_{\max}/l ; по относительному положению максимальной толщины на профиле. Расчетные исследования позволяют оценить влияние этих параметров на теоретический кавитационный коэффициент турбины [83].

Влияние густоты решетки наглядно демонстрируется совмещенными эпюрами давления на рис. IV.7. Одна эпюра соответствует густоте $l/t = 1,0$, вторая — $l/t = 1,6$. Площади эпюр и, следовательно, величины подъемной силы одинаковы. Но эпюра при большей густоте вытянута вдоль оси абсцисс и характеризуется меньшими по абсолютной величине ординатами. В частности, минимальное относительное давление \bar{h}_{\min}^* по этой эпюре существенно больше, чем по другой и, следовательно, в соответствии с формулой (III.48), теоретический кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{турб}}^*$ будет меньше.

Изменение густоты решетки является важным средством влияния на кавитационные качества рабочего колеса. При увеличении густоты в конечном счете увеличивается суммарная площадь лопастей и соответственно уменьшается удельная нагрузка на лопасть.

Практически увеличивать густоту можно двумя путями: увеличивать поверхность лопасти при неизменном числе лопастей или увеличивать число лопастей. Однако возможности увеличения густоты решеток лопастной системы не безграничны. Во-первых, с ростом густоты снижаются пропускная способность турбины, ее быстроходность, во-вторых, возрастают потери вязкого трения, снижается к. п. д. При значительном увеличении размеров лопастей поворотно-лопастной турбины существенно возрастают объемные потери через зазоры лопасть — камера и лопасть — втулка, снижается жесткость лопастей. Последнее ухудшает прочностные характеристики турбины, снижает вибрационную надежность лопастей. Кроме того, снижение жесткости лопастей может повлечь за собой вторичные кавитационные явления. При обтекании лопастей во время работы турбины могут возникнуть гидроупругие автоколебания, которые сами по себе приведут к кавитационному отрыву жидкости от поверхности лопасти. При большем числе лопастей требуется больший диаметр втулки. Увеличение диаметра втулки приводит, как уже говорилось, к росту кавитационного коэффициента. Поэтому с ростом напора поворотно-лопастные турбины теряют свои преимущества перед радиально-осевыми турбинами по сумме технико-экономических показателей.

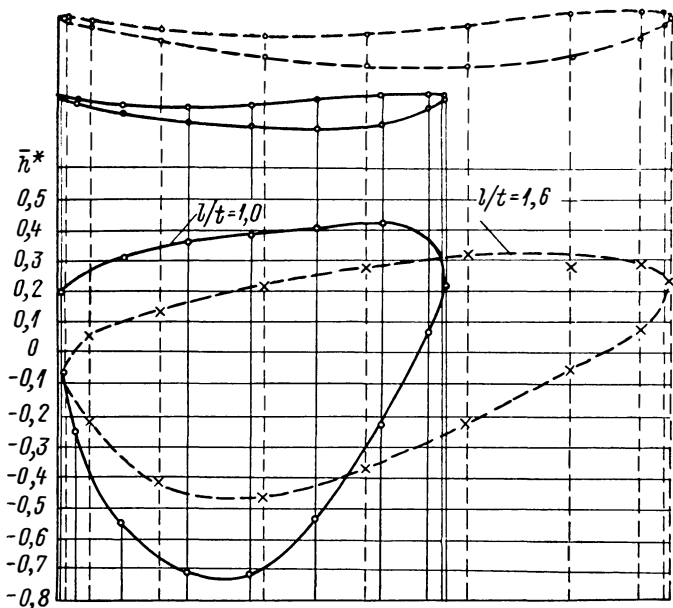


Рис. IV.7. Эпюры распределения давления на профилях решеток различной густоты (по И. Э. Этинбергу)

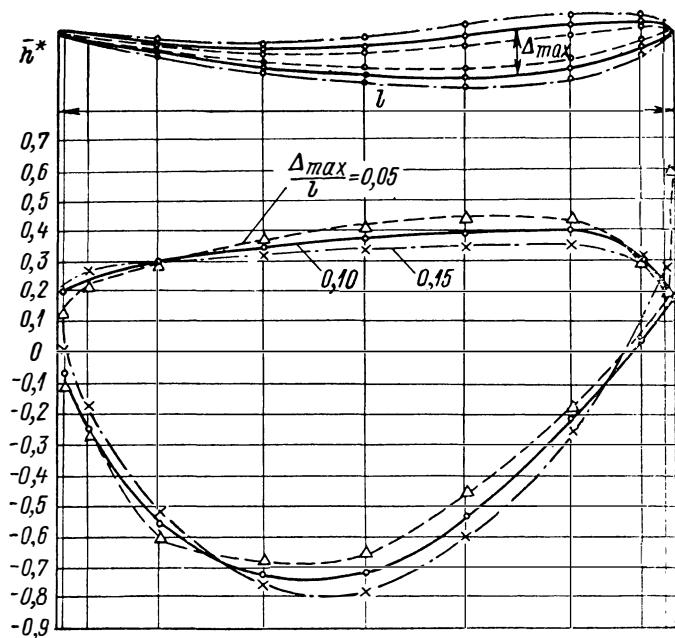


Рис. IV.8. Эпюры распределения давления на профилях различной толщины (по И. Э. Этинбергу)

У современных поворотлопастных турбин число лопастей рабочего колеса достигает восьми, у диагональных — десяти, у радиально-осевых — двадцати. Густота решетки у поворотлопастных турбин достигает в настоящее время $l/t = 2,0$.

Расчеты показывают, что на величину теоретического кавитационного коэффициента заметно влияет толщина профиля. Чем толще профиль, тем больше кавитационный коэффициент. На рис. IV.8 представлены эпюры давлений при трех значениях относительной максимальной толщины профиля — 0,05; 0,10 и 0,15 и одинаковых коэффициентах подъемной силы. Площади эпюр одинаковы, но при уменьшении толщины вся эпюра как бы поднимается кверху. Соответственно увеличивается минимальный коэффициент давления и уменьшается теоретический кавитационный коэффициент. Утонение лопасти желательно и с точки зрения энергетических качеств рабочего колеса, однако условия прочности ограничивают эту тенденцию.

18. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основным способом исследования кавитации в гидротурбостроении является экспериментальный. Наибольшее распространение получил так называемый энергетический метод. Кавитационные испытания моделей гидротурбин энергетическим методом проводятся в лабораторных условиях на специальных кавитационных стендах.

Кавитационный стенд должен иметь возможность менять в широких пределах уровень абсолютного давления в проточном тракте модельной турбины. Это можно осуществить по схеме обычного энергетического стенда, но тогда необходимо предусмотреть конструктивные возможности изменять в процессе испытаний уровни нижнего и соответственно верхнего бьефов в интервале 10—20 м. Такие кавитационные стенды называются открытыми. Они очень громоздки, сложны в эксплуатации. Более удобны полуоткрытые стенды, у которых герметична напорная часть, что позволяет регулировать напор, не меняя геометрического положения верхнего бьефа. Однако в настоящее время открытые и полуоткрытые стенды встречаются очень редко. Все функционирующие кавитационные стенды выполнены по закрытой схеме, когда рабочая жидкость (вода) циркулирует в полностью герметичной системе.

Замкнутые стенды более удобны и мобильны. Недостатки их связаны с тем, что во время испытаний в них циркулирует один и тот же ограниченный объем воды. Из-за этого температура воды непрерывно меняется и надо принимать меры, чтобы она не была слишком высокой. Проходя зону кавитации в модельной турбине, вода изменяет свою характеристику по воздухосодержанию (общему и особенно дисперсному составу свободного воздуха). Поэтому меняются со временем свойства поступающей на модель воды. Надо учитывать возможность распространения зоны кави-

тации за модельной турбиной в другие элементы стенда, что может повлиять на стабильность и качество работы установки и измерения. Загрязнение воды примесями, в частности продуктами коррозии, тоже может исказить процесс кавитации и увеличить погрешности измерений. Поэтому рекомендуется вдоль проточного тракта стенда и особенно перед моделью и расходомером делать прозрачные окна со стробоскопическим освещением для визуального контроля воды.

Первый в Советском Союзе кавитационный стенд был сооружен в 1932 г. в МВТУ под руководством И. И. Куколевского. Еще через два года стенды появились на ЛМЗ и во ВНИИГидромаше, затем в Ленинградском и Харьковском политехнических институтах. В настоящее время кавитационные стенды имеются во всех организациях, занимающихся экспериментальным исследованием гидротурбин. Это, как правило, более мощные и совершенные установки, чем «ветераны» 30-х годов.

В последние годы получили распространение высоконапорные кавитационные стенды. В п. 16 было показано, что при моделировании кавитации и особенно ее эрозионной способности существенное значение имеют не только безразмерные коэффициенты подобия, но и абсолютные значения скорости и давления. Моделирование с учетом этого обстоятельства удобнее осуществлять при высоких, близких к натурным напорах. Первый в Советском Союзе высоконапорный кавитационный стенд был сооружен в ЛПИ им. М. И. Калинина [60]. Позднее стенды на высокие напоры были созданы на ЛМЗ им. XII съезда КПСС [37], на ХТГЗ им. С. М. Кирова [12] и во ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева [1].

Рассмотрим более подробно схему одного из существующих кавитационных стендов (рис. IV.9). Представленный стенд предназначен для экспериментальных исследований моделей реактивных турбин, включая обратимые гидромашины. Поток получает энергию по данной схеме от двух главных осевых циркуляционных насосов 13 и 14 (рис. IV.9). Широкие возможности регулирования по напору и расходу обеспечиваются поворотом лопастей рабочего колеса насоса, изменением числа оборотов насоса. Кроме того, система трубопроводов и задвижек с электроприводами позволяет включать насосы параллельно или последовательно или вообще отключать один из них. Поворот лопастей рабочего колеса осуществляется специальным механизмом с помощью реверсивного электродвигателя. Приводами главных насосов служат двигатели постоянного тока.

Для стабилизации работы насосов и обеспечения возможности регулирования числа оборотов приводной двигатель каждого из них снабжен своей системой Леонардо с электромашинным усилителем.

Кроме главных насосов в схеме предусмотрен вспомогательный осевой циркуляционный насос, который предназначен для

регулирования сопротивления сети стенда при испытаниях обратимых гидромашин в насосном режиме. Насос расположен на ветке трубопровода 15, обводящей главные насосы. Направление подачи насоса противоположно направлению подачи главных насосов. Таким образом, стенд позволяет снять полную характеристику $Q-H$ гидромашин. Для регулирования давления над

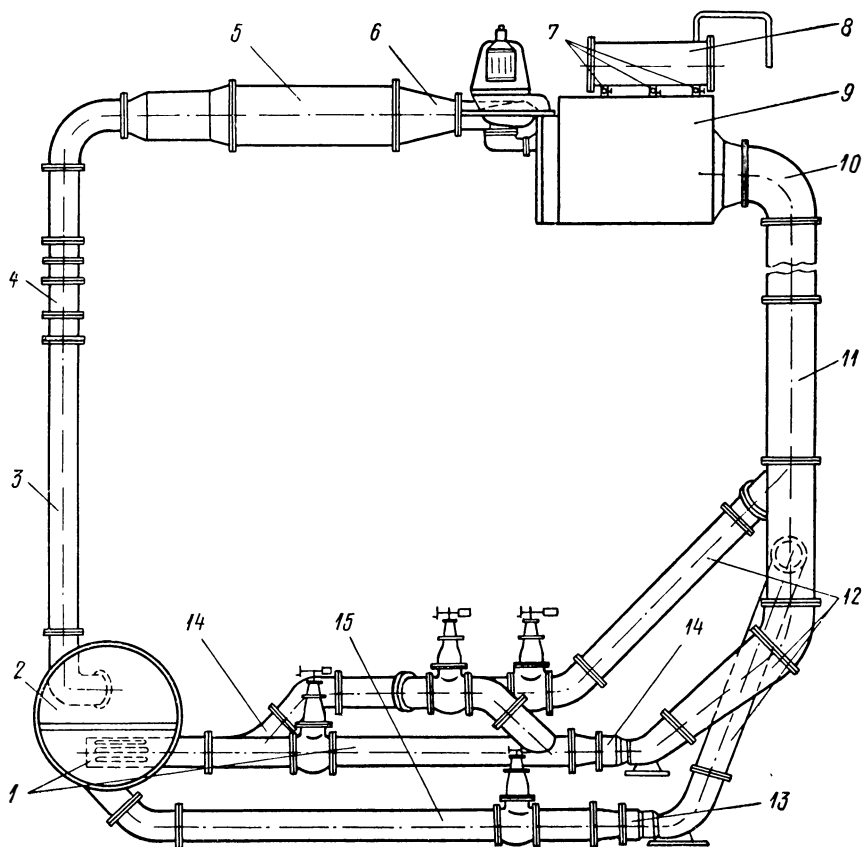


Рис. IV.9. Схема кавитационного стенда

нижним бьефом модельной турбины стенд оборудован вакуумными насосами.

Для того чтобы при значительных разрежениях на выходе из турбины насосы не попадали в тяжелые кавитационные условия, они располагаются на 10—15 м ниже экспериментальной турбины, так, чтобы статический подпор полностью компенсировал вакуум в зоне турбины. Напорная ветка между насосами и турбиной включает в себя горизонтальный подводный трубопровод 1, ресорбер 2, вертикальный трубопровод 3, напорный бак 5 и конфузорный переходник 6 к модели турбины.

В процессе кавитации происходит выделение газа из раствора, поэтому в замкнутых кавитационных установках во время опытов непрерывно возрастает содержание в воде нерастворенного воздуха. Для того чтобы этот процесс компенсировать, в круг циркуляции многих установок включены большие емкости (ресорберы), которые поток проходит с малыми скоростями и под значительными давлениями. В ресорберах происходит растворение выделившегося в рабочей зоне газа. К сожалению, ресорбер тоже не решает полностью проблему. Спектральный состав пузырьков газа выходящей из ресорбера воды отличается от спектрального состава реальной воды, поступающей в гидротурбину в эксплуатационных условиях. Напорный бак должен иметь достаточно большую площадь поперечного сечения, чтобы обеспечить возможность выравнивания потока на входе в модельную турбину с помощью конфузорного переходника со значительным поджатием. Отводящая ветка от турбины до насосов включает в себя вакуумный бак 9 с дополнительной емкостью 8, колено 10, вертикальный трубопровод 11.

Цилиндрический вакуумный бак 9 коленом 10 соединяется с отводящим трубопроводом 11. Над вакуумным баком предусмотрена дополнительная емкость в виде цилиндрического бака 8, который трубами 7 сообщается с основным баком. Дополнительная емкость имеет целью предотвратить захват воздуха проходящим потоком из зоны над нижним бьефом при больших расходах.

Напорный и вакуумные баки снабжаются смотровыми окнами для наблюдений за состоянием воды и ее поверхности в верхнем и нижнем бьефах.

В нижней части отводящий трубопровод 11 разветвляется на три нитки 12, подводящие поток к трем насосам.

При кавитационных исследованиях важное практическое значение имеет степень прозрачности воды. Поэтому принимаются специальные меры для очистки воды: или внутренние поверхности стенда защищаются от коррозии специальными покрытиями, или трубопроводы изготавливаются из нержавеющей стали.

Прежде чем начинать кавитационные исследования, на стенде снимается обычная энергетическая характеристика при заведомом отсутствии кавитации. Определяется к. п. д. в функции от приведенных расхода и числа оборотов. К. п. д. подсчитывается по формуле

$$\eta = \frac{M\omega}{\gamma QH} = \frac{\pi l}{30\gamma} \frac{Pn}{QH}, \quad (\text{IV.22})$$

где $M = lP$ — момент на валу турбины. Плечо рычага тормозного устройства l является характеристикой данной установки и не меняется в процессе опытов.

Таким образом, при испытаниях на каждом установившемся режиме работы турбины определяются четыре величины: расход Q , напор H , число оборотов n и нагрузка P . Расход замеряется

с помощью расходомера Вентури 4 (рис. IV.9). Расходомер расположен в средней части вертикального напорного трубопровода на расстоянии более десяти диаметров трубопровода от ресорбера снизу и от колена сверху. Перепад давления на расходомере замеряется дифференциальным манометром. Чтобы охватить весь большой диапазон изменения расходов, в манометре используются разные жидкости с разными удельными весами: ртуть Hg, тетрабромэтан C₂H₂Br₄ и четыреххлористый углерод CCl₄.

Напор на рассматриваемом стенде определяется как перепад давления между напорным и вакуумным баками и замеряется с помощью дифференциального чашечного ртутно-водяного манометра. При проведении серии испытаний напор обычно поддерживается постоянным.

Скорость вращения модели измеряется стрелочным тахометром или суммирующим счетчиком.

Крутящий момент на валу модельной турбины определяется весовым способом с помощью балансирующего генератора постоянного тока путем измерения тормозного момента на одноплечном рычаге. В систему измерения момента может быть дополнительно встроен сильфон с подключенным к нему U-образным ртутным манометром, позволяющим производить отсчеты момента при ненулевом положении рычага. Недостающий или излишний при этом груз на чаше весов определяется по предварительно тирированному сильфонному манометру.

В результате испытаний получаются семейства рабочих кривых и линий открытия, представляющих собой зависимости $\eta = f(n'_i)$ и $n'_i = f(Q'_i)$ при постоянных угле установки лопасти $\varphi = \text{const}$ и открытии направляющего аппарата $\alpha_0 = \text{const}$. По рабочим кривым и линиям открытия строится в дальнейшем энергетическая универсальная характеристика (рис. II.3 — II.5).

По полученной энергетической характеристике выбираются режимы работы, подлежащие кавитационным исследованиям. На каждом из выбранных режимов, характеризуемом открытием направляющего аппарата, углом установки лопастей рабочего колеса и приведенным числом оборотов, снимается срывная кавитационная характеристика (рис. III.5) — зависимость какого-либо энергетического параметра от кавитационного коэффициента установки

$$\sigma_{\text{уст}} = \frac{B^* - H_d - H_s}{H}. \quad (\text{IV.23})$$

В формуле (IV.23) B^* — напор, соответствующий давлению в вакуумном баке и определяемый по формуле

$$B^* = B - H_v, \quad (\text{IV.24})$$

где B — напор, соответствующий атмосферному давлению; H_v — напор, соответствующий вакууму над нижним бьефом турбины.

Атмосферное давление измеряется барометром, вакуум — ртутно-водяным чашечным дифференциальным манометром, чашка которого соединена с атмосферой. Давление парообразования берется по табл. III.1 в соответствии с замеряемой температурой воды. Полное воздухо содержание воды стенда определяется с помощью прибора типа Ван-Слайка [18].

При испытаниях с помощью вакуумных насосов над нижним бьефом создается пониженное давление, которое затем дискретно изменяется. Обычно снимается 10—12 режимных точек. При испытаниях поддерживается постоянным приведенное число оборотов n'_i (или приведенный момент M'_i) и фиксируются другие энергетические параметры — к. п. д. η , приведенный расход Q'_i , приведенный момент M'_i (или приведенное число оборотов n'_i). Строятся зависимости η , Q'_i , M'_i , n'_i от $\sigma_{уст}$. В некоторый момент энергетические параметры начинают меняться. Если срывная характеристика получается подобной той, которая представлена на рис. III.5, то крайнее значение кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$, при котором при уменьшении давления над нижним бьефом еще не изменяются энергетические параметры, принимается за критическое значение, равное кавитационному коэффициенту турбины $\sigma_{турб}$. Таким образом, после испытаний на многих режимах получается зависимость кавитационного коэффициента турбины от режима работы турбины. По данным испытаний, строятся кривые кавитационных разрезов $\sigma_{турб} = f(Q'_i)$ при $n'_i = \text{const}$. На рис. IV.10 представлено семейство таких кривых для разных углов установки лопастей поворотнлопастного рабочего колеса. Там же нанесены соответствующие энергетические характеристики с огибающей кривой. Точки касания огибающей кривой являются комбинаторными. Проектируя их на линии $\sigma_{турб} = f(Q'_i)$ при каждом значении φ , определяются комбинаторные значения кавитационного коэффициента и зависимость $\sigma_{турб} = f(Q'_i)$ для комбинаторных режимов. Далее на энергетическую универсальную характеристику наносятся линии $\sigma_{турб} = \text{const}$ (рис. II.3, II.4).

Кавитация оказывает существенное влияние на разгонное число оборотов. При разгоне сильно возрастает неравномерность потока за рабочим колесом, что обуславливает интенсивную кавитацию. Поэтому разгонные характеристики турбины необходимо определять на кавитационных стендах в зависимости от кавитационного коэффициента [7]. Испытания на энергетическом стенде дают завышенные значения разгонных чисел оборотов.

Сопоставление различных схем и конструктивных особенностей отечественных и зарубежных турбинных кавитационных стендов проведено в работе [41].

Такие четкие срывные кривые, как представлено на рис. III.5, встречаются далеко не всегда. Часто по срывным кривым затруднительно достаточно точно определить момент начала влияния кавитации на энергетические параметры.

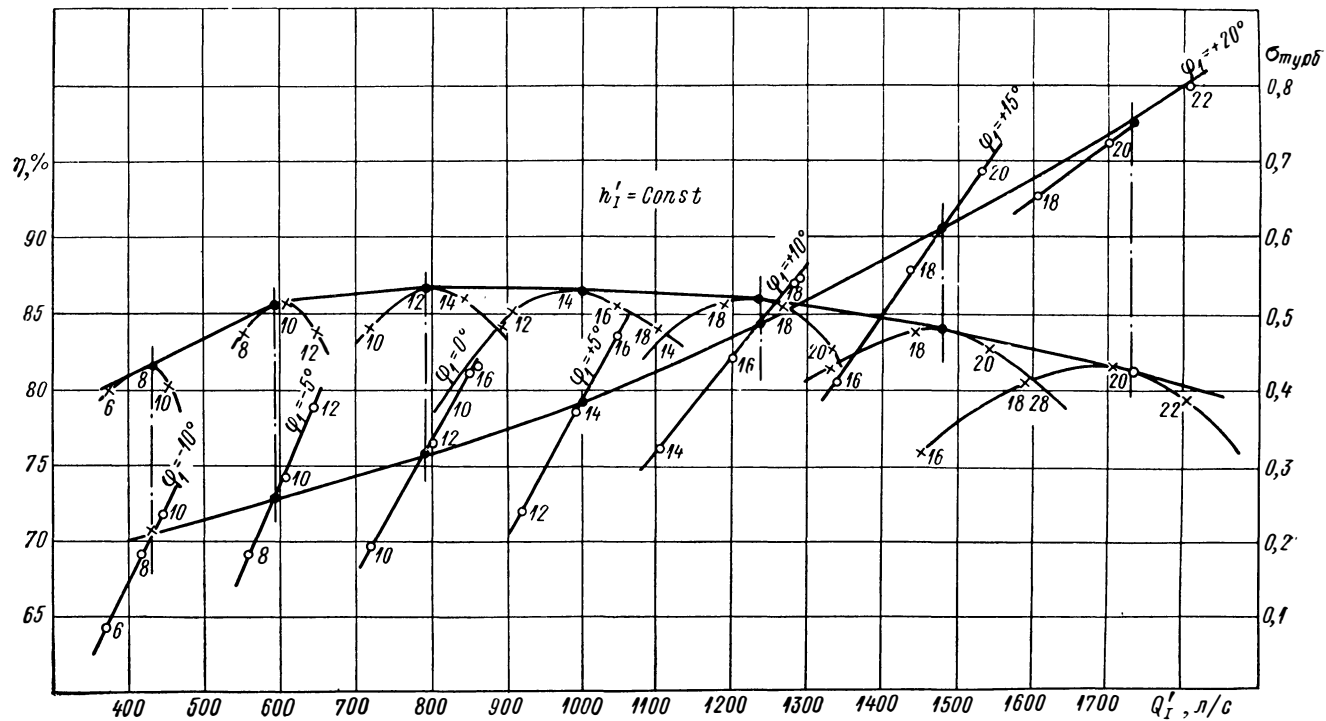


Рис. IV.10. Построение комбинаторной зависимости $\sigma_{\text{турб}} = f(Q_1')$

На рис. IV.11 представлены различные типы срывных характеристик, встречающиеся на практике [74]. Тип I можно назвать классическим. Здесь так же, как и на примере рис. III.5, энергетический параметр (в данном случае приведенное число оборотов) при $\sigma_{кр}$ начинает резко уменьшаться. Тип II тоже довольно часто встречается. Он характерен тем, что на некотором участке кривой, до начала падения энергетического параметра, имеет место подъем кривой. При кривой типа III изменение энергетического параметра происходит не резко, а постепенно. Момент начала изменения трудно установить.

Анализ экспериментальных данных показывает, что тот или иной тип срывной характеристики связан с исследуемой прочной частью и режимом работы. Например, при испытаниях моделей диагональных турбин на кавитационном стенде [74] было получено, что в области режимов работы с малыми расходами практически всегда имеют место первый и второй типы, в то время как третий тип в основном характерен для режимов больших приведенных расходов и высоких приведенных чисел оборотов. Оказалось, что на тип срывной характеристики влияет форма камеры рабочего колеса диагональной турбины. Например, для рабочего колеса Д45-1038 в камере с диаметром гэрловины $D_r = 0,980 D_1$ в зоне больших расходов подавляющему большинству режимов соответствовал третий тип срывной характеристики, в то время как в камере с $D_r = 0,875 D_1$ в этой же зоне расходов были только характеристики первого и второго типов.

Если при первом типе кривых определение величины $\sigma_{кр}$ не вызывает затруднений, то при втором и третьем типах возможны различные решения задачи. Например, в проекте международного кода модельных испытаний гидротурбин [42], при анализе кривых типа II, где за характерный энергетический параметр принят к. п. д., допускается принятие нескольких значений критического кавитационного коэффициента установки (рис. IV.12): σ_i — начало подъема кривой; σ^0 — максимум кривой; σ' — паде-

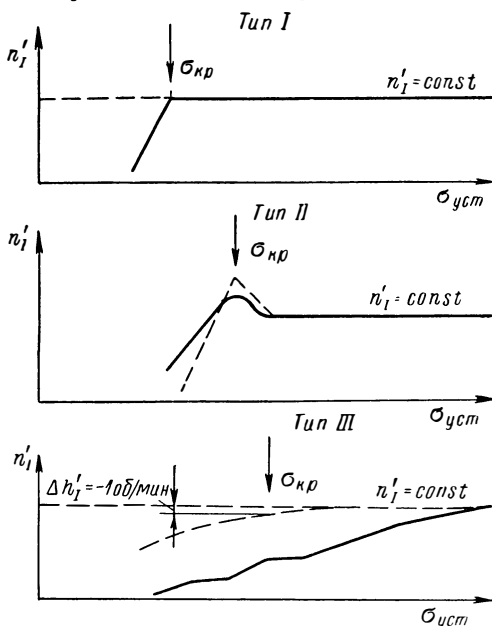


Рис. IV.11. Основные типы срывных характеристик кавитационных характеристик

ние к. п. д. на 1% от максимума или от величины σ_s ; σ_s — пересечение линии спада с линией $\eta = \text{const}$.

В международном коде нет указаний о том, какое из этих значений следует принимать. Предлагается решать этот вопрос в каждом конкретном случае путем договоренности между заказчиком и поставщиком. В практике ЛМЗ обычно принимаются величины σ_i или σ^0 как наиболее четко выраженные и хорошо повторяющиеся при эксперименте. Мнение о том, что надо выбирать величины σ_s или σ' на том основании, что они якобы обеспечивают работу турбины при повышенном к. п. д., является заблуждением. Во-

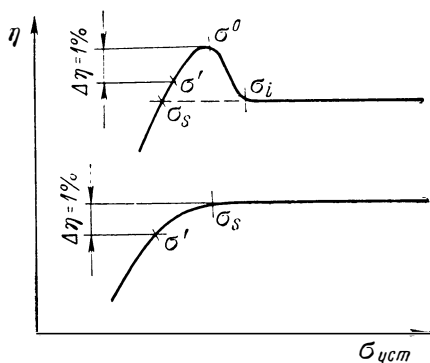


Рис. IV.12. Различные варианты назначения величины критического кавитационного коэффициента

первых, как было показано выше, условия моделирования при кавитации не соблюдаются и, следовательно, нет гарантии, что характер кривой, полученной на модели, будет таким же в натуральных условиях. Во-вторых, совершенно неизбежные запасы по кавитационному коэффициенту все равно переведут работу натурной турбины в зону с к. п. д. бескавитационного режима.

При третьем типе кривых в отечественной практике рекомендуется выбирать величину $\sigma_{кр}$ при снижении к. п. д. на

0,5% или уменьшении приведенного числа оборотов n'_1 на 1 об/мин для поворотнолопастных турбин и на 0,5 об/мин для радиально-осевых.

При снятии срывных кривых мощность и расход могут уменьшаться одновременно и в одинаковой степени. В этом случае к. п. д. сохранится неизменным даже при значительном срыве мощности [51]. Такая неопределенность кривых $\eta = f(\sigma_{уст})$ привела к тому, что для определения значения $\sigma_{турб}$ чаще пользовались кривой $n'_1 = f(\sigma_{уст})$. Обе кривые снимаются одновременно. Опыт показывает, что расхождения между величинами $\sigma_{турб}$, определенными по кривым $\eta = f(\sigma_{уст})$ и $n'_1 = f(\sigma_{уст})$, невелики и носят случайный характер — разность между этими величинами бывает равновероятно положительной и отрицательной [62]. Однако в последнее время рекомендуется за определяющие принимать зависимости $\eta = f(\sigma_{уст})$ и $M'_1 = f(\sigma_{уст})$, причем если по этим кривым получается расхождение в величинах $\sigma_{кр}$, то за истинное принимается большее из них.

При снятии срывной кривой технически удобнее идти от больших вакуумов к меньшим, хотя в реальных условиях действующей турбины важнее знать момент начала изменения энергетических параметров при увеличении вакуума. Специальные

исследования показали, что гистерезис проявляется в редких случаях и величина его незначительна. Гистерезисом обычно пренебрегают. Но замечено, что при повышенном воздухоподдержании роль гистерезиса возрастает. Поэтому в отечественной практике не рекомендуется проводить испытания при воздухоподдержаниях, больших чем $\alpha = 1,0 \div 1,2\%$. Воздухоподдержание меньше, чем $\alpha = 0,2\%$, тоже не рекомендуется, так как в этом случае свойства воды начинают заметно отличаться от свойств воды в натуральных условиях. Полученные значения кавитационного коэффициента турбины корректируются при построении экспериментальных кривых.

Таким образом, экспериментальное определение кавитационного коэффициента турбины в некоторой степени неопределенно. Сравнивая турбины, их модификации по величинам кавитационного коэффициента, необходимо знать, как выбирались эти величины по срывным кривым. Если это не принимать во внимание, то можно прийти к ошибочным выводам.

Действительно, при принятой методике различным типам срывных характеристик соответствует различная величина изменения в критическом режиме $\sigma_{кр}$ энергетического параметра. При первом типе значение параметра совпадает с его значением при бескавитационном режиме, при втором типе оно больше, а при третьем типе меньше, чем при бескавитационном режиме (рис. IV.11). Иногда, чтобы выйти из этого противоречия, предлагают при всех типах срывных характеристик принимать значения $\sigma_{кр}$ соответствующими одинаковому изменению энергетического параметра. В работе [74] обработаны одни и те же результаты экспериментальных исследований четырех модификаций диагональной турбины сперва обычным способом (рис. IV.13, а), а потом, назначая критические кавитационные режимы в точках, соответствующих началу изменения приведенных оборотов $\Delta n_i = 0$ (рис. IV.13, в) и его падению на 1 об/мин ($\Delta n_i = -1$) (рис. IV.13, б). Из графиков видно, что в зависимости от способа назначения $\sigma_{кр}$ меняются не только его величины, но и относительное расположение кривых и, следовательно, относительная оценка кавитационных качеств сравниваемых вариантов турбин.

Действительно, согласно рис. IV.13, а, лучшим по кавитационным качествам является рабочее колесо Д45-1038, испытанное в камере с диаметром горловины $D_r = 0,980D_1$; по рис. IV.13, б лучшим оказывается рабочее колесо Д45-14, а при больших расходах (более 1000 л/с) — рабочее колесо Д45-1038а (с девятью лопастями вместо десяти, как у рабочего колеса Д45-1038). Наконец, по рис. IV.13, в рассматриваемые варианты практически равноценны.

Для более обоснованного анализа экспериментальных результатов целесообразно обычные кавитационные характеристики и дополнять кривыми, соответствующими началу изменения

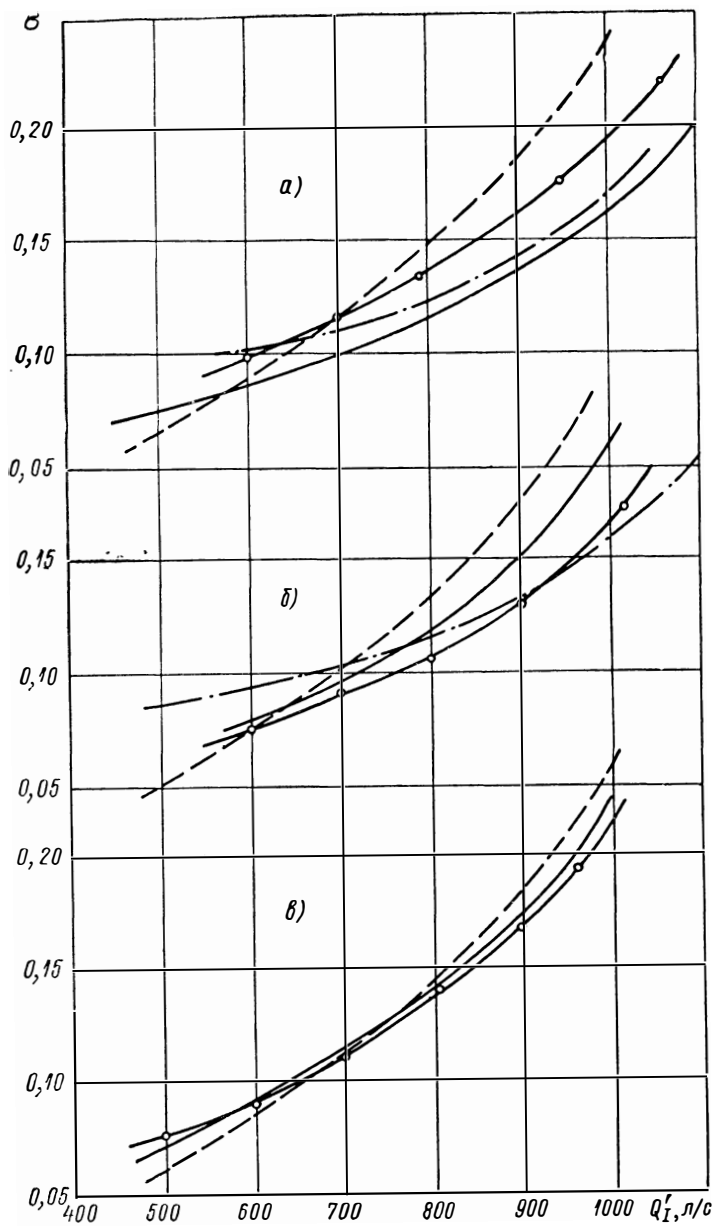


Рис. IV.13. Зависимости $\sigma_{\text{турб}} = f(Q'_I)$ при $n'_I = \text{const}$ и различных способах назначения величины критического кавитационного коэффициента

— D45-1038; $\bar{D}_r = 0,980$; - - - - D15-1038; $\bar{D}_r = 0,875$;
 - · - · - D45-1038а; $D_r = 0,980$; - O - - - D45-14; $D_r = 0,980$

энергетического параметра и наперед заданной величине его падения (например, на 1%).

Совокупность этих трех характеристик позволит получить более обоснованное представление о характере воздействия кавитации на энергетический параметр и уменьшить степень субъективности при назначении кавитационного коэффициента турбины.

Иную методику определения критического значения кавитационного коэффициента установки предложил А. Д. Перник [48]. По этой методике следует снимать обычные энергетические характеристики модельной турбины (рабочие кривые, линии открытия) при различных, наперед заданных значениях вакуума над нижним бьефом H_v . При малых нагрузках (при больших значениях n'_i) кривые, снятые при различных значениях вакуума, совпадают с кривыми, полученными при предварительных энергетических испытаниях при заведомом отсутствии кавитации. Затем при некотором значении n'_i кривые $n'_i = f(Q'_i, H_v)$ и $\eta = f(n'_i, H_v)$ начинают трансформироваться. Предложенная методика дает дополнительную интересную информацию о кавитационных качествах исследуемых вариантов модельных турбин. Однако по техническим причинам пока не удалось более детально ее отработать и использовать при исследованиях турбин разных быстроходностей. Работы в этом направлении предполагается продолжить.

Проблемы масштабного эффекта кавитации требуют дополнять в той или иной степени лабораторные исследования испытаниями в натуре. Технические возможности натуральных исследований значительно более ограничены, чем лабораторных, и требуют специальных методов. Энергетический метод в натуральных условиях можно применять в очень редких случаях и только в сильно трансформированном виде. Испытания проводятся в несколько этапов в течение более года. Каждый этап испытаний связан с определенным значением высоты отсасывания, имевшей место в данный период на ГЭС. При испытаниях снимается зависимость к. п. д. или относительного к. п. д. от мощности при разных значениях высоты отсасывания с доведением этой зависимости по возможности до кавитационного срыва. По месту отхода кривой $\eta = f(N)$ при кавитации от той же кривой без кавитации определяется кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{турб}}$, который можно сопоставить с коэффициентом, полученным при модельных испытаниях. Одновременно уточняются пределы режимов работы данной турбины без снижения к. п. д. из-за кавитации.

Рассмотренный здесь энергетический метод исследования кавитации является основным в гидротурбостроении. Но кроме того, что он обладает рядом недостатков, о которых говорилось выше, этот метод не указывает конкретных путей совершенствования проточной части, не дает никаких сведений о качестве проточной части в отношении разрушающей способности кавитации.

Энергетический метод, являющийся по существу интегральным, должен быть дополнен дифференциальными методами исслед-

дования процессов зарождения и развития кавитации на профиле, позволяющими изучать формы кавитации, ее локализацию, степень развития, разрушающую способность в зависимости от параметров обтекания. Для успешного совершенствования проточной части необходимо знать, при каких формах, локализации, степени развития кавитации имеет место то или иное изменение энергетических параметров, появляется и существенно возрастает кавитационная эрозия. В связи с этим в последние годы обычные испытания на кавитационном стенде дополняются визуальными стробоскопическими наблюдениями через прозрачные камеры, фото- и скоростной кино съемкой, эрозионными исследованиями с помощью легкоразрушаемых материалов.

Однако такие исследования удобнее проводить на гидродинамической трубе, которая предоставляет для этого значительно большие возможности. Поэтому в Советском Союзе и за рубежом получают все большее распространение гидродинамические методы исследования кавитации применительно к гидротурбинам.

19. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Гидродинамическая труба позволяет проводить исследования плоского течения, приближая условия эксперимента к расчетной схеме профилирования лопастной системы. В кавитационной гидродинамической трубе исследуются кавитационные и бескавитационные обтекания изолированных профилей, профилей в решетке, составляющих лопастную систему рабочего колеса, различных упрощенных тел для изучения процесса кавитации. На входе в рабочий участок трубы обеспечивается равномерное плоскопараллельное течение с возможностью изменения в широких пределах скорости и давления потока.

Кавитационная гидродинамическая труба, предназначенная специально для исследования гидротурбинных решеток профилей, уже с начала 50-х годов функционирует в Токийском университете у профессора Ф. Нумачи [97]. Скорость и давление потока до и после изолированного профиля или иного тела одинаковы. Скорость и давление до и после бесконечной решетки профилей различны, причем степень различия зависит от параметров решетки. Чтобы при исследованиях решеток с ограниченным числом профилей создать условия, приближающиеся к условиям бесконечной решетки, Ф. Нумачи предусмотрел за рабочим участком диффузор с подвижными стенками.

Для исследования кавитационного обтекания решеток профилей была переоборудована высокоскоростная гидродинамическая труба Калифорнийского технологического института [63]. На выходе из решетки, как и у Ф. Нумачи, предусмотрены подвижные стенки. Одна из стенок рабочего участка прозрачная.

В Советском Союзе для исследования решеток профилей гидротурбинного класса предназначена кавитационная гидродинамическая труба ЦКТИ [81], схема которой представлена на

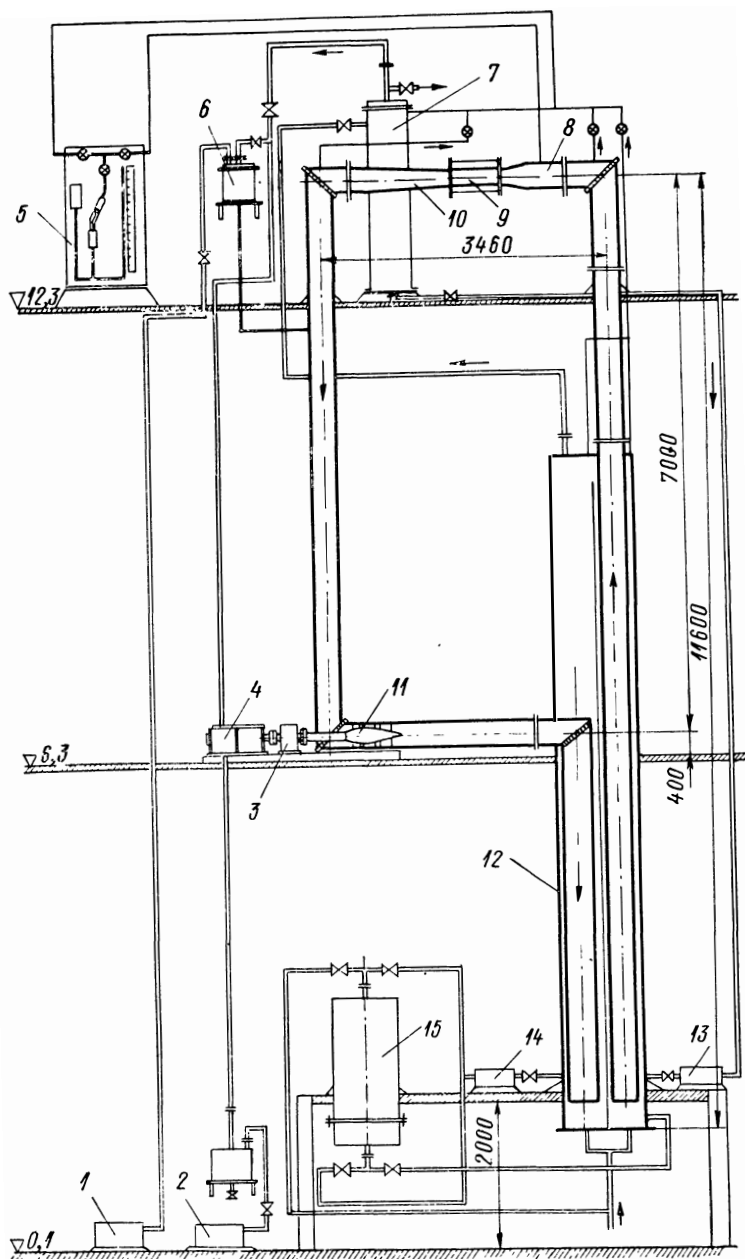


Рис. IV.14. Кавитационная гидродинамическая труба:

1 — компрессор; 2 — вакуумный насос; 3 — редуктор; 4 — электродвигатель; 5 — прибор для определения воздухо содержания; 6 — бак регулирования давления; 7 — деаэра тор; 8 — конфузор; 9 — рабочий участок; 10 — диффузор; 11 — осевой насос; 12 — ресорбер; 13 — насос деаэра тора; 14 — вихревой насос; 15 — фильтр песчаный

рис. IV.14. Экспериментальный рабочий участок располагается в верхней части трубы. Циркуляция потока обеспечивается специальным осевым насосом с поворотными лопатками 11, приводом которого служит двигатель постоянного тока. Питание двигателя осуществляется через трехмашинный агрегат Леонардо. В нижней части трубы располагается развитый ресорбер 12, обеспечивающий растворение большей части воздушных пузырей, выделившихся из воды при кавитации в рабочем участке. Все трубопроводы и ресорбер выполнены из нержавеющей стали, чтобы в максимальной степени ограничить загрязнение воды продуктами коррозии. Для обеспечения равномерного потока перед рабочим участком установлены специально спрофилированный конфузор 8 со степенью поджатия около девяти и сотовый выпрямитель. За рабочим участком предусмотрен диффузор 10 с малым углом конусности и подвижными стенками. Все колена трубы имеют направляющие лопатки. Уровень давления в трубе регулируется с помощью вакуумного насоса 2 и компрессора 1. Общее воздуходоержание меняется с помощью вакуумного деаэратаора 7, снабженного центробежным насосом. Для измерения воздуходоержания используется усовершенствованный прибор Ван-Слайка 5. С его помощью определяется общее количество газа (растворенного и дисперсного) в пробе воды, взятой из любого места установки.

Распространено мнение о том, что значение имеет не столько общее газосодержание, сколько содержание нерастворенного газа и даже спектральный состав газовых пузырьков. Возможно, этим объясняется расхождение некоторых экспериментальных данных по влиянию общего воздуходоержания. В связи с этим в последние годы ведутся работы по созданию соответствующей аппаратуры. Разработан ультразвуковой прибор [13], позволяющий определять общее содержание нерастворенного газа в проходящем потоке (экспресс-анализ). Создана аппаратура для определения спектрального состава пузырьков газа в неподвижной воде [14]. В настоящее время осуществляются дальнейшее совершенствование и доведение этой аппаратуры до практического применения при кавитационных испытаниях [10]. Начаты также работы по внедрению оптических методов определения свободного газосодержания с помощью лазерной техники (голографии).

Труба позволяет создавать скорости течения на входе в рабочий участок до 15—35 м/с, в зависимости от объекта исследования, и давления от практически полного вакуума до ~5 ат избыточного давления, что позволяет изменять коэффициент кавитации [1.4]

$$k = \frac{p_{\infty} - p_d}{\rho \frac{v_{\infty}^2}{2}} \quad (\text{IV.24})$$

в очень широких пределах. При испытаниях фиксируются ультразвуковые излучения кавитации. Прозрачные стенки рабочего

участка обеспечивают возможность визуальных наблюдений, фото- и скоростной киносъемки всех профилей решетки.

Исследования профилей как изолированных, так и в решетке, сопровождаются, кроме того, замером гидродинамических характеристик в статике и динамике с помощью специального малогабаритного и малоинерционного динамометра на тензомерах. Коэффициент кавитации k при испытаниях на кавитационной трубе изменяется путем регулирования давления p_∞ или скорости v_∞ перед решеткой или изолированным профилем, подобно тому как для изменения кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$ на кавитационном стенде изменяются высота отсасывания H_s (давление над нижним бьефом B^*) или напор H . Связь между коэффициентом кавитации k и кавитационным коэффициентом установки $\sigma_{уст}$ была показана в п.5.

Кавитационная труба предоставляет хорошие возможности для исследования относительной интенсивности и локализации эрозионного воздействия кавитации при различных ее формах. Для экспериментальной оценки интенсивности кавитационного воздействия используются различные легкоразрушаемые материалы, в частности, двухслойное лаковое покрытие [11]. Эрозия на поверхности лака наблюдается в виде отдельных язвин, различных по глубине и диаметру, если продолжительность опыта не слишком велика. При длительных испытаниях лак полностью разрушается в зоне кавитации и площадь разрушения растет со временем за счет подмыва краев и смывается даже там, где наверняка нет кавитации. Поэтому интенсивность кавитационного воздействия обычно оценивается плотностью эрозии i , представляющей число язвин, возникающих на единице площади обтекаемой поверхности в единицу времени, или иным параметром, учитывающим не только число, но и размеры язвин.

На рис. IV.15 [20] представлено в качестве примера распределение плотности эрозии вдоль хорды профиля при кавитации в форме II и в форме III. Из рис. IV.15 видно, что интенсивность кавитационного воздействия, оцениваемая параметром i , при кавитации в форме III в два с лишним раза больше, чем при форме II. Зона профиля, подверженная эрозии, при форме III тоже значительно больше. Максимальная интенсивность кавитационного воздействия локализуется в зоне хвоста каверны ($l_{кав}$ — длина каверны). При форме III, кроме того, имеется зона интенсивной эрозии на входной кромке профиля. Удобно также характеризовать интенсивность кавитационного воздействия отношением общего числа язвин на профиле к продолжительности испытания s . На рис. IV.16 представлена зависимость величины s от числа кавитации k при форме III кавитации. Из графика видно, что интенсивность кавитационного воздействия существенно зависит от степени развития кавитации. С уменьшением числа кавитации интенсивность s быстро возрастает, достигает максимума, а далее начинает уменьшаться, хотя, как показы-

вают наблюдения, хвост кавитационной каверны еще не выходит за пределы профиля. График на рис. IV.16 дает также возможность оценить влияние скорости и воздухоподдержания на интенсивность эрозии. Характер зависимости $s = f(k)$ не меняется, но величина s с ростом скорости резко возрастает, а увеличение

содержания воздуха в воде снижает интенсивность эрозии.

В решетках профилей, как и на изолированном профиле, наибольшая интенсивность эрозии имеет место при пузырьковой кавитации. Наличие на поверхности профиля кроме пузырьков факелов существенно уменьшает интенсивность эрозии и размер эрозионных язвин. Факельная форма (рис. I.9) и особенно форма II (рис. I.4) кавитации обладают наименьшей эрозионной способностью. Интенсивность эрозии существенно зависит от степени развития кавитации, характеризуемой, в частности, коэффициентом кавитации. При кавитации в форме I

зона эрозии располагается в районе выходной кромки. С увеличением протяженности зоны

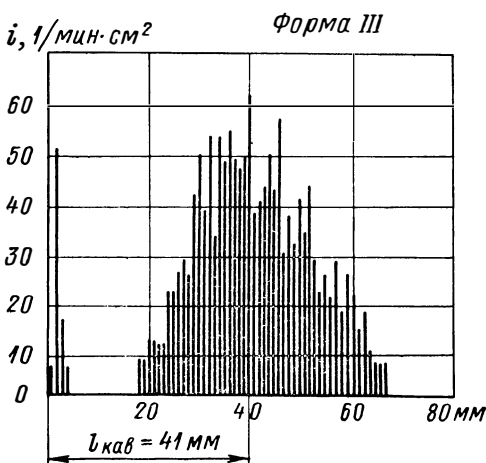
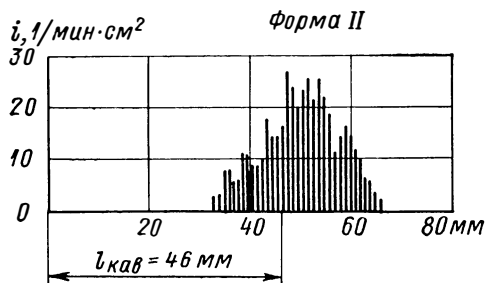


Рис. IV.15. Распределение плотности эрозии вдоль хорды профиля при различных формах кавитации

ны профиля, занятой пузырьками, числа и размеров пузырьков интенсивность эрозии быстро растет, а затем резко падает, когда пузырьки начинают замыкаться за пределами профиля. Исследуя обтекание каждой из бесконечных плоских решеток профилей, составляющих лопастную систему осевого рабочего колеса, можно получить представление об условиях развития кавитации и кавитационной эрозии на лопасти рабочего колеса в целом. Таким образом, открывается возможность на стадии проектирования рабочего колеса экспериментально установить его кавитационно-эрозионные характеристики в широком диапазоне режимов.

Распределение давления на профиле в данной решетке, которое в конечном итоге и определяет условия развития кавитации, зависит от геометрии профиля и условий обтекания решетки. В свою очередь, условия обтекания решетки i -го сечения рабочего колеса определяются режимом работы турбины.

Анализ режимов работы поворотлопастной гидротурбины показывает, что в поле универсальной характеристики различные сечения лопасти работают в широком диапазоне углов атаки $\alpha_{вх}$ и относительных скоростей ω_1 . На рис. IV.17 представлены для примера линии постоянных значений $\alpha_{вх}$ и ω_1 для III сечения лопасти системы рабочего колеса ПЛ646.

Отсюда видно, что угол атаки $\alpha_{вх}$ существенно увеличивается с уменьшением n'_1 , а величина скорости ω_1 уменьшается с уменьшением Q'_1 и n'_1 . Аналогичный характер зависимости $\alpha_{вх}$ и ω_1 от режима работы имеет место и на других сечениях лопасти. Причем при переходе от втулочных к периферийным сечениям угол атаки $\alpha_{вх}$ уменьшается, а скорость ω_1 увеличивается.

Указанное разнообразие в режимах обтекания обуславливает существование на различных сечениях лопасти на одном и том же рабочем режиме различных эпюр распределения давления и, как следствие, различных условий возникновения и развития кавитации. Вид эпюр на различных сечениях лопасти должен существенно зависеть и от режима работы турбины.

Испытания на кавитационной трубе [19] показали, что при пленочных формах кавитации длина каверны растет по мере уменьшения числа кавитации k , но абсолютные значения скорости обтекающего потока и общего воздухо содержания не влияют на характер этой зависимости. Ширина зоны эрозии увеличивается с развитием кавитации и соответствует области пульсации каверны, фиксируемой с помощью скоростной киносъемки.

Граница начала зоны эрозии при форме кавитации III проходит сразу за окончанием участка действия растягивающих напряжений l_p . Это особенно заметно при начальных стадиях развития кавитации, когда длина каверны мала. В этом же месте происходит периодический отрыв каверны. Ширина зоны эрозии при форме III увеличивается с ростом скорости, в то время как

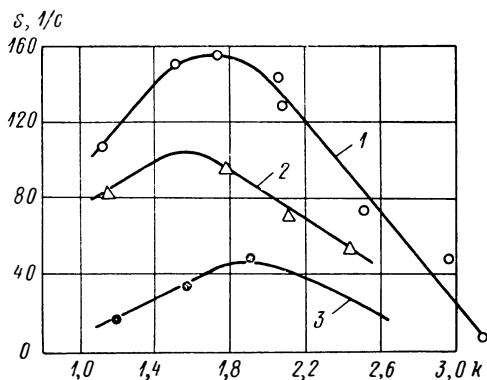


Рис. IV.16. Зависимость интенсивности эрозии от числа кавитации при кавитации в форме III при различных скоростях потока v_∞ и воздухо содержаниях воды α :

1 — $v_\infty = 15$ м/с; $\alpha = 0,8\%$; 2 — $v_\infty = 15$ м/с; $\alpha = 1,6\%$; 3 — $v_\infty = 13$ м/с; $\alpha = 0,8\%$

положение максимума эрозии остается неизменным и располагается в районе видимого хвоста каверны. При форме кавитации *II* ширина зоны эрозии существенно меньше и ее границы не изменяются с изменением скорости. Местоположение максимума эрозии смещено вниз по потоку по отношению к видимому хвосту каверны.

Интенсивность кавитационного шума для кавитации в формах *II* и *III* увеличивается с увеличением степени ее развития и с увеличением скорости, но если для формы *III* шум увеличивается

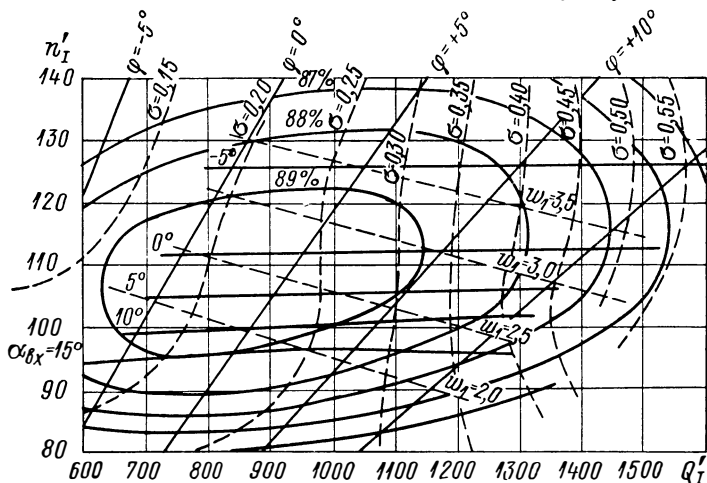


Рис. IV.17. Линии постоянных значений углов атаки $\alpha_{вх}$ и относительных скоростей ω_1 в поле универсальной характеристики для *III* сечения лопастной системы рабочего колеса ПЛ646

с уменьшением воздухосодержания, то для формы *II* влияние воздухосодержания на шум не обнаруживается. Аналогично влияние скорости и воздухосодержания на интенсивность эрозии при пленочных формах кавитации. Но зависимость интенсивности эрозии от степени развития кавитации при форме *III* не монотонна (как зависимость шума), а имеет максимум. Уменьшение интенсивности эрозии происходит задолго до выхода пульсирующего хвоста каверны за пределы профиля и не может быть объяснено этим обстоятельством.

Сопоставление экспериментальных данных с расчетными эпюрами распределения давления показывает, что место возникновения кавитации на профиле при всех формах кавитации близко к зоне максимального разрежения. Кроме того, видно, что при формах кавитации факельной и *I* число $k_{нач}$ удовлетворительно согласуется с минимальным коэффициентом давления на профиле $p_{мин}$, а при пленочной кавитации $k_{нач} < |\bar{p}_{мин}|$.

Как показывает эксперимент, при формах кавитации факельной и особенно *I* ее развитие (с уменьшением числа k) происходит

очень быстро, так что число $k_{нач}$ и число k , при котором кавитационные пустоты замыкаются за пределами профиля, мало отличаются друг от друга. Причем, чем ближе к выходной кромке располагается зона максимального разрежения, тем быстрее каверна выходит за пределы профиля.

В решетках отмечено существование кавитации в виде переходной формы от *III* ко *II* форме. При этом кавитация возникала в виде гладкой каверны с замутненной поверхностью, характер развития которой был аналогичен развитию кавитации в формах *II* и *III*. Эрозионные проявления этой формы кавитации также меньше, чем при форме *III*.

Кавитационная эрозия при кавитации в срывной форме *IV* возникала после формирования единой каверны с приближением ее к поверхности профиля и с возникновением пульсаций. Так же, как и при кавитации в форме *III*, интенсивность эрозии достигала максимума при стадиях развития, предшествующих переждению каверны в струйную.

Кавитация — сугубо пространственный процесс. Поэтому допустимость исследования кавитации пространственной лопастной системы по схеме плоского течения на решетках профилей неочевидна. С целью сопоставления процессов кавитации в плоских решетках профилей и на лопастях рабочего колеса были проведены испытания соответствующего модельного рабочего колеса диаметром 350 мм на соответствующем режиме работы. Испытания показали, что при развитых стадиях кавитации длины каверн в средней части лопасти и на профиле в решетке близки друг другу. В начальных стадиях на лопасти кавитация развивается интенсивнее, видимо, из-за влияния соседних сечений с несколько отличными эпюрами распределения давления. На корневом и периферийном сечениях лопасти кавитация существенно иначе развивается, чем на соответствующих решетках профилей. Это объясняется близостью стенок камеры и втулки рабочего колеса, а также влиянием зазоров лопасть — камера и лопасть — втулка. Таким образом, кавитационное обтекание плоских решеток хорошо соответствует обтеканию только средней, удаленной от торцовых кромок части лопасти.

Эрозионные исследования сводятся к решению следующих основных проблем:

- 1) определение зон и интенсивности кавитационных разрушений при различных режимах работы турбин;
- 2) исследование кавитационной стойкости материалов;
- 3) изучение физической природы и основных закономерностей кавитационной эрозии.

Работы по этим направлениям ведутся как в лабораторных условиях, так и на действующих ГЭС.

20. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭРОЗИИ НА МОДЕЛЯХ ТУРБИН

В настоящее время при разработке новых рабочих колес все более широкое распространение получает исследование кавитационной эрозии на моделях. Исследование эрозии на моделях позволяет на стадии проектирования оценить интенсивность кавитационного воздействия на рабочее колесо, а также определить, какие участки лопастей наиболее подвержены разрушениям и требуют покрытия кавитационностойкими материалами.

Наиболее простым способом обнаружения зон, подверженных кавитационным разрушениям, являются визуальные наблюдения за развитием процесса кавитации на лопастях при стробоскопическом освещении. Стробоскопический эффект основан на том, что если освещать вращающуюся деталь периодически повторяющимися импульсами света, то при совпадении числа вспышек с числом оборотов детали благодаря инерционности зрительного ощущения изображение кажется неподвижным. Интервалы между вспышками должны быть не более 0,1 с. В качестве источника света в стробоскопических установках используются неоновые лампы, имеющие малую инерционность.

При хорошей оптической прозрачности воды в стенде, достаточно мощной стробоскопической вспышке и больших размерах проточной части модельной турбины, у которой стенки камеры выполнены из органического стекла, можно проследить, при каких условиях начинается процесс кавитации в рабочем колесе,

как он развивается и на каком участке образуются кавитационные каверны.

Визуальные наблюдения могут сопровождаться фотографированием.

Стробоскопические наблюдения обычно совмещаются по времени с опытами по определению $\sigma_{\text{турб}}$.

Интересные результаты получены при исследовании стробоскопическим методом поворотнолопастных турбин, проточная часть которых полностью доступна для наблюдения. Испытания позволили установить, что с увеличением разрежения за рабочим колесом первые кавитационные каверны появляются в зазоре лопасть—камера и лопасть—втулка рабочего колеса. Затем каверны возникают на пере лопасти. Полное подавление кавитации происходит при значительном противодавлении за рабочим колесом. Так, например, на колесе ПЛ587 кавитационные каверны исчезают при $\sigma_{\text{уст}} = 1,08$ ($\sigma_{\text{турб}} = 0,48$) [57], на колесе ПЛ646—при $\sigma_{\text{уст}} = 0,70$ ($\sigma_{\text{турб}} = 0,24$).

Стробоскопический способ исследования кавитации, отличаясь своей простотой, имеет ряд недостатков, во-первых, далеко не все участки лопастей, особенно в радиально-осевых турбинах, доступны для наблюдения, во-вторых, неизвестно, в какой степени образовавшаяся кавитационная каверна того или иного типа опасна для лопасти. В связи с этим, кроме стробоскопического наблюдения, при исследовании кавитационной эрозии на моделях турбин, так же как на профилях в кавитационной трубе (п. 19), применяется метод легкоразрушаемых покрытий. Такой метод более точен и надежен, так как позволяет выявить именно те места, где покрытие разрушается в первую очередь и, следовательно, кавитация наиболее опасна.

Испытания с помощью метода легкоразрушаемых покрытий весьма продолжительны и совместить их с обычными кавитационными испытаниями по определению $\sigma_{\text{турб}}$ невозможно. Испытания по этому методу ведутся в определенной последовательности. Модель рабочего колеса с нанесенным покрытием испытывается определенное время (время устанавливается в зависимости от материала покрытия, напора установки, размеров модели) при одном режиме, характеризующемся постоянными значениями Q'_i , n'_i , $\sigma_{\text{уст}}$. После этого турбина разбирается, обмеряется зона разрушения, восстанавливается покрытие и затем задается следующий режим.

В качестве легкоразрушаемых покрытий обычно используются лаки и свинец.

На ЛМЗ исследования ведутся с лаковыми покрытиями. Метод требует строгого соблюдения технологии приготовления и нанесения покрытий. Лаки должны обладать хорошей адгезией как к металлу рабочего колеса, так и между собой. В противном случае будет происходить не эрозионное разрушение лакового покрытия в виде отдельных язвин, возникающих при кавитационных

ударах, а скалывание покрытия целыми кусками. Методика работы с лаками разработана ВНИИгидромашем [11]. Рекомендовано двухслойное лаковое покрытие.

Нижний слой — лак ЭЦ-106, состоящий из раствора смолы 106 в этилцеллозольве из расчета 1 г смолы на 1 мл этилцеллозольва с добавлением ярко-красного красителя.

Верхний слой — лак ЭГК, состоящий из раствора гарпиуса в ксилоле из расчета 1,5 г эфира на 1 мл ксилола с добавлением зеленого красителя.

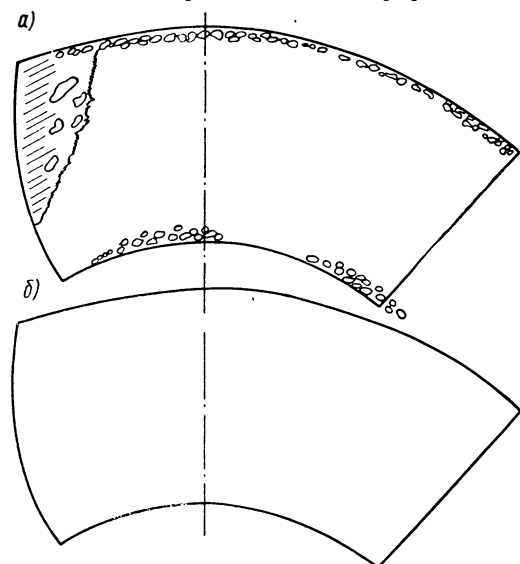


Рис. V.1. Зоны возникновения кавитационных каверн (а) и места разрушения лакового покрытия (б) на лопасти рабочего колеса ПЛ646

на лопасти рабочего колеса наносится координатная сетка.

В процессе эксперимента производится несколько промежуточных осмотров рабочего колеса. Во время осмотров фиксируется время начала разрушения каждого слоя лака и определяется скорость роста площади разрушения.

Верхний слой лака ЭГК менее стоек, он разрушается в 4—5 раз быстрее лака ЭЦ-106. По степени разрушения верхнего и нижнего слоев лака можно судить не только о местах разрушения, но и сравнивать в известной степени интенсивность кавитационного воздействия на разных режимах работы.

На рис. V.1 показаны зоны возникновения кавитационных каверн на лопасти рабочего колеса ПЛ646, зафиксированные при стробоскопическом освещении, и места разрушения лакового покрытия. Испытания были проведены на стенде с рабочим колесом диаметром 250 мм, продолжительность испытаний 10 ч, напор 16 м. Режим испытаний: $Q_1' = 840$ л/с; $n_1' = 100$ об/мин; $\sigma_{уст} = 0,24$; $\sigma_{турб} = 0,19$.

В лаборатории гидромашин Ленинградского политехнического института в качестве легкоразрушаемого покрытия применялся свинец [8]. Свинец наносился на стальные лопасти рабочего колеса электролитическим способом. Толщина покрытия 0,08—0,1 мм.

В связи с тем, что рабочее колесо радиально-осевой турбины целиком покрыть при помощи электролитического способа невозможно, была создана разборная конструкция колеса с выемными лопастями.

Испытания проводились при напоре 30—70 м, диаметр модельного колеса 250 мм.

При испытаниях на оцинкованных лопастях фиксируются зона эрозии и косвенно интенсивность, характеризующаяся видом разрушенного покрытия, — помутнение, губчатое разрушение, полное удаление покрытия. После снятия формуляра и фотографирования лопасть очищается от поврежденного покрытия и покрывается свинцом заново.

Повторяемость результатов при этих испытаниях достаточно хорошая — изменение площадей эрозии при одинаковых режимах не превышает 5%.

Исследование влияния продолжительности испытаний на эрозию, проводившееся при напоре 55—70 м, показало, что зона эрозии, выявившаяся за первые 6 ч испытаний, в дальнейшем увеличивается незначительно, изменяется лишь характер разрушения — от помутнения к полному удалению покрытия.

Зона эрозии не зависит также от напора, с увеличением напора меняется лишь интенсивность кавитационного воздействия: за 6 ч испытаний при $H = 32$ м — помутнение поверхности; при $H = 42 \div 52$ м — губчатое разрушение; $H = 62$ — полное удаление покрытия.

Для серийных испытаний по определению влияния условий работы (Q_i , n_i , $\sigma_{уст}$) на эрозию были выбраны: продолжительность одного режима 6 ч, напор 50—60 м.

В качестве примера на рис. V.2 приведены результаты испытаний рабочего колеса РО697в. На рисунке показаны универсальная характеристика колеса с нанесенными на ней режимами испытаний 1, 2, . . . , 6 и соответствующие этим режимам формуляры кавитационной эрозии лопастей. Испытания на каждом режиме проводились с разными значениями кавитационного запаса, характеризующего коэффициентом $k_\sigma = \sigma_{уст}/\sigma_{турб}$. Изменение k_σ производилось от 0,75, при котором кавитация приводит к срыву к. п. д., до $k_\sigma = 2,5$, когда кавитация полностью подавлена.

Испытания на рабочем колесе РО697в выявили две зоны эрозии: за входной кромкой и около выходной кромки лопастей. Зона эрозии на выходной кромке появляется лишь при $k_\sigma = 1,25$. При увеличении и уменьшении k_σ эта зона на основных режимах (3, 4) исчезает. Лишь на пониженных нагрузках она сохраняется и при $k_\sigma = 1,0$.

Исследования кавитационной эрозии на моделях методом легко-разрушаемых покрытий позволяют выявить зоны кавитационного воздействия и оценить влияние режимов работы на интенсивность разрушений. Испытания наглядно показывают, что эрозия начинается задолго до кавитационного срыва к. п. д. Так, например, для рабочего колеса РО697в эрозия возникает при $\sigma_{уст}$ в 2—2,5 раза превышающей $\sigma_{турб}$. Эти результаты согласуются с имеющимся опытом эксплуатации гидротурбин.

21. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭРОЗИИ НАТУРНЫХ ТУРБИН

Исследование кавитационной эрозии на натуральных турбинах кроме выяснения основных закономерностей развития кавитационных процессов в условиях действующих ГЭС, позволяет качественно оценить масштабный эффект и уточнить методы пересчета результатов эрозионных испытаний моделей турбин. Нужно отметить сложность и большую трудоемкость исследования эрозии в натуральных условиях, однако без этих испытаний нет уверенности в правильности методов пересчета результатов, полученных в лаборатории.

Натурные испытания имеют также большое значение для выяснения влияния нагрузки, действующего напора и заглубления турбины на интенсивность кавитационной эрозии для конкретной ГЭС.

Первые публикации по исследованию кавитационной эрозии турбин в натуральных условиях появились в 1958 г. [90, 91]. Кавитационная эрозия фиксировалась при помощи легкоразрушаемых покрытий.

В работе Р. Г. Кнаппа [91] излагаются результаты испытаний радиально-осевой турбины $N = 30$ МВт, $H = 24,4$ м. В качестве легкоразрушаемого покрытия использовался чистый алюминий. Алюминиевая пластинка, изогнутая по форме лопасти, устанавливалась на входной кромке около нижнего обода как со стороны низкого, так и высокого давления. Крепление пластинки осуществлялось болтами, расположенными по ее краям.

Испытывался режим полной нагрузки и холостого хода. Время испытаний 5, 10, 20 мин. На каждый опыт ставились новые алюминиевые пластинки. Интенсивность эрозии оценивалась по количеству кавитационных вмятин на единицу площади в единицу времени.

Испытания показали, что на холостом ходу разрушения отсутствовали. На полной нагрузке количество вмятин на 1 см^2 за 1 с составляло 0,5—1,1. Средний диаметр вмятин 0,06—0,1 мм.

К недостаткам эксперимента следует отнести неудовлетворительное крепление алюминиевых пластин, которое привело к их отгибу на стороне низкого давления до 18 мм.

В работе С. Керра и К. Розенберга [90] интенсивность кавитационной эрозии оценивалась с помощью радиоизотопов.

Испытания проводились на ГЭС Вамма в Норвегии. Испытывалась радиально-осевая турбина двухколесного типа $N = 8,3$ МВт, $H = 26$ м, $H_s = 5,5$ м. На рабочем колесе в зоне эрозии наносилось покрытие, содержащее радиоактивный мышьяк. Интенсивность эрозии определялась по уменьшению радиоактивности покрытия за определенный период испытаний. При измерении направляющий аппарат закрывался и турбина вращалась генератором в режиме синхронного компенсатора в сухой камере. Счетчик устанавливался в крышке смотрового люка. Результаты испытаний представлены на рис. V.3.

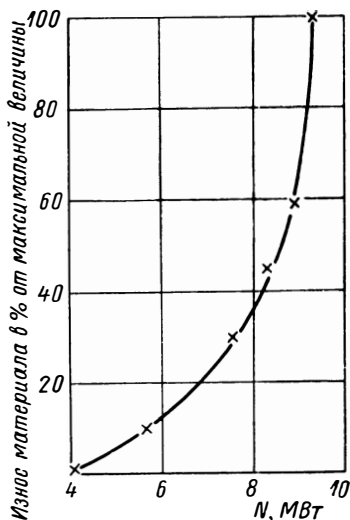


Рис. V.3. Зависимость эрозии от мощности агрегата по опытам С. Керра и К. Розенберга

В СССР для исследования эрозии на натуральных турбинах выбран метод легкоразрушаемых покрытий. Исследования проводились научно-исследовательским сектором (НИС) Гидропроекта и ЛМЗ. В качестве легкоразрушаемого материала использовался отожженный алюминий марки АД1М ($HВ 20$). Толщина алюминиевых пластин 1—2 мм. В отличие от методики Р. Кнаппа, крепление алюминиевых пластин осуществлялось клеевым способом. Это обеспечивало монолитное соединение пластины с основным металлом и исключало вспучивание и отгиб пластин. Приклеивание алюминиевых пластин производилось карбинольным или эпоксидным клеем № 153.

Состав карбинольного клея
(в весовых частях)

Стабилизированный карбинольный сироп	100
Перекись бензоила	2,5—3,0
Тальк	70

Состав эпоксидного клея

Полиэфирно-эпоксидно-тиоколовый	ком-
паунд К153	100
Полиэтиленполиамин	15—17
Тальк	50

Для получения нужной вязкости приготовленный клей выдерживался в течение нескольких часов при комнатной температуре.

Поверхность алюминиевых пластин, подлежащая склейке, предварительно пескоструилась, а непосредственно перед нанесением клея обезжиривалась.

Пластины устанавливались и прижимались к лопасти рабочего колеса с помощью специального приспособления. Для быстрой-

шего схватывания клея осуществлялся подогрев участков склейки при 40—60° С. После отверждения клея приспособление снималось и производилась зачистка и заделка уступов и неровностей.

Время выдержки одного режима в зависимости от интенсивности кавитации на гидроэлектростанции выбиралось 10—120 мин. За это время происходила пластическая деформация поверхности алюминиевых пластин кавитационными ударами без уноса материала.

При испытаниях, проводимых НИС Гидропроекта, оценка интенсивности эрозии производилась по количеству кавитационных вмятин на единицу площади или по отношению площади эрозии к общей площади лопасти.

Подсчет количества вмятин и площади эрозии производился после каждого режима испытаний без снятия пластин с лопастей. Перед новым режимом зона эрозии зачищалась. Таким образом, одни и те же пластины использовались для нескольких режимов.

Однако при большой интенсивности кавитации даже за 10 мин испытаний на алюминиевых пластинах появляются вмятины, которые трудно зачистить. К тому же, материал в процессе деформации меняет свои свойства за счет наклепа и условия испытаний становятся несопоставимыми. В связи с этим испытания, проводимые ЛМЗ, предусматривали после каждого режима испытаний снятие пластин и наклейку новых.

Следует также отметить, что для оценки эрозии показатель количества кавитационных вмятин на единицу площади недостаточен. Большое значение имеет и сила кавитационного удара, оцениваемая глубиной вмятины.

Можно представить массу слабых ударов, которые оставят лишь следы на алюминии, в то время как несколько сильных ударов вызовут его разрушение.

Интенсивность кавитационного воздействия наиболее правильно определяется количеством унесенного металла, измеряемого глубиной и площадью разрушенной поверхности. В связи с этим в качестве показателя интенсивности кавитации на ЛМЗ выбраны средняя глубина и площадь эрозии. Учитывая, что при испытаниях алюминиевые пластины не доводились до разрушения, связанного с весовыми потерями, средняя глубина эрозии подсчитывалась как средняя глубина деформированного металла. Этот показатель учитывает как количество, так и силу кавитационных ударов. Поскольку на поверхности лопасти интенсивность кавитационного воздействия неодинакова, вся зона эрозии разбивалась на отдельные участки, для которых определялась глубина деформации h_d и площадь эрозии $S_{эi}$. Для определения глубины деформации из каждого участка поврежденной поверхности вырезался образец размером 15 × 15 мм и для элемента поверхности 5 × 5 мм, расположенного в центре образца, строились профилограммы шести срезов длиной по 5 мм. Профилограммы строились с помощью микроскопа (×320) с микрометри-

ческим перемещением стола и тубуса. Глубина деформации определялась как отношение суммарной площади выступов и впадин относительно линии исходной поверхности к длине рассматриваемого участка

$$h_d = \frac{S_{\text{выст}} + S_{\text{вп}}}{l}. \quad (\text{V.1})$$

Осредненная по шести срезам глубина деформации служила характеристикой кавитационной эрозии на рассматриваемом участке.

Суммарный объем деформации всей площади эрозии можно определить суммированием объемов по отдельным участкам

$$V_d = \sum_{i=1}^n h_{di} S_{эi}. \quad (\text{V.2})$$

В СССР метод исследования кавитационной эрозии турбин с помощью легкоразрушаемых материалов получил название метода скоростной эрозии. Этим методом ЛМЗ проведены испытания одной поворотлопастной турбины — Верхне-Тулумской ГЭС и трех радиально-осевых — Баксанской, ГЭС Нива-III и Братской.

На Верхне-Тулумской ГЭС исследовано четыре нагрузочных режима (табл. V.1).

Т а б л и ц а V.1

Режимы испытаний турбины Верхне-Тулумской ГЭС

Номер режима (рис. V.4)	N в Мвт	H в м	H_s в м	φ в град	a_0 в мм	$\sigma_{\text{уст}}$	n_1 в об/мин	Q_1 в л/с	$\sigma_{\text{турб}}$	k_σ
1	38	58,1	-4,6	-3,0	170	0,25	103	550	0,13	1,92
2	48	58,4	-4,4	+1,8	208	0,25	103	690	0,16	1,56
3	57	58,4	-4,4	+5,1	228	0,25	103	825	0,19	1,32
4	62	58,2	-4,6	+7,2	243	0,25	103	900	0,23	1,09

Пр и м е ч а н и е: φ — угол разворота лопастей; a_0 — открытие направляющего аппарата.

Время одного режима — 30 мин. Алюминиевые пластины наклеивались на две лопасти. Это обеспечивало дублирование и контроль результатов.

Нужно отметить, что существенных расхождений в эрозии каждой лопасти не обнаружено. На рис. V.4 показаны зоны эрозии на алюминиевых пластинах одной из лопастей. По результатам этих опытов можно установить влияние нагрузки турбины на интенсивность кавитационной эрозии.

Следует отметить, что при испытаниях величина H_s оставалась практически постоянной и с изменением мощности менялось значение k_σ , при этом максимальной мощности соответствовало минимальное значение $k_\sigma = 1,09$, а минимальной мощности — максимальное значение $k_\sigma = 1,92$.

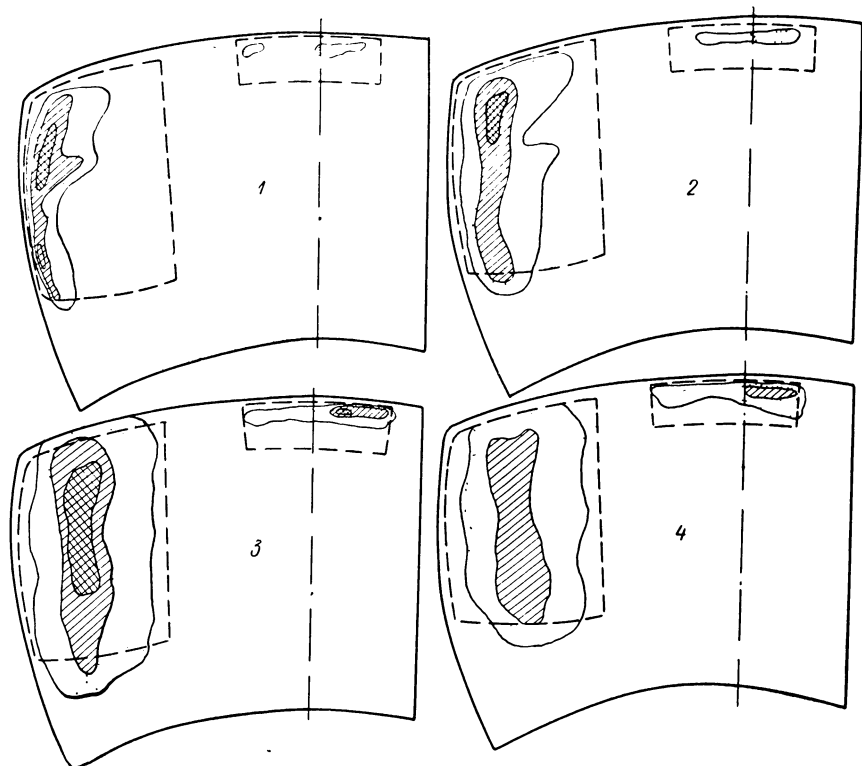


Рис. V.4. Зоны эрозии на алюминиевых пластинах лопасти рабочего колеса Верхне-Тулумской ГЭС; 1, 2, 3, 4 — номера режимов (табл. V.1)

□ — глубина деформации $h_d = 0 \div 3$ мкм; ▨ — глубина деформации $h_d = 3 \div 10$ мкм; ▩ — глубина деформации $h_d \geq 10$ мкм; - - - — граница алюминиевых пластин

В процессе обработки результатов испытаний для каждой зоны эрозии, показанной на рис. V.4, подсчитывались глубина деформации и площадь. Интересно отметить, что наибольшая глубина деформации на участке за входной кромкой лопасти наблюдалась на режиме 2 ($N = 48$ МВт).

Имеющийся максимум глубины деформации не может быть объяснен влиянием величины скорости обтекания. Как показали проведенные расчеты, относительная скорость при имеющих место пределах изменения нагрузки меняется незначительно. Наличие

максимума связано с динамикой смыкания кавитационной каверны при изменении ее размеров.

Площадь эрозии за входной кромкой с увеличением мощности возрастает, при этом происходит удаление области максимальных повреждений от линии кромки. На периферийном участке лопасти зона эрозии также возрастает с увеличением мощности.

Интегральная интенсивность кавитационного воздействия, характеризующая суммарным объемом деформации V_d , при увеличении мощности от 38 до 58 МВт растет (рис. V.5).

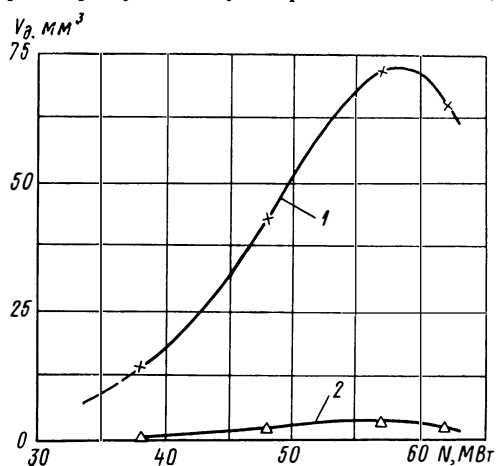


Рис. V.5. Зависимость интегральной интенсивности кавитационного воздействия от мощности турбины Верхне-Тулумской ГЭС:

1 — зона эрозии за входной кромкой лопасти;
2 — зона эрозии на периферийной кромке

Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к некоторому снижению величины V_d . Такая зависимость характерна как для участка эрозии за входной кромкой, так и для периферии лопасти.

Интересно сопоставить результаты натуральных испытаний с модельными. Один из режимов лабораторных испытаний рабочего колеса ПЛ646 на стенде диаметром 250 мм представлен на рис. V.1. Этот режим соответствует режиму 3 на Верхне-Тулумской ГЭС (рис. V.4). Сопоставляя эти результаты, можно

отметить лишь качественное совпадение: как в лабораторных, так и в натуральных условиях разрушение наблюдается вблизи входной кромки тыльной стороны лопасти. В то же время имеется существенное несоответствие в локализации зон эрозии между моделью и натурой.

На модельной турбине разрушение лакового покрытия лопасти происходит в виде небольшого пятна диаметром около 10% длины входной кромки. Увеличение продолжительности испытаний с 10 до 30 ч не приводит к увеличению размеров пятна.

На натурной турбине зона разрушений занимает широкую полосу, вытянутую вдоль входной кромки. Протяженность зоны максимальной интенсивности составляет примерно 50% длины входной кромки.

Относительная площадь повреждения на натурной турбине во много раз больше, чем на модели,

$$\frac{S_{НЭ}}{D_{1Н}^2} : \frac{S_{МЭ}}{D_{1М}^2} = 30.$$

Существенно выше в натуральных условиях и интенсивность кавитационной эрозии. Если на модельной лопасти лаковое покрытие разрушается путем выкола мельчайших частичек диаметром меньше 0,1 мм, то на натурной лопасти повреждения на алюминиевых пластинах имеют характер вмятин с диаметром до 1 мм и глубиной до 0,1 мм.

Для сравнения стойкости лакового покрытия и алюминия были проведены испытания в гидродинамической трубе с интенсивностью кавитационного воздействия, близкой к турбинам Верхне-Тулумской ГЭС. При этом было обнаружено, что разрушение лакового покрытия происходит в первые же секунды опыта. Лак скалывается в виде пятен диаметром до 2 мм. Полное разрушение покрытия происходит через 20—40 с. Учитывая, что на модельной турбине сквозные разрушения лакового покрытия появились через 10 ч испытаний, можно заключить, что интенсивность кавитационной эрозии на натурной турбине в сотни раз выше, чем на модели. Это вызвано большими линейными размерами ($D_{1н}/D_{1м} = 16,8$), более высокими значениями скоростей ($v_n/v_m = 1,9$), а также связанным с этим изменением характера кавитационного течения. На модельной лопасти кавитационная каверна в основном имеет гладкую поверхность и лишь в местах сильной турбулизации потока, расположенных ближе к периферийной кромке, гладкая поверхность каверны нарушается и происходит вынос за пределы каверны отдельных паровых пустот.

На натурной турбине степень турбулентности выше ($Re_n/Re_m = 32$) и резкие возмущения каверны, сопровождаемые отрывом и выносом паровых пустот, могут иметь место по всей длине хвостовой части каверны, что и вызывает разрушения, расположенные вдоль всей входной кромки лопасти.

Рассмотрим результаты испытаний на эрозию радиально-осевых турбин.

На Баксанской ГЭС исследовалось рабочее колесо РО697а опытной турбины. Кавитационные разрушения на этом колесе в условиях Баксанской ГЭС наблюдаются с тыльной стороны лопастей вдоль всего нижнего обода. Наибольшая интенсивность эрозии — в районе выходных кромок лопастей. В этом месте и были наклеены алюминиевые пластины. Размер пластин 155×120 мм.

На Баксанской ГЭС, кроме влияния мощности, было исследовано влияние высоты отсасывания на кавитационную эрозию. Изменение высоты отсасывания производилось путем установки щитов в отводящей камере. Продолжительность одного режима была выбрана 2 ч.

Характеристика исследованных режимов приведена в табл. V.2.

Результаты испытаний представлены на рис. V.6, где по оси абсцисс отложены мощность и k_{σ} , а по оси ординат — объем деформации алюминия.

Режимы испытаний турбины Баксанской ГЭС

Номер режима	N в МВт	H в м	H_3 в м	n'_I в об/мин	Q'_I в л/с	$\sigma_{\text{турб}}$	$\sigma_{\text{уст}}$	k_{σ}
1	5	89,87	-1,48	63,5	466	0,09	0,122	1,39
2	7	89,51	-1,60	63,5	652	0,09	0,125	1,38
3	9	89,27	-1,84	63,5	840 ¹	0,09	0,127	1,41
4	9	91,16	0	63,5	820	0,09	0,104	1,15
5	9	87,91	-3,0	63,5	862	0,09	0,143	1,59

¹ Максимальный приведенный расход для колеса РО697(а) — 1160 л/с.

Из рис. V.6 следует, что с увеличением мощности эрозия в зоне выходной кромки лопасти возрастает, достигая максимума в оптимальной зоне характеристики (для РО697 $Q'_{I \text{ опт}} \approx 950$ л/с).

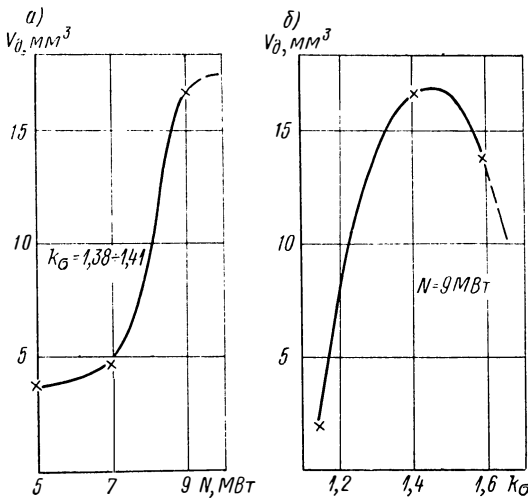


Рис. V.6. Зависимость кавитационной эрозии от мощности (а) и заглупления (б) турбины Баксанской ГЭС

Площадь эрозии с увеличением мощности смещается к выходной кромке. Можно предположить, что при дальнейшем росте мощности область замыкания кавитационных каверн сместится за пределы лопасти.

Интересно проследить за состоянием агрегата с набором нагрузки. Самый беспокойный режим работы турбины, характери-

зубы большими вибрациями, качанием мощности, глухими ударами в отсасывающей трубе, наблюдается при 5 МВт, где кавитационная эрозия на лопастях минимальная. При нагрузке 9 МВт агрегат работает спокойно, а эрозия максимальная. Это свидетельствует о том, что кавитационная эрозия на лопастях не связана с вибрационными характеристиками агрегата.

Интересная зависимость получена при оценке влияния заглупления на кавитационную эрозию, расположенную в зоне выходной кромки лопасти. С увеличением k_{σ} от 1,15 до 1,41 происходит возрастание эрозии, а затем при дальнейшем увеличении k_{σ} эрозия падает. Такой характер изменения эрозии с заглуплением представляется вполне закономерным. Действительно, при уменьшении заглупления турбины кавитационная каверна настолько возрастает, что отрывается от лопасти и ее замыкание происходит за лопастью системой (режим суперкавитации). В этом случае эрозии вообще не будет. Увеличивая заглупление турбины, можно достичь такого режима, когда кавитация будет полностью подавлена и эрозия исчезнет. Между этими крайними точками естественно предположить существование режима с максимальной эрозией, когда условия образования и последующего смыкания кавитационных пустот будут наиболее благоприятны для создания жестких разрушающих ударов.

Полученные результаты натурных испытаний рабочего колеса РО697 согласуются с модельными испытаниями (рис. V.2), где эрозия на выходной кромке лопасти также максимальна при $k_{\sigma} \approx 1,4$.

На ГЭС Нива - III исследовалось влияние на кавитационную эрозию мощности турбины, заглупления и впуска воздуха через центральное отверстие вала турбины и через клапаны срыва вакуума. Основные параметры турбины и тип рабочего колеса приведены в табл. II.5.

Изменение заглупления турбины обеспечивалось за счет приливов и отливов (нижний бьеф ГЭС связан с Белым морем).

Алюминиевые пластины наклеивались на тыльную сторону лопасти со стороны входной и выходной кромок. Продолжительность одного режима испытаний, так же как на Баксанской ГЭС — 2 ч.

Характеристика режимов испытаний приведена в табл. V.3.

Испытания показали, что интенсивность эрозии на участке за входной кромкой весьма слабая. За 2 ч испытаний глубина и количество кавитационных вмятин настолько незначительны, что сопоставить режимы по интенсивности эрозии на этом участке не удалось. Пластины в зоне входной кромки оставались без замены в течение всех режимов и несмотря на это не получили существенных повреждений. Объем деформации на алюминии за весь период испытаний составил всего 14 мм³.

Оценка интенсивности кавитационного воздействия производилась по пластинам, расположенным на участке выходной кромки.

Режимы испытаний турбины ГЭС Нива-III

Помер режима	N в МВт	H в м	H_s в м	n_1 в об/мин	Q_1 в л/с	$\sigma_{уст}$	$\sigma_{турб}$	k_σ	Примечание
1	9	73,98	0,09	64,4	293	0,139	0,06	2,30	—
2	19	76,00	1,71	63,5	418	0,113	0,07	1,61	—
3	19	76,20	2,03	63,4	415	0,109	0,07	1,56	Впуск воздуха через вал
4	19	76,50	1,99	63,1	415	0,109	0,07	1,56	Впуск воздуха через клапаны срыва вакуума
5	29	74,96	0,98	64,0	596	0,124	0,079	1,57	—
6	29	74,00	0,03	64,3	600	0,139	0,079	1,76	—
7	38	76,00	1,77	63,5	740	0,112	0,091	1,23	—
8	38	73,63	0,01	64,5	779	0,139	0,098	1,42	—
9	38	69,80	-1,15	66,3	885	0,164	0,110	1,49	—

На этом участке пластины после 2 ч испытаний получали заметные повреждения и после каждого режима менялись.

Результаты испытаний представлены на рис. V.7.

Зависимость эрозии от мощности турбины для рабочего колеса РО82 характеризуется максимумом в оптимальной по к. п. д. зоне характеристики. При уменьшении или увеличении нагрузки по отношению к оптимальной эрозия падает. Такая зависимость характерна для эрозии, расположенной вблизи выходной кромки лопасти. Действительно, с увеличением мощности растет относительная скорость потока и эрозия увеличивается. Этому периоду соответствует участок кривой изменения мощности от 9 до 29 МВт (рис. V.7, а). Дальнейшее увеличение мощности, сопровождающееся ростом скоростей и снижением давления, смещает зону замыкания кавитационных каверн за лопастную систему, и эрозия уменьшается (участок кривой с изменением мощности от 29 до 38 МВт).

Зависимость эрозии от заглубления исследована на двух нагрузках: 29 и 38 МВт (рис. V.7, б). Штриховыми линиями на этом рисунке показан предположительный ход кривых, построенных по аналогии с рис. V.6. Максимальная эрозия наблюдалась при $k_\sigma = 1,5 \div 1,6$. На нагрузке 29 МВт с уменьшением заглубления (k_σ изменяется от 1,76 до 1,57) площадь эрозии, несколько смещаясь к выходной кромке лопасти, остается постоянной, а глубина эрозии возрастает. Режим с $N = 29$ МВт и $k_\sigma = 1,57$

характеризуется наибольшей интенсивностью эрозий — глубина отдельных вмятин на алюминиевых пластинах достигает 0,17 мм, а диаметр до 1 мм.

Уменьшение подтопления при нагрузке 38 МВт приводит к существенному сокращению площади эрозии. При этом зона эрозии смещается к самой выходной кромке лопасти (рис. V.8).

Смещение зоны эрозии объясняется понижением давления в потоке и перемещением смыкания кавитационных каверн за лопастную систему.

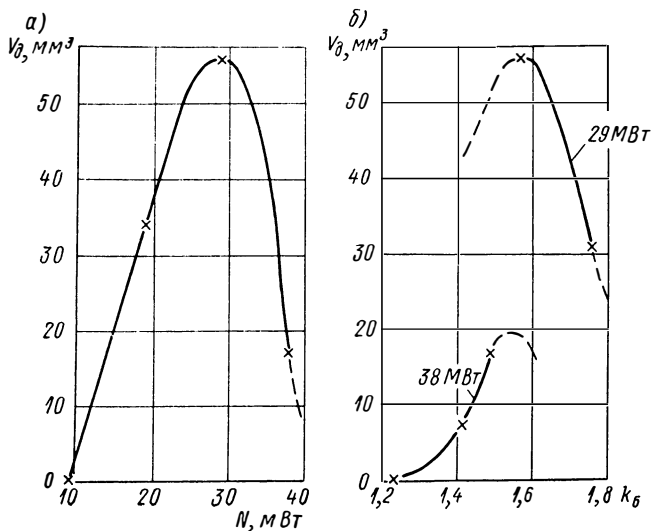


Рис. V.7. Зависимость кавитационной эрозии от мощности (а) и заглубления (б) турбины ГЭС Нива-III

Для исследования влияния впуска воздуха в зону рабочего колеса на эрозию был выбран режим с $N = 19$ МВт. На этом режиме засасывается максимальный объем воздуха. Однако даже максимальный объем воздуха, всасываемого через центральное отверстие вала и через клапаны срыва вакуума, не оказывает заметного влияния на кавитационную эрозию лопастей. Объясняется это тем, что воздух засасывается в центральный вихревой жгут, образующийся за колесом, и выносится с потоком из турбины. Попадая в вихревой жгут, воздух снижает пульсации потока, вызванные ударами при смыкании парогазовых пустот жгута на стенках отсасывающей трубы. В зоны образования и смыкания кавитационных каверн на лопастях воздух не попадает и, следовательно, не может оказать какого-либо влияния на эрозию.

Испытания на турбине Братской ГЭС были проведены на режимах 65, 80 и 100% N_{max} .

Рабочее колесо РО662 в условиях Братской ГЭС подвергается эрозии в зонах за входной кромкой, а также ближе к выходной кромке лопасти (рис. II.18, VI). Ввиду некоторой разницы в изготовлении лопастей зона эрозии занимает полосу шириной ~ 600 мм, расположенную вдоль всего нижнего обода. В этом месте и были наклеены алюминиевые пластины. Наклейка производилась на двух лопастях. На каждой лопасти наклеивалось по пять отдельных пластин.



Рис. V.8. Влияние заглубления на площадь эрозии турбины ГЭС Нива-III при $N = 38$ МВт

— зона эрозии при $H_s = -1,15$ м; $k_\sigma = 1,49$; - - - зона эрозии при $H_s = 0,01$ м; $k_\sigma = 1,42$; - · - зона эрозии при $H_s = 1,77$ м; $k_\sigma = 1,23$

Испытания были проведены на турбине, которая ко времени испытаний проработала 63 400 ч и неоднократно подвергалась восстановительным наплавкам. Нужно отметить большие трудности в проведении таких испытаний. Первоначально выбранная продолжительность одного режима 30 мин оказалась слишком велика. Большинство пластин было сорвано. В дальнейшем продолжительность испытаний на одном режиме была сокращена до 10 мин. Однако и за это время наблюдался отрыв отдельных участков пластин.

Характеристика испытанных режимов приведена в табл. V.4.

В связи с тем, что отметка нижнего бьефа во время испытаний менялась незначительно, величина k_σ изменялась в пределах

1,25—1,60. Меньшему значению k_σ соответствовала большая мощность. Таким образом, на зависимость эрозии от мощности накладывалось влияние величины k_σ .

Таблица V.4

Режимы испытаний турбины Братской ГЭС

Номер режима (рис. V.9)	N в МВт	H в м	H_s в м	n'_1 в об/мин	Q'_1 в л/с	$\sigma_{\text{турб}}$	$\sigma_{\text{уст}}$	k_σ
1	160	102,0	-1,50	68,0	590	0,070	0,110	1,60
2	200	102,5	-0,95	68,0	710	0,074	0,104	1,40
3	240	101,5	-1,10	68,0	880	0,085	0,106	1,25

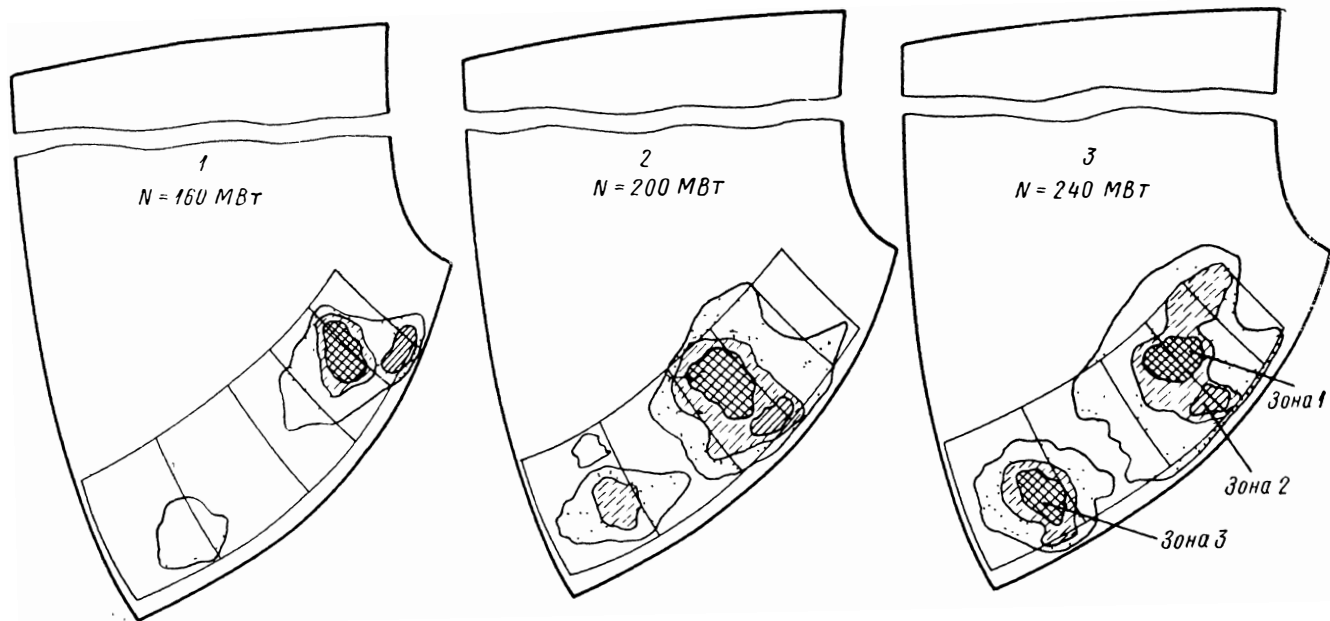


Рис. V.9. Зоны кавитационной эрозии лопасти турбины Братской ГЭС при различной мощности:

— объем деформации ($\text{мм}^3/\text{см}^2$) 0,4—2,0;

 — 0,08—0,40;

 — 0,02—0,08;

 — <0,02

Характеристики кавитационной эрозии турбины Братской ГЭС

Номер режима (рис. V.9)	Мощность, N в МВт	Номер лопасти	Зона	Количество вмятин 1/см ²	Диаметр вмятин d мм	Глубина вмятин h в мм	Объем деформации мм ³ /см ²	Площадь эрозии S_{Σ} в м ²
1	160	5	1	—	—	—	—	0,295
			2	—	—	—	—	
			3	7	0,95	0,050	0,010	
		12	1	—	—	—	—	0,270
			2	22	0,90	0,040	0,022	
			3	0	0	0	0	
2	200	5	1	—	—	—	1,920 ¹	0,605
			2	—	—	—	—	
			3	32	1,1	0,075	0,094	
		12	1	37	1,9	0,280	1,200	0,570
			2	52	1,1	0,055	0,110	
			3	10	1,1	0,030	0,012	
3	240	5	1	41	2,25	0,300	1,990	0,745
			2	62	1,3	0,095	0,320	
			3	52	1,8	0,170	0,916	
		12 ²	1	36	1,6	0,180	0,528	0,730
			2	62	1,2	0,088	0,250	
			3	12	1,0	0,036	0,014	

¹ Объем деформации определен пересчетом с лопасти № 12.
² Частичный отрыв передней пластины.

Испытания выявили три зоны эрозии (рис. V.9). Зона 1 расположена за входной кромкой лопасти, зона 2 — между зоной 1 и нижним ободом, зона 3 — вблизи выходной кромки. В каждой зоне имеются участки с различной интенсивностью кавитационного воздействия.

Учитывая большие площади и разнообразие в интенсивности зон эрозии, подсчет общего объема деформации весьма трудоемок и сопряжен с большими погрешностями. Поэтому в качестве характеристики интенсивности кавитационного воздействия была

принята величина объема деформации 1 см^2 площади в центре каждой зоны. Поскольку продолжительность опыта относительно невелика и кавитационные удары не перекрывали друг друга, объем деформации подсчитывался как сумма объемов всех вмятин на выбранном участке площади. Уноса материала при испытаниях не было.

Полагая вмятины коническими с диаметром основания d_i и высотой h_i , объем деформации может быть определен по формуле

$$V_d = \frac{\pi}{12} \sum_{i=1}^z d_i^2 h_i, \quad (\text{V.3})$$

где z — число вмятин.

Замер объема каждой вмятины даже на 1 см^2 площади является очень трудоемким, поэтому замерялись диаметр и глубина десяти наиболее крупных вмятин и по ним определялась средняя вмятина, у которой диаметр равен половине осредненного диаметра максимальных вмятин и глубина равна половине глубины максимальных вмятин. Объем деформации определялся как произведение числа вмятин на объем средней вмятины.

Кроме того, для каждого режима замерялась суммарная площадь всех зон эрозии

S_Σ . Результаты замеров приведены в табл. V.5 и на рис. V.10.

Как следует из приведенных рис. V.9 и V.10, площадь и интенсивность эрозии растут с увеличением нагрузки. Зоны 1 и 2 при изменении режима перемещаются по длине профиля. При нагрузке $N = 200 \text{ МВт}$ зона 1 максимально удалена от входной кромки. При увеличении нагрузки до 240 МВт и при уменьшении до 160 МВт зона 1 смещается к входной кромке. Расположение зоны 3 при всех режимах испытаний остается неизменным.

Результаты испытаний турбины Братской ГЭС были сопоставлены с результатами модельных испытаний рабочего колеса РО662, выполненных на стенде диаметром 250 мм при $H = 56 \text{ м}$. В качестве легкоразрушаемого покрытия на модельном рабочем колесе было использовано гальваническое покрытие свинца

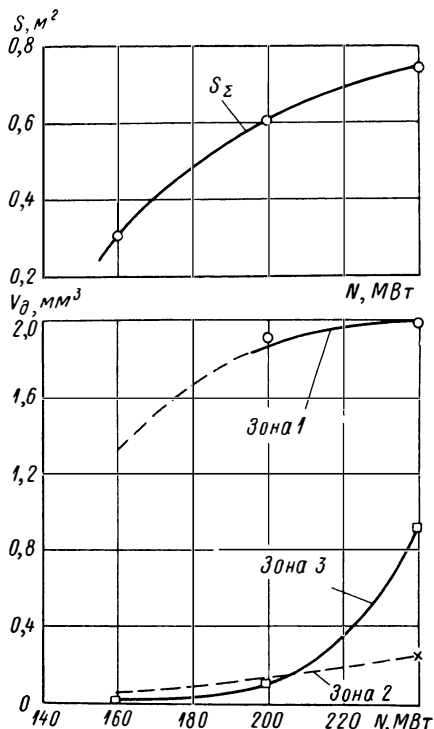


Рис. V.10. Площадь S_Σ и интенсивность кавитационной эрозии V_d лопасти № 5 Братской ГЭС в зависимости от мощности

толщиной 0,1 мм. Сопоставление показывает, что по зонам эрозии и по их изменению с нагрузкой имеется качественное соответствие. Однако интенсивность кавитационного воздействия в условиях Братской ГЭС в сотни раз выше, чем на модели. Так, например, если на модели слой свинца 0,1 мм разрушался за 4—6 ч, то в натуральных условиях на более твердом материале — алюминии — углубления до 0,5 мм появились за 10 мин. Единичные вмятины на модельном рабочем колесе имеют диаметр до 0,1 мм и глубину несколько микрон. В натуральных условиях максимальный диаметр вмятин достигает 2,5 мм, а глубина — 0,5 мм. Интересно отметить, что частота возникновения вмятин на рабочем колесе Братской ГЭС относительно невелика — на 1 см² площади возникает $\frac{62}{600} = 0,1$ вмят/с или 1 вмятина за 10 с. Таким образом, в натуральных условиях интенсивность кавитационного воздействия достигается за счет больших энергий единичных ударов при относительно небольшой их частоте.

Повышенная по сравнению с моделью интенсивность эрозии турбин Братской ГЭС объясняется разницей в линейных размерах ($D_{\text{н}}/D_{\text{м}} = 22$), а также в скорости обтекания ($v_{\text{н}}/v_{\text{м}} = 1,34$).

22. ИСПЫТАНИЯ КАВИТАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ МАТЕРИАЛОВ В УСЛОВИЯХ ДЕЙСТВУЮЩИХ ГЭС

Испытания материалов в условиях действующих гидроэлектростанций, кроме непосредственного определения стойкости того или иного материала в конкретных условиях эксплуатации, дают необходимые критерии для разработки методов лабораторных испытаний. Поэтому несмотря на большую длительность и трудоемкость, испытания материалов в натуральных условиях проводятся на многих гидроэлектростанциях.

На Ленинградском металлическом заводе им. XII съезда КПСС материалы испытывались в виде: образцов, электродных наплавов, штатных деталей.

Испытания образцов проводились на поворотнолопастных турбинах Нарвской и Волжской ГЭС им. XII съезда КПСС (основные параметры ГЭС приведены в табл. II.3).

Образцы в виде цилиндров диаметром 30 мм устанавливались на специальной планке (рис. V.11). Материал планки — сталь 1X18N3ГЗД2Л. Планка вваривалась в камеру рабочего колеса в месте наибольшей кавитационной эрозии. Образцы были изготовлены из нержавеющей сталей 20X13НЛ, 1X14НДЛ, 1X18Н9Т, 1X18N3ГЗД2Л, 38X10Г10, а также из углеродистой стали Ст.3, упрочненной за счет цементации и термической обработки на различную твердость (НВ 200—500). Всего на планке было установлено 10 образцов. Турбины с установленными образцами находились в эксплуатации на Нарвской ГЭС три года, а на Волжской ГЭС — два года. Турбины проработали в генераторном режиме на каждой гидроэлектростанции примерно по 15 000 ч.

Состояние образцов было следующим. Почти все углеродистые образцы разрушились и выпали из планок. Остался лишь один образец с твердостью *НВ* 500. Несмотря на высокую твердость,

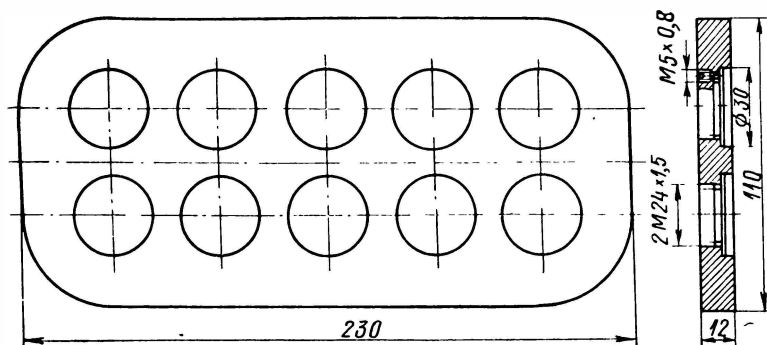


Рис. V.11. Планка с образцами для установки в камере рабочего колеса

образец был настолько сильно разрушен, что через некоторое время он бы также выпал. Поверхность образца имеет характерную губчатую структуру с глубиной разъедания до 3,5 мм (рис. V.12).

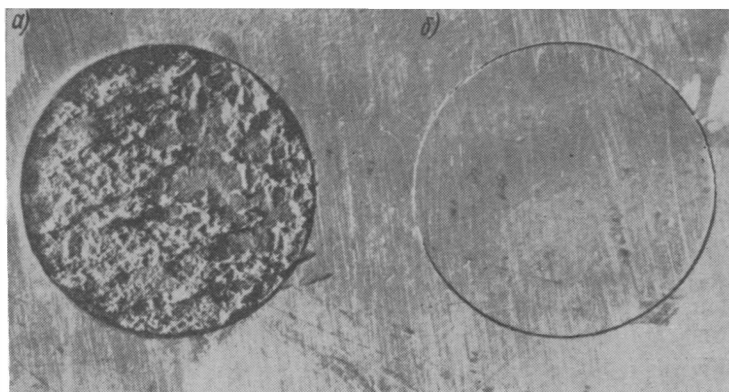


Рис. V.12. Состояние образцов после двух лет эксплуатации в условиях Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС: *а* — сталь Ст.3 с цементацией и закалкой; *б* — сталь 20X13НЛ

Вес образца уменьшился на 9,6 г, что составляет $\frac{1}{4}$ от первоначального веса.

Нержавеющие образцы вне зависимости от материала не получили существенных повреждений. Потери веса образцов практически отсутствуют. На поверхности образцов имеются лишь отдельные точечные вмятины с максимальной глубиной до 0,05 мм (рис. V.13). Число заметных простым глазом вмятин на 1 см²

площади колеблется от 50 до сплошной шероховатости. При этом количество вмятин определяется не материалом образца, а местом его расположения. Появление вмятин на образцах говорит о том, что давление, возникающее в результате кавитационных гидроударов, превышает предел текучести материала $\sigma_T \geq 30$ кгс/мм². Гидроудары с большой интенсивностью весьма редки. Если взять образец со средним числом заметных простым глазом вмятин (~ 100 на 1 см²), то получим, что один интенсивный удар на 1 см² площади появляется за $15\ 000/100 = 150$ ч.

На основе этих испытаний можно сделать вывод о существенном преимуществе нержавеющей стали перед углеродистыми,

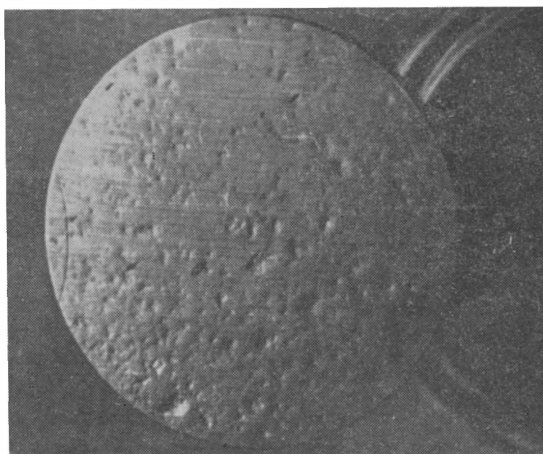


Рис. V.13. Поверхность образца из нержавеющей стали

судить же об относительной стойкости нержавеющей сталей между собой затруднительно из-за недостаточности времени испытаний.

Испытания кавитационной стойкости электродных наплавов проводились на радиально-осевых турбинах Баксанской, Варзобской и Братской гидроэлектростанций. Наибольшее количество опытов было поставлено на Баксанской ГЭС, где последовательно наплавлено и обследовано три рабочих колеса. Опытная наплавка производилась в местах наибольших кавитационных разрушений. Электродами каждой марки наплавлялись две-три лопасти. Электродные наплавки были выбраны с различной твердостью и различным химическим составом наплавленного слоя. Характеристика наплавов приведена в табл. V.6. Химический состав наплавленного слоя и твердость определялись на образцах на глубине 1 мм.

На Баксанской ГЭС испытывались электроды ЦЛ-11; ЦЛ-9; ЭФ-13; УПИ-2; Т-590; 12АН/ЛИИВТ; ЦМ-7. Наплавка произво-

Химический состав и твердость наплавленного слоя

Марка электродов	Количество слоев	Химический состав наплавленного слоя в %									Твердость НВ
		С	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	S	P	Прочие элементы	
ЦЛ-11	1	0,11	0,8	1,2	14,2	6,2	—	0,010	0,022	0,67 Nb	380—430
	2	0,12	н/о	1,3	17,6	7,7	—	0,012	0,021	0,87 Nb	200—380
ЦЛ-9	1	0,11	0,9	1,5	18,0	10,4	—	0,009	0,018	0,6 Nb	170—180
	2	0,09	0,9	1,5	20,0	11,5	—	0,007	0,020	0,7 Nb	170—200
ЭА-925	1	0,30	0,8	0,85	13,1	3,0	1,4	0,010	0,023	0,12 V 0,033 Ti	430—500
	2	0,36	н/о	0,9	18,7	3,8	2,3	0,011	0,019	0,11 V 0,05 Ti	260—300
УПИ-2	1	0,26	0,76	6,30	5,4	—	—	0,009	0,011	—	460—500
	2	0,26	н/о	7,10	10,0	—	—	0,011	0,014	—	300—400
ЭФ-13	2	0,10	0,02	0,7	12,0	0,4	—	0,02	0,02	—	400
Т-590	2	3,0	2,2	1,3	25	—	—	н/о	н/о	1,6 В	600
12АН/ЛИИВТ ЦМ-7	2	1,0	0,9	4,0	5,8	—	—	То же	То же	—	500
	2	0,12	0,10	0,7	—	—	—	»	»	—	180

Примечание: н/о — не определялось.

дилась в один слой, толщина наплавленного слоя 2—3 мм. Рабочее колесо находилось в эксплуатации один год (~6000 ч).

Состояние наплавки было следующее.

1. Наиболее сохранились наплавки аустенитными электродами ЦЛ-11 и ЦЛ-9. Наплавки блестящие без следов кавитации.

2. Наплавки электродами ЭФ-13 и УПИ-2 имеют отдельные кавитационные разъедания в виде борозд, возникших в местах между сварными валиками.

3. Твердый сплав Т-590 под действием кавитации выкрашивается, причем разрушение идет по сетке трещин, возникающих при наплавке.

4. Наплавки электродами ЦМ-7 и 12АН/ЛИИВТ сильно разрушены кавитацией с образованием характерной губчатой структуры. Глубина разрушений до 5 мм.

Во время ремонта лопасти, разрушенные кавитацией (наплавки Т-590, ЦМ-7, 12АН/ЛИИВТ), были восстановлены путем заварки электродами ЦЛ-9, а лопасти с наплавками ЭФ-13 и УПИ-2 дополнительно подварены в местах разрушений теми же электродами.

После второго года эксплуатации наплавки ЦЛ-11 и ЦЛ-9 по-прежнему не имели разрушений. В хорошем состоянии оказались также наплавки ЭФ-13 и УПИ-2, дополнительно подваренные во время первого ремонта.

В дальнейшем на Баксанской ГЭС испытано рабочее колесо с защитными наплавками только аустенитными электродами ЦЛ-11 и ЦЛ-9. Трехлетняя эксплуатация такого колеса не выявила каких-либо кавитационных разрушений на наплавках.

На Варзобской ГЭС лопасти были наплавлены электродами ЦЛ-11, ЦЛ-9 и ЭФ-13 в два слоя. После трех лет эксплуатации кавитационных разрушений на наплавках не было обнаружено.

На Братской ГЭС испытывались наплавки электродами ЭА-925, УПИ-2, ЦЛ-9 и ЦЛ-11. Наплавка была выполнена в два слоя. Испытания показали, что более высокой кавитационной стойкостью обладают наплавки электродами ЭА-925, УПИ-2.

Таким образом, проведенные эксперименты показывают, что если в наплавленном слое содержится больше 10—12% Cr, т. е. если слой нержавеющей стали, то его кавитационная стойкость неизмеримо выше, чем у наплавки, не обладающей антикоррозионными свойствами. В последнем случае твердость наплавленного слоя не играет существенной роли. Так, например, наплавка электродом 12АН/ЛИИВТ, имеющая высокую твердость, примерно *HV* 500, разрушается так же, как и обычная углеродистая, выполненная электродом ЦМ-7 и имеющая твердость *HV* 180.

В то же время наплавки электродами ЦЛ-9 и ЦМ-7, имеющие близкие механические свойства и отличающиеся лишь коррозионной стойкостью (ЦЛ-9 — нержавеющая, ЦМ-7 — обычная), разрушаются по-разному: одна в условиях Баксанской ГЭС не

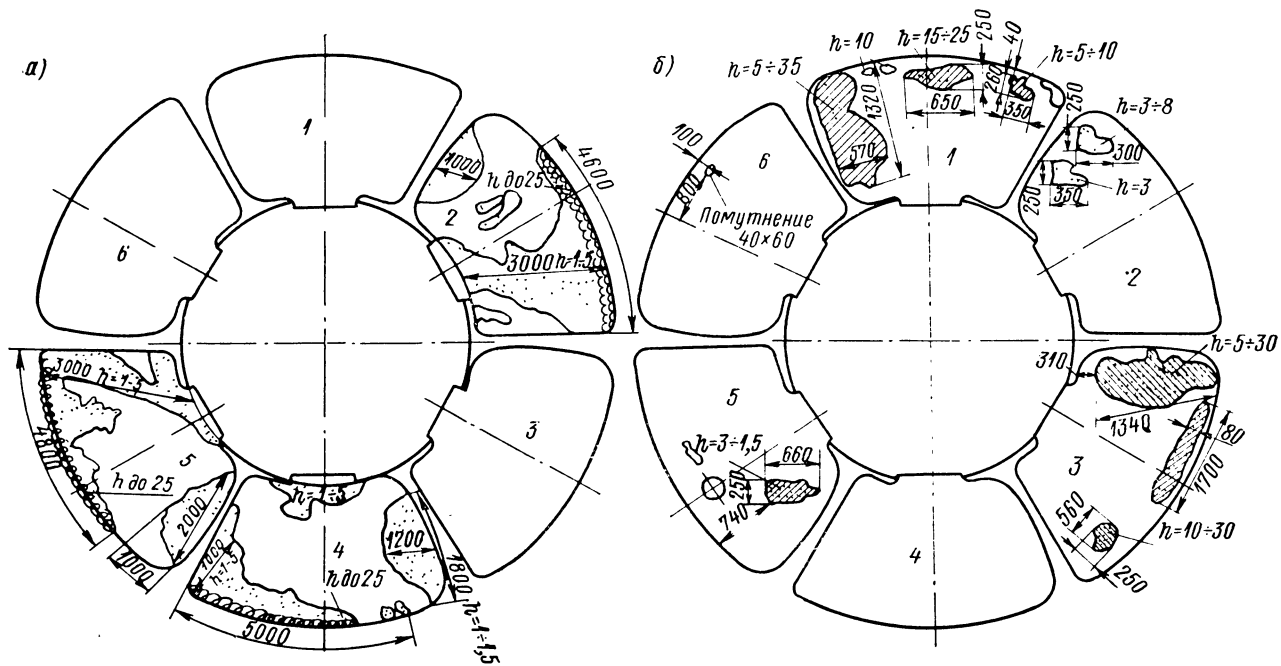


Рис. V.14. Кавитационные разрушения лопастей рабочих колес турбин Волжской ГЭС им. В. И. Ленина (а) и Цимлянской ГЭС (б).

Материал лопастей 1, 3, 6 Волжской ГЭС — сталь 20Х13НЛ; 2, 4, 5 — сталь 18ДГСЛ; материал лопастей 1, 3 Цимлянской ГЭС — сталь 30Л; 2, 5 — сталь 30Л с облицовкой 1Х18Н9Т; 4, 6 — сталь 25Х14НЛ

разрушилась за три года (ЦЛ-9), а на другой (ЦМ-7) глубина разрушений за год достигла 5 мм.

О кавитационной стойкости нержавеющей и углеродистых сталей можно судить и по штатным деталям турбин. Наиболее наглядно это видно на лопастях поворотнолопастных турбин, изготовленных из различных материалов. Приведем несколько примеров.

Турбина № 14 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина была укомплектована лопастями рабочего колеса из нержавеющей стали 20Х13НЛ (3 шт.) и низколегированной стали 18ДГСЛ (3 шт.). За три года эксплуатации (~18 000 ч) нержавеющие лопасти не имели повреждений, а лопасти из стали 18ДГСЛ разрушились по тыльной поверхности пера до 5 мм, на периферийной кромке — до 25 мм (рис. V.14, а).

Турбина № 2 Цимлянской ГЭС была укомплектована лопастями из нержавеющей стали 25Х14НЛ (2 шт.), из углеродистой стали 30Л (2 шт.) и из стали 30Л с облицовкой сталью 1Х18Н9Т (2 шт.). За четыре года эксплуатации (~30 000 ч) разрушения на лопастях из углеродистой стали 30Л достигли 30 мм (рис. V.14, б). На облицованных лопастях наблюдаются отрыв облицовки и последующее разрушение основного материала до 15 мм. На нержавеющей лопастях кавитационные повреждения отсутствуют.

Таким образом, испытания штатных деталей, изготовленных из различных материалов, также убедительно свидетельствуют о значительно более высокой кавитационной стойкости нержавеющей сталей.

23. ЛАБОРАТОРНЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Кавитационная эрозия в лабораторных условиях может создаваться в установках проточного типа за местным сужением канала или за телами различной геометрической формы; в установках, где источником кавитации является вибрирующий с большой частотой образец, и в установках, воспроизводящих заключительную фазу эрозионного процесса — удар воды о поверхность образца.

В установках проточного типа наиболее полно воспроизводятся естественные процессы кавитации, имеющие место в каналах гидравлических машин.

Одной из первых установок проточного типа (рис. V.15, а) является сопло Шретера (1932 г.). Это сопло в несколько модернизированном виде (один образец против направляющего гребня заменен двумя боковыми) было использовано Мауссоном для исследования кавитационной стойкости большой группы материалов [95].

К стендам с естественной кавитацией можно отнести также установки с вращающимся диском, где кавитация возникает за

отверстиями, расположенными на различном расстоянии от оси вращения диска [98].

Вибрационный метод создания кавитации был впервые предложен Кенсом в 1937 г. Впоследствии этот метод был усовершенствован Шумсом и Петерсом. Созданный ими магнитострикционный вибратор получил широкое распространение для исследования кавитационной эрозии материалов. Сущность магнитострикции заключается в том, что некоторые материалы (никель, кобальт) под действием магнитного поля меняют свои размеры. Переменное магнитное поле, создаваемое вокруг стержня, изготовленного из материалов с большой магнитострикцией, возбуждает соответствующие колебания образца. При вибрации образца вблизи его поверхности создается поле переменного давления, благодаря чему происходит возникновение и последующее сжатие кавитационных каверн.

К разновидности вибрационного метода можно отнести ультразвуковой метод, когда образец неподвижен, а колебания вызываются в самой жидкости. Колебания, обычно ультразвуковой частоты, возбуждаются в жидкости посредством электроакустического трансформатора. Поверхность образца, устанавливаемого на пути следования звуковых волн, испытывает знакопеременное изменение давления, вызывающее последовательное образование и смыкание кавитационных каверн.

Способ разрушения образца ударом воды был впервые предложен Хоннегером в 1927 г. Сущность этого метода заключается в следующем.

На диске, приводимом во вращение электродвигателем, закрепляются образцы, которые при вращении диска пересекают струю воды (рис. V.15, б). При пересечении образцом струи воды происходит гидроудар, вызывающий разрушение поверхности образца.

Для исследования кавитационной эрозии наиболее широко используются три типа стенов: кавитационно-эрозионный проточного типа, где кавитация возникает за местным сужением канала; магнитострикционный вибратор; ударно-струйный или ударно-эрозионный стенд.

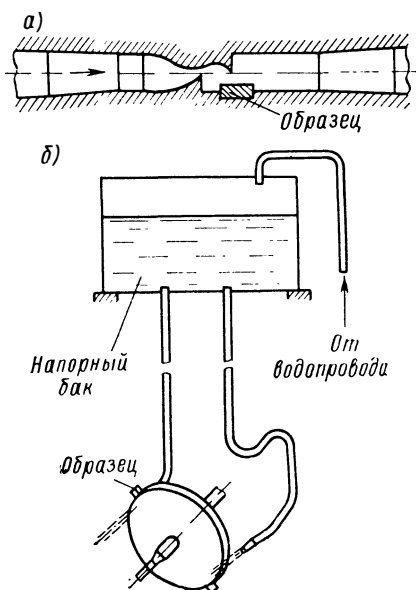


Рис. V.15. Схемы эрозионных стенов: а — сопло Шретера; б — ударно-эрозионный стенд

Установка проточного типа, или кавитационно-эрозионный стенд, используется для исследования физической природы кавитационной эрозии, оценки влияния различных факторов на интенсивность кавитационного процесса, а также для исследования кавитационной стойкости материалов в условиях, близких к натурным.

Магнитострикционный вибратор и ударно-эрозионный стенд используются в основном для определения кавитационной стойкости материалов.

Остановимся на конструкции этих стендов на Ленинградском металлургическом заводе им. XII съезда КПСС.

Кавитационно-эрозионный стенд ЛМЗ представлен на рис. V.16.

Рабочей частью стенда является кавитационное сопло 10, представляющее собой конфузорно-диффузорный канал прямоугольного сечения. Угол конфузора на входе в щель постоянного сечения составляет 30° ; угол диффузора на выходе из щели — 12° . Размеры щели 6×60 мм.

Напор, необходимый для получения требуемой скорости потока в кавитационном сопле, создается насосом типа ЗКМ-6, приводимым во вращение электродвигателем переменного тока. Насос и двигатель представляют собой единый агрегат 15, имеющий общий вал.

Регулирование давления воды на входе и выходе кавитационного сопла осуществляется задвижками 8 и 14.

В качестве основного резервуара для воды служит бак 3. В стенде предусмотрен непрерывный обмен воды за счет слива нагретой и насыщенной газовыми пузырьками воды из верхней части бака и наполнения его из системы технического водопровода. Этим достигается также постоянство воздухо содержания в воде стенда. Расход обмениваемой воды и давление в баке регулируются задвижкой от технического водопровода 4 и сливным вентилем 12. Бак снабжен предохранительным клапаном 2. Давление воды в приемной трубе перед баком, в баке, на входе и выходе из сопла измеряется манометрами 5, 7, 9.

Скорость потока в кавитационном сопле измеряется с помощью трубки Пито 16, устанавливаемой перед соплом, и водовоздушного дифманометра 17.

Для уменьшения вибрации кавитационного сопла и напорного трубопровода предусмотрена специальная опора 13. Предусмотрено также охлаждение стенда, регулируемое вентилем 1.

Испытываемый образец 11 устанавливается на боковой стенке сопла. Крепление образца осуществляется двумя планками. Детали сопла, подвергающиеся кавитационному воздействию (боковые стенки и крышка), выполнены из капролона или полиэтилена, имеющих высокую кавитационную стойкость.

Днище сопла для возможности наблюдения за зоной кавитации изготовлено из органического стекла. Для уменьшения шума

устанавливается глушитель *б* и сопло дополнительно закрывается специальным кожухом из органического стекла. С этой же целью трубопровод за соплом покрыт слоем губчатой резины. Снижению

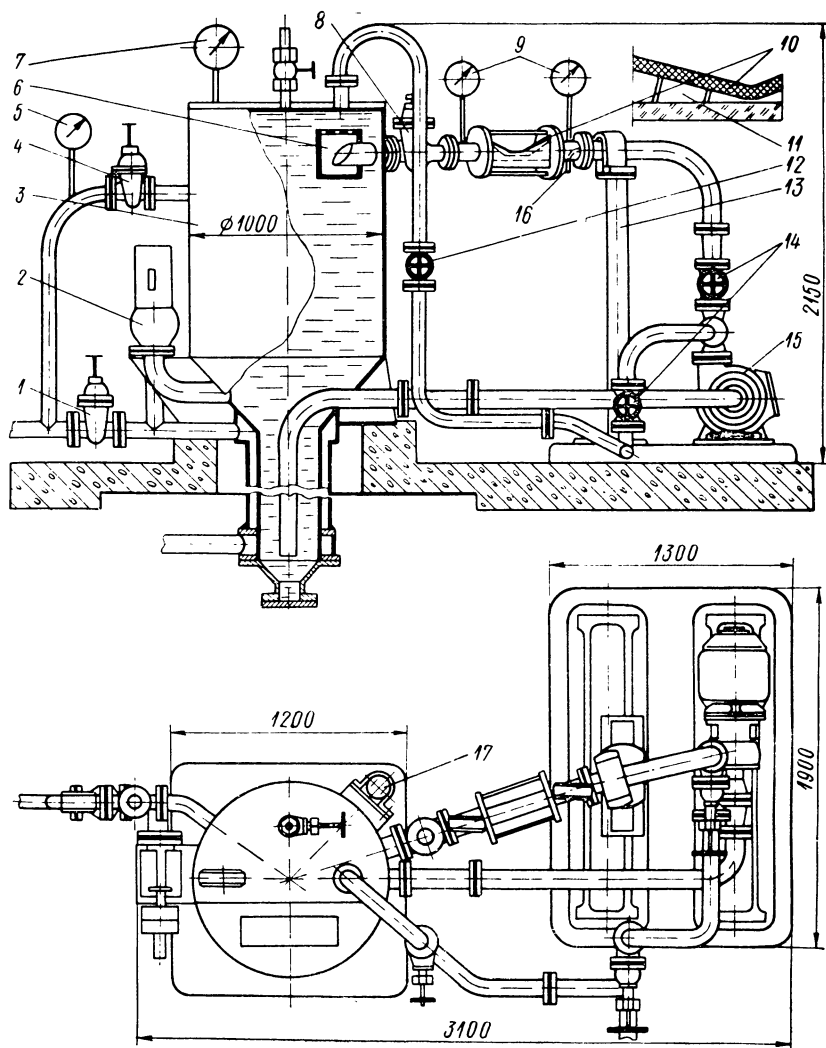


Рис. V.16. Кавитационно-эрозионный стенд

уровня шума способствует также изготовление сопла из неметаллических материалов.

В зависимости от цели исследования конструкция кавитационного сопла может быть изменена. Для исследования масштабного фактора кавитации меняются габариты сопла; для фиксации

частоты и характера смыкания кавитационной каверны, производимой с помощью скоростной съемки, боковые стенки делаются из оргстекла; для исследования спектра кавитационных ударов на образец наклеиваются мягкие материалы: свинец, отожженный алюминий и др.

Магнитострикционный вибратор используется обычной конструкции. Принципиальная схема магнитострикционного вибратора показана на рис. V.17. Основной ча-

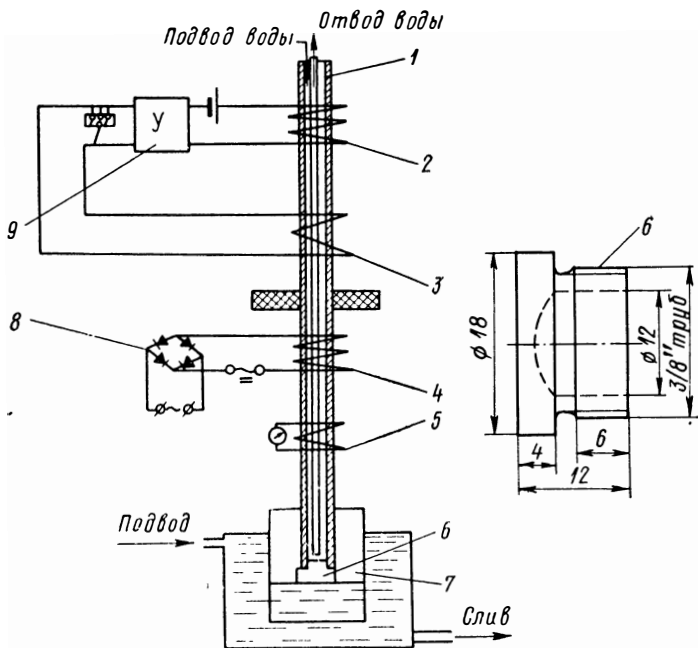


Рис. V.17. Принципиальная схема магнитострикционного вибратора

стью установки является никелевая трубка 1. На верхней части трубки установлена катушка возбуждения 2, которая создает в трубке переменное магнитное поле. Колебания этого поля усиливаются за счет постоянного поля, создаваемого катушкой подмагничивания 4, питающейся от селенового выпрямителя 8.

Результирующий магнитный поток пульсирует от минимального значения, когда поля катушек 2 и 4 направлены навстречу друг другу, до максимального значения, когда эти поля складываются. Благодаря большой магнитострикции никеля, переменное магнитное поле вызывает продольные колебания трубки. Амплитуда колебаний становится максимальной, если частота переменного тока в катушке возбуждения 2 совпадает с собственной частотой трубки.

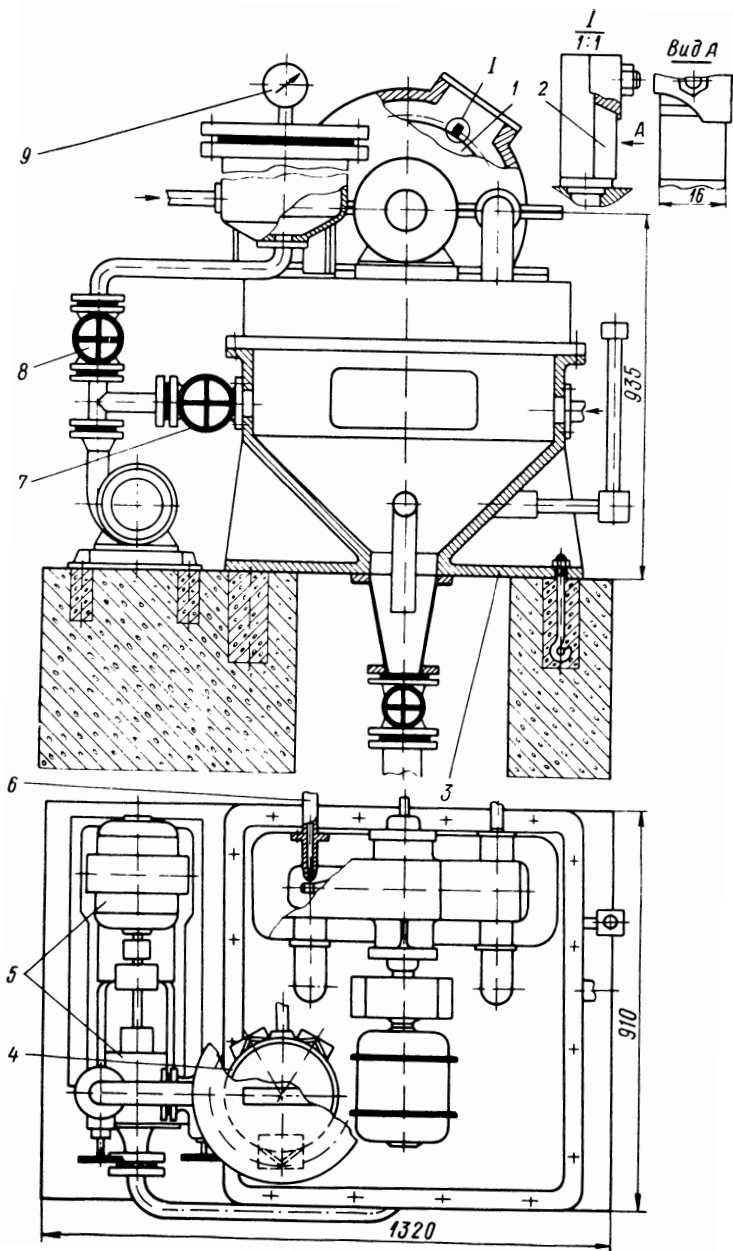


Рис. V.18. Ударно-эрозионный стенд

Схема установки автоколебательная. По этой схеме колебания трубки происходят всегда в резонансных условиях, так как частота переменного поля задается частотой собственных колебаний трубки. Это осуществляется при помощи катушки обратной связи 3, которая подает наведенный колебаниями трубки переменный ток на вход усилителя 9. Эти колебания усиливаются и поступают в колебательный контур, состоящий из катушки возбуждения и конденсатора. Частота автоколебаний регулируется переключателем емкости входного контура, амплитуда колебаний трубки регулируется путем изменения выходной мощности усилителя.

Контроль за амплитудой колебаний осуществляется электрическим указателем амплитуды 5. Никелевая трубка выбрана длиной 305 мм и диаметром 18 мм. На нижнем конце трубки крепится образец 6, погружаемый в сосуд с водой 7. Глубина погружения образца 4 мм. Частота колебаний трубки, определяемая ее размерами и весом образца, составляет ~ 8000 Гц. При такой частоте переменного поля велики потери на вихревые токи. Для уменьшения этих потерь в трубке делается узкая прорезь почти по всей длине, которая заполняется изоляционным материалом. Во избежание нагрева трубки 1 и воды в бачке 7 предусмотрено охлаждение этих узлов проточной водой.

Конструкция ударно-эрозионного стенда показана на рис. V.18.

Основным узлом стенда является диск 1 диаметром 500 мм, который приводится во вращение двигателем постоянного тока. Число оборотов двигателя может изменяться от 1000 до 4000 об/мин. Обороты стенда устанавливаются по щитовым приборам пульта управления и контролируются тахометром.

На диске 1, на равном расстоянии друг от друга, крепятся четыре образца 2.

Стенд представляет собой установку замкнутого типа. Вода насосом 5 подается в напорный бак 4. Давление в напорном баке регулируется задвижками 7 и 8. Контроль давления в баке осуществляется манометром 9. Из напорного бака вода подается к двум соплам 6, расположенным в горизонтальной плоскости друг против друга по обеим сторонам диска. Отработанная вода сливается в сливной бак 3, служащий одновременно основанием стенда. Заполнение и слив воды стенда осуществляются при помощи задвижек. Замена воды в стенде обычно производится через 1—2 ч испытаний. Контроль за уровнем воды в баке производится при помощи водомерного стекла.

24. ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКОЙ ПРИРОДЫ И ОСНОВНЫХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Исследование физической природы кавитационной эрозии производилось на кавитационно-эрозионном стенде (рис. V.16). Рабочий участок стенда представляет собой конфузоро-диффу-

зорный канал, ограниченный тремя плоскими и одной профильной стенками. Кавитационная эрозия вызывается каверной, которая образуется в диффузорной части сопла и связана своим началом с местом перехода щели в диффузор. В гидротурбинах кавитация, связанная с возникновением каверны на обтекаемом теле, может иметь место при наличии резких пиков разрежения на обтекаемой поверхности. Такой тип кавитации характерен, например, для входных кромок лопастей.

Кавитационная каверна в диффузоре визуально воспринимается как неподвижная. Однако скоростная съемка, выполненная кинокамерой СКС-1М с частотой кадров 3200 в секунду, выявила, что каверна пульсирует, проходя стадии роста отрыва и последующего смыкания [93]. Однако наблюдения показывают, что отрыв происходит не всей каверны, а лишь ее части. Причем отделившаяся часть каверны при одном и том же режиме имеет неодинаковую длину. Разница в длине каверны в момент ее отрыва колеблется в пределах 30%. Процесс смыкания каверны весьма кратковременный. При скорости потока 36 м/с время смыкания каверны составляет 0,001—0,003 с.

Была изучена также динамика кавитационной каверны в зависимости от степени развитости кавитации, характеризуемой числом k , и от скорости потока.

Течение в кавитационном сопле характеризуется тем, что при изменении давления на выходе из сопла постоянство скорости потока обеспечивается практически при неизменном давлении на входе. При этом изменение перепада давлений компенсируется гидравлическими потерями в зоне кавитации. Это обстоятельство

вызывает необходимость в выражении числа кавитации $k = \frac{p_\infty - p_d}{\frac{\rho v^2}{2}}$

за p_∞ принимать давление на выходе из сопла p_2 , так как это давление определяет степень развитости кавитации при постоянной скорости потока. Следовательно,

$$k = \frac{p_2 - p_d}{\frac{\rho v^2}{2}}, \quad (\text{V.4})$$

где p_2 — давление на выходе из диффузора; v — скорость потока в щели.

Как показали исследования, уменьшение числа кавитации сопровождается увеличением длины каверны и уменьшением частоты ее пульсации.

На рис. V.19 показано, как меняются характеристики каверны для диффузора с размерами щели $6,5 \times 40$ мм в зависимости от числа кавитации при $v = 36$ м/с.

При смыкании кавитационной каверны возникают гидроудары, приводящие к эрозионному разрушению стенок диффузора. Проведенные сравнительные испытания позволили установить, что

интенсивность эрозии на боковых стенках в несколько раз выше, чем на верхней стенке. В связи с этим основные закономерности развития кавитационной эрозии были исследованы на образцах, расположенных на боковой стенке. Зона кавитационной эрозии на боковом образце непосредственно связана с размерами каверны и повторяет ее очертания перед замыканием. Максимум интенсивности эрозии находится вблизи центра каверны с некоторым смещением к ее «хвосту».

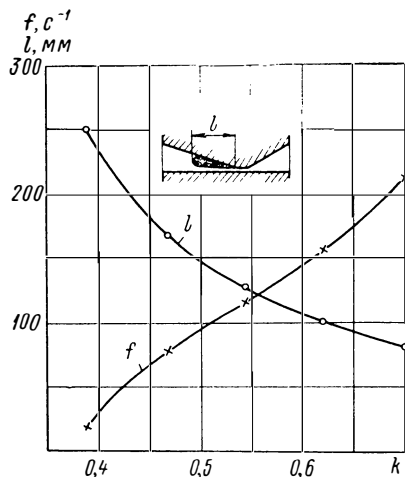


Рис. V.19. Влияние числа кавитации на характеристики каверны:

f — частота пульсации каверны; l — длина каверны

Для исследования характера кавитационных ударов, действующих на поверхность, для образцов были выбраны металлы с различными механическими свойствами и высокой коррозионной стойкостью (табл. V.7).

Диффузор использовался с размерами щели $5,6 \times 60$ мм. Перед испытаниями образцы тщательно полировались. Анализ импульсов производился по вмятинам на металле. Режимы кавитации устанавливались так, чтобы середина зоны кавитационной эрозии располагалась в центре образца. При этом число кавитации сохранялось постоянным, а скорость изменялась в пределах $v = 22,2 \div 36,9$ м/с.

Основные данные режимов, на которых проводились испытания, приведены в табл. V.8.

Наибольший интерес представляют повреждения, возникающие в первые секунды кавитационного воздействия. За это время не происходит наложения нескольких импульсов в одном месте, и точечные повреждения на поверхности не перекрывают друг друга. Время испытаний на режимах 2 и 3 (табл. V.8) было уста-

Таблица V.7

Механические свойства материалов образцов

Свойства в кгс/см ²	Свинец	Алюминий АД1М	Медь МЗ мягкая	Латунь Л62 мягкая	Сталь Х18Н10Т	Сталь 3Х13
σ_T	0,5	3	7	11	20	30
σ_B	1,5	9	24	36	55	54
HV	4	25	35	56	170	150

Режимы испытаний

Номер режима	Давление на входе в сопло p_1 в кгс/см ²	Давление на выходе из сопла p_2 в кгс/см ²	Скорость v в м/с	Число кавитации k	Продолжительность опыта t в с
1	2,0	0,0	22,2	0,40	60
2	4,7	0,9	30,4	0,40	15
3	7,4	1,8	36,9	0,40	15

новлено 15 с, а для режима 1 оно было увеличено до 60 с, чтобы получить достаточное количество повреждений.

Форма и размеры отпечатков, оставленных на металле кавитационными импульсами, были изучены при помощи микроскопа с увеличением $\times 320$. На всех металлах, использованных при испытаниях, первоначальные повреждения имеют характер углублений с пологими краями. Поверхность углублений за редким исключением не имеет каких-либо разрывов и сохраняет даже мельчайшие риски от полировки. Однако на мягких металлах (свинец и алюминий) изредка встречаются углубления, на дне которых поверхностный слой сильно нарушен: риски от обработки уже не видны, наблюдается сдвиг слоев, иногда повреждения в глубине кратеров напоминают оплавление металла. На латуни и стали деформации слабые и повреждения, напоминающие оплавления, не встречаются. Описываемые углубления на поверхности представляют собой вмятины, не сопровождающиеся удалением металла.

На рис. V.20 представлены сечения типичных кавитационных вмятин, проходящие через точки их максимальной глубины. Повреждения были получены при скорости потока $v = 36,9$ м/с. Для удобства рассмотрения масштаб по вертикали взят в два раза бóльшим, чем по горизонтали. Для всех вмятин характерен плавный переход от неповрежденной плоской поверхности к углублению. Крутизна образующей сечения нарастает по мере приближения ко дну вмятины. Большая часть поверхности обращена выпуклостью в сторону жидкости, и только центральный участок дна — в сторону металла. Приподнятость краев над исходной поверхностью не обнаружена, хотя при отсутствии весовой потерь она должна существовать. Малая кривизна поверхности краев и незначительная высота приподнятости не позволяют видеть ее в микроскоп достаточно отчетливо. Большинство вмятин имеет вблизи исходной поверхности форму, близкую к кругу или эллипсу. Глубина кавитационных вмятин во много раз меньше их диаметра (за диаметр принимаем полусумму осей основания у исходной поверхности). Для большинства вмятин на свинцовом

образце характерно отношение диаметра к глубине $d/h = 15 \div 20$. На том же образце встречаются вмятины большого диаметра и очень малой глубины, для которых $d/h \geq 100$. Как глубина, так и диаметр уменьшаются с увеличением твердости металла. Отношение d/h при этом возрастает, например для большинства вмятин на латуни $d/h \geq 70$.

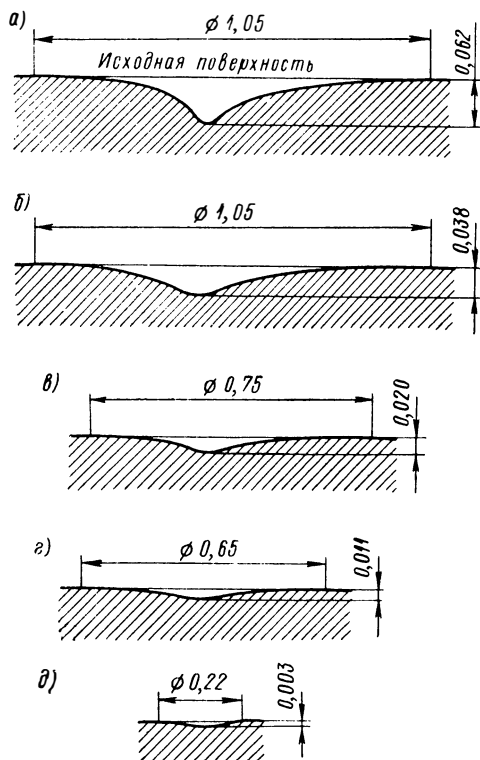


Рис. V.20. Профилогаммы кавитационных вмятин на различных металлах: а — свинец; б — алюминий; в — медь; г — латунь; д — сталь 1Х18Н10Т

рами смыкающейся кавитационной полости, которая, в свою очередь, является частью пульсирующей каверны. В диффузоре на принятых для испытаний режимах каверна достигала 150 мм по длине и приближалась по своим размерам к кавернам, встречающимся на обтекаемых поверхностях натуральных гидротурбин.

Кавитационные вмятины, полученные на образцах в диффузоре, были сопоставлены с вмятинами, зафиксированными на алюминиевых пластинах при испытаниях турбины Верхне-Тулумской ГЭС.

На режиме максимальной мощности длина каверны на входной кромке лопасти составляла около 200 мм. После 30 мин испытаний

Как правило, вмятины обнаруживают значительные отклонения от осевой симметрии. Какой-либо связи между этими отклонениями и направлением осредненного потока в диффузоре установить не удалось. Это видно из рис. V.21, где изображены линии равной глубины вмятин и указано направление потока.

Площадка на поверхности металла, подверженная пластическим деформациям при действии единичного кавитационного импульса, имеет сравнительно большие размеры. Так, например, на свинце вмятины достигают в поперечнике 1,5—2,0 мм, а на латуни — 0,8 мм. Эти повреждения видны на поверхности даже невооруженным глазом. Величина площадки, на которую воздействует кавитационный импульс, в значительной мере определяется разме-

вмятины в зоне максимума интенсивности неоднократно перекрывали друг друга, но ниже по потоку от этой зоны они располагались изолированно. Характер, форма и размеры этих вмятин почти ничем не отличаются от тех, которые были измерены на алюминиевых образцах, устанавливаемых в диффузоре. Максимальный диаметр в обоих случаях составляет ~ 1 мм, глубина вмятин в натуральных условиях несколько больше, чем на образцах.

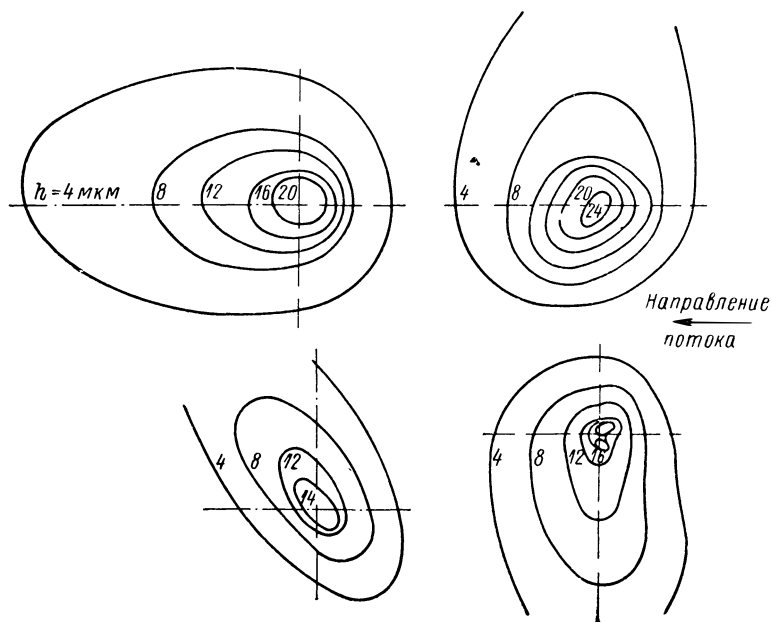


Рис. V.21. Топограммы кавитационных вмятин

Таким образом, условия кавитационного воздействия потока на стенку в диффузоре близки к условиям в натурной турбине, и основные выводы, которые могут быть сделаны на основе настоящего эксперимента, можно распространить на кавитацию в гидротурбинах.

Характер повреждений металлов под действием кавитационных импульсов свидетельствует о том, что эти повреждения вызваны высокими избыточными давлениями. Наибольшие давления возникают в центральной части площадки нагружения импульсом. В местах приложения высоких давлений поверхностные слои перемещаются в глубь металла, образуя описанные выше вмятины.

Относительно происхождения ударного кавитационного импульса существуют две основные точки зрения (п. 4). Согласно первой точке зрения повреждения материала возникают под действием сферических ударных волн, генерируемых пузырьками,

захлопывающимися в жидкости вблизи стенки. Вторая гипотеза объясняет разрушающее действие кавитационных пузырьков непосредственными ударами струек воды о поверхность стенки. Возникновение струек связано с потерей устойчивости формы пузырьков при их захлопывании. Теоретический анализ захлопывания осесимметричного пузырька, находящегося в контакте с пограничной стенкой, показывает, что поверхность пузырька прогибается и образуется струя, движущаяся с большой скоростью к стенке (рис. I.11, б).

На основе обобщения результатов многих исследований, в работе [24] делается вывод, что почти во всех случаях пузырьки, захлопывающиеся на стенке или вблизи нее, теряют устойчивость. В результате образуются струи, ударяющие по стенке. Скорости соударения струй с твердой поверхностью, по данным работы [45], могут достигать 1000 м/с, что вполне достаточно для разрушения любых материалов. Диаметр смыкающейся каверны, равный 1/15 диаметра вмятины на алюминии [45], достигает при испытаниях в диффузоре ~ 15 мм.

Анализируя форму вмятин, полученных на образцах в диффузоре (рис. V.20), можно сделать некоторые выводы о соответствии действительных кавитационных импульсов рассмотренным выше схемам.

Изображенные вмятины не могли возникнуть при распространении сферической ударной волны от пузырька, захлопывающегося в жидкости. В этом случае след на пластичном материале представлял бы собой элемент сферы и поверхность вмятины, за исключением краев, была бы обращена выпуклостью в сторону металла. В действительности, почти вся поверхность обращена выпуклостью в сторону жидкости. Форма вмятины более всего соответствует удару струи, идеализированная схема образования которой представлена на рис. I.11, б. В момент удара о твердую поверхность конус струи имеет малый радиус закругления $r_c \approx \approx 0,01 \div 0,05$ мм, о чем можно судить по размерам дна вмятины. На свинце встречаются также вмятины большого диаметра с плоским дном, которые образованы струями с большим радиусом закругления, достигающим 0,5 мм.

Большое различие вмятин, встречающихся на одном и том же образце, по глубине, крутизне поверхности и по диаметру свидетельствует о том, что на стенку диффузора воздействуют разные импульсы. Скорость соударения струи со стенкой, радиус закругления и масса струи могут изменяться в широких пределах. Параметры струй определяются условиями их образования: формой захлопывающихся пустот, которая согласно работе [31] может быть самой разнообразной, их расположением относительно стенки и полем давлений вокруг них.

Ударные импульсы, как и создающие их струи, имеют широкий диапазон характеристик. Основными характеристиками являются максимальное давление в месте удара и характерная площадка,

на которую приходится удар. Наибольший интерес представляют собой давления, вызываемые ударами.

Очевидно, что удары, оставляющие на поверхности металла следы в виде пластических деформаций, создают давления, превышающие предел его текучести σ_T . Подсчитывая кавитационные вмятины на образце из металла с известным пределом текучести, можно определить количество ударов с давлениями, превышающими этот предел.

Результаты непосредственного подсчета вмятин на образцах после определенного времени испытаний приведены в табл. V.9.

Т а б л и ц а V.9

**Количество видимых кавитационных вмятин
на различных материалах**

Характеристика режима испытаний	Свинец	Алюминий АД1М	Медь М3 мягкая	Латунь Л62 мягкая	Сталь 1Х18Н10Т	Сталь 3Х13
$v = 22,2$ м/с $t = 60$ с	253	219	212	97	0	0
$v = 30,4$ м/с $t = 15$ с	261	220	210	112	18	10
$v = 36,9$ м/с $t = 15$ с	834	534	506	271	82	40

Для сопоставления результатов испытаний количество вмятин приводилось к одному времени $t = 60$ с, по формуле

$$z_{60} = z_n \frac{60}{t_n},$$

где z_{60} — количество вмятин, приведенное к 60 с; z_n — количество вмятин, появившееся за время испытаний.

Зависимость количества вмятин от предела текучести металлов изображена на рис. V.22, б. С увеличением σ_T количество вмятин резко уменьшается. Это свидетельствует о том, что число ударов с высокими давлениями составляет небольшую долю от общего их количества. Разбивая всю совокупность кавитационных ударов на четыре группы, где первую группу будут составлять удары с давлениями свыше 100 кгс/см², вторую — свыше 1000 кгс/см², третью — свыше 2000 кгс/см² и четвертую — свыше 3000 кгс/см², можно получить, исходя из рис. V.22, б, распределение ударов по группам (табл. V.10). Количество ударов с давлениями, превышающими 3000 кгс/см², даже на режиме максимальной скорости составляет лишь 5% от количества ударов, входящих в первую группу. На режиме со скоростью потока $v = 22,2$ м/с на стали 3Х13 вообще не возникало вмятин, т. е. на этом режиме импульсы с давлениями свыше 3000 кгс/см² отсутствуют.

С увеличением скорости потока возрастают как количество ударных импульсов, так и максимальный уровень давлений, о чем можно судить по количеству и глубине вмятин на испытанных образцах (рис. V.22).

Глубина вмятин h , приведенная на графике (рис. V.22, а), получена путем осреднения величин, измеренных по десяти наи-

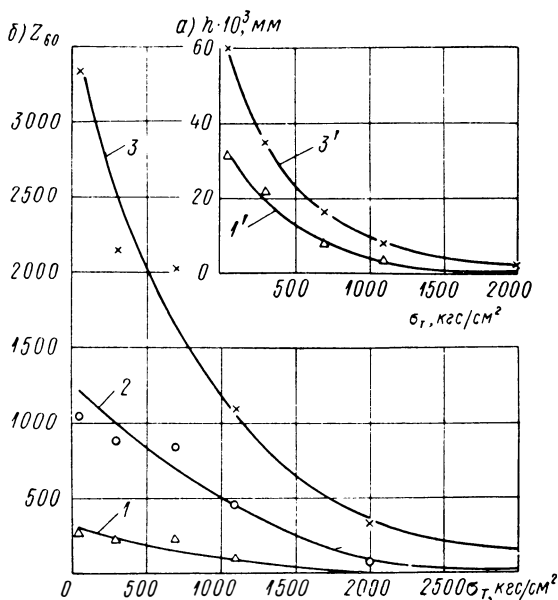


Рис. V.22. Глубина (а) и количество (б) кавитационных вмятин в зависимости от предела текучести металла:

1 и 1' — $v = 22,2$ м/с; 2 — $v = 30,4$ м/с; 3 и 3' — $36,9$ м/с

более крупным вмятинам на каждом образце. С увеличением предела текучести металла осредненная глубина вмятин резко падает. На материалах с низким пределом текучести большая часть

Т а б л и ц а V.10

Распределение кавитационных ударов по группам энергий

Номер режима	Скорость v в м/с	Количество ударов на образце z_{60}			
		I группа: $\rho > 100$ кгс/см ²	II группа: $\rho > 1000$ кгс/см ²	III группа: $\rho > 2000$ кгс/см ²	IV группа: $\rho > 3000$ кгс/см ²
1	22,2	300	100	0	0
2	30,4	1150	500	100	20
3	36,9	3200	1200	350	150

энергии ударного импульса расходуется на пластическую деформацию, а на стали значительная часть энергии тратится на упругую деформацию. Энергия образования наиболее крупных вмятин на различных металлах оценивалась по объему пластической деформации. Предполагая, что при одиночной вмятине упрочнение металла незначительно, эту энергию можно вычислить по формуле $E = \sigma_T V$, где σ_T — предел текучести; V — объем вмятины.

Результаты для режима с максимальной скоростью приведены в табл. V.11. Из таблицы следует, что при одинаковой для всех образцов общей энергии ударов энергия, затраченная на пластическую деформацию, для стали в 30 раз меньше, чем для алюминия. Очевидно, что для стали бóльшая часть энергии удара приходится на упругие перемещения слоев металла.

Интересно рассмотреть связь количества кавитационных импульсов, характеризующихся вмятинами на наиболее пластичном материале — свинце, с частотой пульсации каверны.

При постоянном числе кавитации k и неизменной

длине каверны l число Струхала $Sh = \frac{fl}{v}$ также постоянно. В этом случае частота пульсации каверны f пропорциональна скорости потока v . Если при $v = 36,9$ м/с частота пульсации каверны $f \approx 100$ Гц, то при $v = 22,2$ м/с $f = 60$ Гц. Количество же кавитационных импульсов с изменением скорости меняется значительно резко. За 15 с испытаний с $v = 36,9$ м/с на образце из свинца насчитывается 834 вмятины (табл. V.9). Следовательно, на боковую стенку диффузора за 1 с приходится ~ 55 ударов. Учитывая, что такое же количество ударов приходится на противоположную стенку и часть — на верхнюю профильную, при скорости 36,9 м/с каждому циклу каверны соответствует примерно один кавитационный удар, оставляющий видимый след на свинце. При скорости потока $v = 22,2$ м/с число ударов за 60 с испытаний составит 253, или за 1 с на образец приходится четыре удара. В этом случае за 60 циклов пульсаций каверны число заметных ударов составит около десяти, т. е. для одного кавитационного импульса требуется ~ 6 пульсаций каверны. На малых скоростях потока значительная часть кавитационных импульсов, возникающих при захлопывании каверны, не вызывает остаточных деформаций даже на таком пластичном материале, как свинец. Количество заметных кавитационных ударов с уменьшением скорости резко снижается.

Таблица V.11

Энергия пластической деформации материала при одном кавитационном ударе

Материал	Энергия образования вмятин в эрг
Алюминий	$3 \cdot 10^3$
Медь	$2,7 \cdot 10^3$
Латунь	$1,2 \cdot 10^3$
Сталь X18H10T	$1,0 \cdot 10^2$

Характеристики эрозии исследовались также при изменении числа кавитации k . Изменение k достигалось уменьшением давления на выходе из сопла при неизменном давлении на входе ($p_1 = 7,8 \text{ кгс/см}^2$).

Испытания проводились при скорости потока в щели $v = 35,5 \text{ м/с}$. Число кавитации менялось от 0,39 до 0,7. При таком широком диапазоне изменения k стал неприемлемым метод оценки интенсивности эрозии по единичным вмятинам. Это связано с тем, что при больших значениях k размеры вмятин малы, на ограниченной площади их сосредоточивается значительное количество и они перекрывают друг друга. Затруднен также замер мелких вмятин. В связи с этим оценка эрозии производилась по средней глубине деформации h_d в центре зоны эрозии и по объему деформации V_d на алюминиевом образце за 2 ч испытаний.

Основные характеристики эрозии в зависимости от числа кавитации приведены на рис. V.23.

С уменьшением k площадь зоны эрозии непрерывно растет, что вызвано увеличением длины каверны и ее объема. Значения h_d и V_d

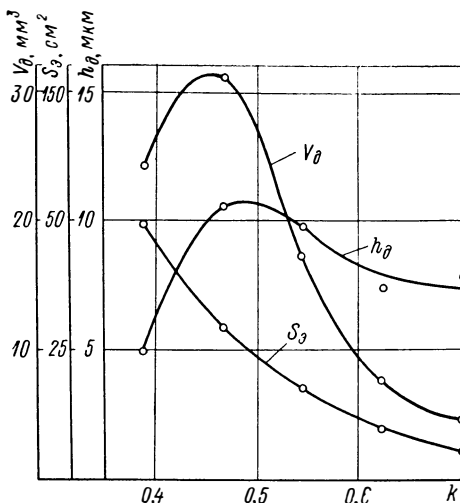


Рис. V.23. Зависимость эрозии от числа кавитации:

V_d — объем деформации; h_d — глубина деформации; $S_э$ — площадь эрозии

с уменьшением k сначала возрастают, а затем резко падают. Это объясняется уменьшением частоты пульсации каверны (рис. V.19) и, следовательно, уменьшением количества единичных вмятин. Интересно отметить, что с уменьшением k , т. е. с уменьшением противодействия, объем единичной вмятины неуклонно растет. Этот результат кажется парадоксальным: при падении среднего статического давления увеличивается давление кавитационного удара. Определяющим здесь является объем смыкающей полости, а не среднее давление окружающей среды. Таким образом, динамика кавитационной каверны играет решающую роль в развитии кавитационной эрозии.

В настоящем параграфе рассмотрено развитие кавитационных повреждений в первый период, когда не происходит наложения нескольких импульсов в одном месте. Вмятины, возникшие на металле, безусловно оказывают влияние на последующие ударные импульсы. При ударе кумулятивной струи по центру уже имеющейся вмятины, отдача ее энергии твердому телу должна воз-

расти [31]. Особенно сильно это должно проявляться на мягких металлах (например, на свинце), где первоначальные вмятины имеют бóльшую глубину.

Материал испытывает при кавитации многократное ударное воздействие различных импульсов. Давления в местах ударов при достаточных скоростях потока (в нашем случае при $v \geq 30$ м/с) превосходят пределы текучести металлов, применяемых в гидромашинах. Кроме нормальных составляющих гидроударов, имеются касательные составляющие. Это следует из рис. V.21. Касательные составляющие ударов способствуют раскачиванию и скалыванию частиц металла. Таким образом, кавитационная нагрузка на металл может быть представлена как циклическая нагрузка с напряжениями от самых малых величин до величин, превосходящих предел текучести.

Механическое воздействие при кавитации сопровождается интенсивной коррозией. Объясняется это тем, что кавитационные удары, приводящие к пластической или упругой деформации материала, образуют на его поверхности точки со свойствами, отличными от основного материала. Для металлов работа, затрачиваемая на деформацию, на 85% превращается в теплоту, а остальная часть — в потенциальную энергию внутреннего напряжения [105]. Тем самым на металлической поверхности, находящейся в водной среде, служащей электролитом, образуются анодные участки, которые приводят к возникновению мгновенных микроэлементов. Периодически возникающие, как бы пульсирующие, микроэлементы резко усиливают электрохимические процессы коррозии. Усилению процессов коррозии способствует также чередование водяной и парогазовой среды в месте пульсации кавитационной каверны.

Рассмотрим в свете изложенного развитие кавитационных разрушений на нержавеющей и углеродистых сталях. В водяной среде на поверхности металла образуется защитная пленка окислов. На нержавеющей сталях пленка является тонкой, весьма прочной и образует с основным металлом монолитное соединение. Защитная пленка и, следовательно, сама нержавеющая сталь является стойкой к электрохимическим процессам коррозии при кавитации. Разрушение нержавеющей сталей происходит главным образом под действием гидроударов, вызывающих давления выше предела текучести стали. Такие удары составляют менее 5% от общего количества, поэтому процесс разрушения нержавеющей сталей протекает замедленно. При этом в начальный период происходит накопление деформаций без удаления материала. Затем частицы металла начинают выкрашиваться вследствие усталостных явлений (усталость с малым числом циклов) или отрываться под действием срезающих и изгибающих усилий, порождаемых кумулятивными струями в месте удара.

Углеродистые и низколегированные стали имеют сравнительно толстую и в то же время рыхлую пленку окислов, которая легко

скалывается даже под действием слабых кавитационных ударов. В этом случае все ударные импульсы будут разрушающими. Вследствие электрохимических процессов, сопутствующих кавитации, происходит повторное окисление поверхности, очищенной от пленки окислов.

Совместное действие коррозии и кавитационных гидроударов приводит к быстрому и глубокому разъеданию углеродистых сталей.

На нержавеющей сталях, если скорость потока, даже при развитой кавитации, не превышает 25—30 м/с, напряжения, вызываемые кавитационными ударами, находятся в пределах упругой деформации и разрушения полностью отсутствуют.

На углеродистых и низколегированных сталях, когда даже весьма слабые кавитационные удары способны разрушить пленку окислов, избежать разрушений можно только при полностью подавленной кавитации.

25. МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ КАВИТАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ МАТЕРИАЛОВ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ. СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ С НАТУРНЫМИ

Различные типы лабораторных установок для исследования кавитационной эрозии и обилие методик испытаний на каждой из них способствовали получению результатов, несопоставимых друг с другом и во многом противоречивых.

Следует также отметить существенную разницу в энергии единичных кавитационных ударов на различных стендах. На стендах проточного типа, имитирующих естественные процессы кавитации, наблюдаются единичные удары значительной силы. Так, например, в диффузоре при средней интенсивности кавитационного процесса $v = 36$ м/с на свинце образуются вмятины диаметром до 2 мм. На площади в 1 см^2 за 1 с в среднем образуются две вмятины.

На ударно-эрозионном и магнитострикционном стендах интенсивное кавитационное разрушение достигается не высокой энергией единичного удара, а большим количеством ударов. На ударно-эрозионном стенде при однократном пересечении образцом струи воды с $v = 30$ м/с (средняя интенсивность) на образце из свинца образуются примерно четыре вмятины глубиной $< 0,002$ мм и $\varnothing \approx 0,05$ мм. За 1 с на площади 1 см^2 образуются ~ 90 вмятин. На магнитострикционном вибраторе объем единичных вмятин еще меньше, а их количество больше.

К существенным недостаткам проведенных исследований кавитационной стойкости материалов на лабораторных стендах следует отнести отсутствие согласования между результатами лабораторных испытаний и действительными соотношениями стойкости материалов, наблюдаемыми в натуральных условиях.

Приведем некоторые характерные результаты испытаний, полученные на различных стендах.

На установке проточного типа подробные исследования были проведены Мауссоном [95]. Мауссон проводил испытания с довольно высокой интенсивностью кавитации. Для этого на входе в сопло создавался напор 300 м и на выходе — 15 м. При этом скорость потока в суженной части сопла составляла 80 м/с. Продолжительность каждого опыта 16 ч.

Результаты испытаний некоторых сталей, аналогичных применяемым в настоящее время, приведены в табл. V.12.

Для характеристики стойкости некоторых углеродистых и нержавеющей сталей на магнитоэрозионном вибраторе приведем результаты испытаний, полученные при частоте колебаний 8000 Гц и двойной амплитуде 0,07 мм (табл. V.13).

Результаты испытаний на ударно-эрозионном стенде в значительной степени определяются условиями испытаний.

В испытаниях Хоннегера диаметр струи был 1,5 мм и скорость истечения 28 м/с. Скорость, с которой образец пересекал струю, достигала 225 м/с. При этом было установлено, что при скорости образца меньше 125 м/с раз-

Таблица V.12
Результаты испытаний материалов, полученные И. У. Мауссоном на стенде проточного типа

Материал	Химический состав в %						Состояние	Твердость НВ	Потери веса за 16 ч испы- таний в мтс
	C	Cr	Ni	Mn	Si	Mo			
Углероди- стые стали	Сталь с 0,3% C	0,33	—	—	0,71	—	—	159	487
	Сталь с Ni, Cr, Mo	0,31	0,76	2,15	0,75	0,45	0,15	201	239
	Сталь с 0,2% C	0,22	—	—	0,52	—	—	149	288
Нержа- вующие стали	Нержавеющая сталь с 12% Cr	0,06	12,9	0,17	0,43	0,38	—	167	320
	Нержавеющая сталь с 12% Cr и 1% Ni	0,09	12,46	1,18	0,48	0,38	—	159	570
	Нержавеющая сталь 18/8	0,07	19,76	9,44	0,52	—	—	128	208

Результаты испытаний материалов на магнитострикционном стенде

Материал	Состояние	Твердость НВ	Потери веса за 3 ч испытаний в мгс
Углеродистая сталь 20	Прокат	130	135
Нержавеющая сталь 20X13НЛ	Литье, нормализация, отпуск	180	100
Нержавеющая сталь 1X18Н9Т	Прокат, аустенитизация	160	70

рушения вообще отсутствовали. В дальнейшем развитие этого метода шло по пути увеличения диаметра струи и уменьшения скорости образцов.

В настоящее время общепринята следующая методика испытаний: диаметр струи 5 мм, напор струи 0,5 ати, скорость вращения образца 80 м/с.

Результаты испытаний по этой методике представлены в табл. V.14.

Т а б л и ц а V.14

Результаты испытаний материалов на ударно-эрозионном стенде

Материал	Состояние	Твердость НВ	Потеря в весе за 3 ч в мгс
Углеродистая сталь 20ГСЛ	Литье, отжиг	160	60
Нержавеющая сталь 1X18Н9Т	Прокат, аустенитизация	156	55
Нержавеющая сталь 20X14НЛ	Литье, нормализация и отпуск	200	47

Из анализа результатов испытаний материалов на различных стендах следует, что углеродистые и нержавеющие стали, имеющие близкие механические свойства, разрушаются примерно одинаково. В то же время из практики эксплуатации действующих ГЭС известно, что нержавеющие стали по кавитационной стойкости превосходят углеродистые в десятки раз (п. 22).

Противоречия между лабораторными и натурными результатами объясняются различием в интенсивности кавитационного воздействия. Стремление сократить время испытаний материалов привело к существенному увеличению интенсивности кавитационных процессов в лабораторных условиях.

Если сопоставить интенсивность кавитационного воздействия по принятым методикам в лабораторных условиях и на действующих ГЭС, то окажется, что на лабораторных стендах скорость разрушения образцов в тысячи, а иногда и в десятки тысяч раз превосходит натурную.

Исследования, проведенные на ЛМЗ, показали существенную зависимость стойкости материалов от интенсивности кавитационного воздействия. Испытания проводились на ударно-эрозионном стенде. Образцы для испытаний изготавливались из материалов, применяемых в гидротурбостроении: углеродистая сталь 20ГСЛ и нержавеющая сталь 1Х18Н9Т. Образцы из стали 20ГСЛ были вырезаны из окончательно термообработанной лопасти, сталь 1Х18Н9Т взята в состоянии поставки. Испытания проводились при числе оборотов стенда 900—3000 об/мин. Эти обороты соответствовали скоростям пересечения струи воды или скоростям удара от 23,5 до 78,5 м/с.

Проведенными исследованиями установлено, что при уменьшении интенсивности кавитационного воздействия не только изменяются количественные характеристики потерь веса металлов, но происходит и качественное перераспределение относительной кавитационной стойкости различных по коррозионным свойствам материалов. При этом показано, что относительная стойкость испытанных материалов меняется от 1 до ∞ [52].

Стремление приблизить результаты лабораторных испытаний к натурным характерно для многих исследователей. Основным направлением, принятым в настоящее время, является введение в методику испытаний коррозионного фактора.

В 1962 г. М. С. Плессет [50] предложил импульсный метод исследования кавитационной эрозии. Сущность этого метода сводится к тому, что образец в магнитоэрозионном вибраторе колеблется не непрерывно, а с некоторыми промежутками. Цикл, или период, импульсной кавитации М. С. Плессетом принят равным 216,67 мс, а время колебаний образца составляет 1/20 периода. Таким образом, время испытаний резко увеличивается: если при непрерывной кавитации образец испытывается обычно 3 ч, то при импульсной кавитации — 60 ч, из них 57 ч образец находится в воде в неподвижном состоянии.

Примерно аналогичная методика испытаний предложена М. Г. Тимербулатовым [61]. Разница заключается в том, что образец испытывается на магнитоэрозионном вибраторе 5 мин и 24 ч находится в воде. По этой методике для достижения трехчасового кавитационного воздействия потребуется 36 дней. Естественно, во втором случае фактор коррозии проявляется в большей степени.

Существенным недостатком обеих методик является произвольность в соотношении механического и коррозионного воздействий. При изменении этих соотношений будет соответственно изменяться относительная стойкость испытываемых углеродистых и нержавеющих сталей.

Нам представляется, что наиболее правильно можно приблизить результаты лабораторных испытаний к натурным естественным путем, т. е. снизить интенсивность кавитационного воздействия до величин, имеющих на действующих ГЭС.

Для сопоставления интенсивности кавитационного воздействия в натуральных и лабораторных условиях были использованы результаты испытаний турбин методом скоростной эрозии.

Подбором соответствующего режима стенда можно достичь той же степени разрушений, что и в натуральных условиях. Таким образом, было установлено, что интенсивность кавитации на ГЭС Нива-III и Баксанской ГЭС соответствует числу оборотов ударного стенда, равному ~ 1100 об/мин ($v = 30$ м/с).

Сопоставление кавитационной эрозии в лабораторных и натуральных условиях можно сделать также по степени разрушений материалов, из которых изготавливаются детали проточной части турбины.

Испытания при натурной интенсивности кавитации не означают, что длительность эксперимента увеличивается до нескольких тысяч часов. Для средней интенсивности натурной кавитации, характерной для радиально-осевых турбин типа Нива-III, Баксан, ДнепроГЭС, поворотнолопастных турбин волжских гидроэлектростанций, время лабораторных испытаний будет составлять 300—400 ч. За это время обычные нержавеющие стали потеряют в весе 8—10 мгс, которые можно измерить в лабораторных условиях с достаточной степенью точности.

При максимальной интенсивности натурной кавитации потери веса 8—10 мгс будут иметь место уже через 30 ч.

Учитывая, что в натуральных условиях материалы могут работать при различной интенсивности кавитационного воздействия, представляется целесообразным и в лабораторных условиях для всесторонней проверки кавитационной стойкости материалов испытания проводить при широком диапазоне интенсивности воздействия.

Наиболее легко интенсивность воздействия регулируется на ударно-эрозионном стенде путем изменения числа оборотов диска и тем самым скорости удара образца о струю воды.

В новой методике ЛМЗ приняты следующие режимы испытаний:

n в об/мин	2800	2000	1500	1100
v в м/с	73	52	40	30

Давление в напорном баке, определяющее скорость истечения струи, и диаметр выходного сечения сопла остаются постоянными для всех режимов. Скорость истечения из сопла не оказывает существенного влияния на интенсивность разрушения и выбирается исходя из условия восстановления струи при пересечении ее образцами.

Нами выбраны: давление в напорном баке 0,8 ати, $v_{стр} = 8$ м/с и диаметр сопла 5 мм.

При испытаниях с определенной интенсивностью (n об/мин = $= \text{const}$) результаты обычно оформляются в виде графика, где по оси ординат откладываются потери веса в мг, а по оси абсцисс — время t в ч. При сопоставлении результатов испытаний с разной интенсивностью воздействия нельзя воспользоваться временем в качестве показателя стойкости материала.

Правильнее в этом случае пользоваться числом ударов образца о струю воды до достижения определенной потери веса. Потери веса обычно принимаются $\Delta G = 10$ мгс.

Обработку результатов испытаний по новой методике проводят в следующем порядке. Для каждого режима строится график зависимости потерь веса от времени испытаний. По этому графику находится период времени, соответствующий принятым весовым потерям ΔG . Затем определяется число ударов образца $N = 60nz_cT$, где N — число ударов, соответствующее потерям веса ΔG ; n — скорость вращения диска в об/мин; z_c — число сопел станда; T — период времени, соответствующий потерям веса ΔG , в ч.

Таким образом, для каждого режима испытаний, характеризующегося определенной интенсивностью воздействия (n , v), находится сопротивляемость материала разрушению, которая численно равна количеству ударов N до достижения потерь в весе ΔG . Полученная зависимость строится в системе координат (n , v) и N , причем по оси абсцисс откладываются значения n или v , а по оси ординат — значения N . Соединяя плавной кривой найденные для каждого материала значения n и N , получим графическую зависимость стойкости испытываемого материала при широком диапазоне интенсивности кавитационного воздействия.

На ударно-эрозионном стенде одновременно испытываются четыре образца. Один из них, изготовляемый из стали 1X18H10T, является эталонным.

Сопоставление материалов по кавитационной стойкости производится по числу ударов.

На рис. V.24 приведены результаты испытаний некоторых сталей по новой методике. В качестве примера определим относительную кавитационную стойкость сталей 0X13 и 20ГСЛ при интенсивности воздействия, соответствующей $n = 1500$ об/мин,

$$\epsilon_{0X13}^{20ГСЛ} = \frac{N_{0X13}}{N_{20ГСЛ}} = \frac{9,0 \cdot 10^6}{5,7 \cdot 10^6} = 1,6.$$

В табл. V.15 приведена стойкость испытанных нержавеющей сталей по отношению к углеродистой стали 20ГСЛ при различных интенсивностях воздействия. При натурной интенсивности воздействия, соответствующей числам оборотов станда от 1500 и меньше, стойкость нержавеющей стали 0X13 по отношению к стали 20ГСЛ меняется от 1,6 до ∞ .

Для нержавеющей сталей, для которых фактор коррозии не играет существенной роли, отборочные испытания проводятся

при высоких интенсивностях ($n = 2800$ об/мин). Однако применительно к ударному стенду сопоставление стойкости отдельных материалов следует производить не по весовым потерям, как это

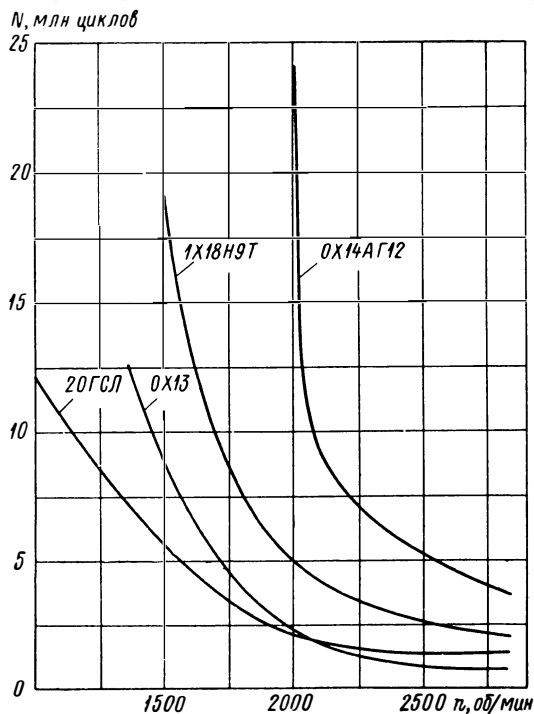


Рис. V.24. Кавитационная стойкость материалов при различной интенсивности воздействия

делается многими исследователями, а по времени испытаний до достижения определенных (~ 10 мгс) потерь веса образцов. Это связано с особенностью разрушения образца при больших ско-

Т а б л и ц а V.15

Относительная стойкость сталей при различной интенсивности кавитационного воздействия

n	ε		
	0X13/20ГСЛ	1X18H10T/20ГСЛ	0X14AG12/20ГСЛ
2800	0,50	1,40	2,70
2000	0,55	1,90	3,70
1500	1,6	3,50	∞
1100	8,0	15,0	∞

ростях удара. При появлении на образце начальных разрушений его поверхность становится неровной и интенсивность воздействия резко возрастает при неизменном режиме испытаний. В этом случае начавшиеся разрушения менее стойкого материала катастрофически возрастают. Поясним это на примере.

На рис. V.25 показано разрушение двух материалов: 1X18H9T и 30X10Г10, при $n = 2800$ об/мин. Если испытания продлить до 20 ч, то потери веса будут для стали 1X18H9T ~ 1700 мгс, а для стали 30X10Г10 — 7,2 мгс. Тогда коэффициент относительной стойкости этих сталей станет равным 236, т. е. сталь 30X10Г10 по стойкости превышает сталь 1X18H9T более чем в 200 раз. Если сопоставить эти материалы по времени до достижения потерь в весе 10 мг, то сталь 30X10Г10 окажется более стойкой только в 2—3 раза, что соответствует результатам испытаний в натуральных условиях.

Если испытания кавитационной стойкости материалов по расширенной методике (с различной интенсивностью воздействия) проводить на диффузорном участке сопла кавитационно-эрозионного стенда, то интенсивность должна меняться за счет скорости, а число кавитации должно оставаться постоянным. Тем самым будет достигнуто эффективное изменение интенсивности кавитационного воздействия и в то же время зона эрозии будет расположена в одном и том же месте.

На магнитострикционном вибраторе менять интенсивность кавитационного воздействия затруднительно и расширенная методика для этого стенда неприменима.

Сопоставим результаты испытаний на различных стендах между собой. Обязательным условием при сопоставлении должна быть одинаковость интенсивности воздействия. Возьмем для примера результаты испытаний углеродистых и нержавеющей сталей на ударно-эрозионном и кавитационно-эрозионном стендах при натурной интенсивности кавитационного воздействия, которая достигается для ударного стенда при $n = 1100$ об/мин ($v = 30$ м/с), для диффузора — при $v = 36$ м/с (рис. V.26).

Как следует из приведенного рисунка, соотношения между нержавеющей и углеродистыми сталями как на одном, так и на

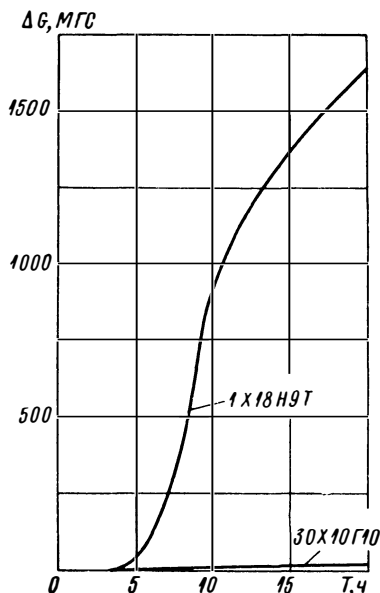


Рис. V.25. Испытания сталей 1X18H9T и 30X10Г10 на ударно-эрозионном стенде при $n = 2800$ об/мин

другом стендах примерно одинаковы. При повышении интенсивности воздействия соотношения аналогично изменяются. Это видно из сопоставления результатов испытаний Мауссона, где в диффузоре скорость потока равнялась 80 м/с (табл. V.12), и испытаний на ударном стенде при скоростях удара 65—75 м/с ($n = 2500 \div 2800$ об/мин). При высоких интенсивностях воздействия стойкости углеродистых и нержавеющей сталей сближаются.

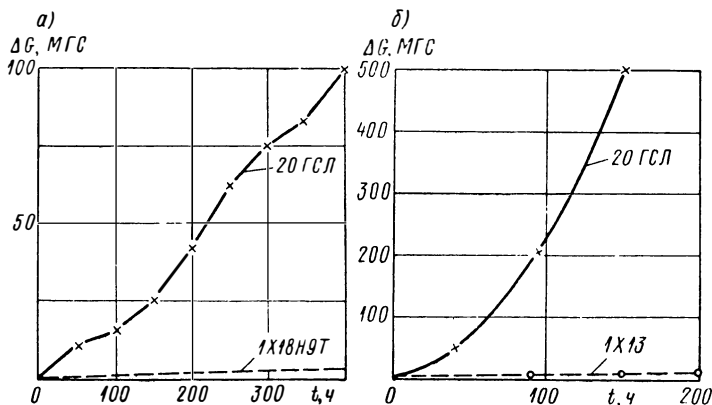


Рис. V.26. Испытания при натурной интенсивности воздействия на ударно-эрозионном стенде (а) и в диффузоре (б)

Сопоставляя результаты испытаний на магнитострикционном вибраторе (табл. V.13), где интенсивность воздействия достаточно высокая, с результатами испытаний на ударном стенде и диффузоре с той же примерно степенью интенсивности, можно заметить, что материалы располагаются по стойкости в той же последовательности.

Таким образом, при одинаковой интенсивности кавитационного воздействия относительная стойкость материалов, испытанных на различных стендах, близка друг другу.

26. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И МАСШТАБНЫЕ ЭФФЕКТЫ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

При проектировании новых гидротурбин встает вопрос об ожидаемой кавитационной эрозии.

Для прогнозирования зон и интенсивности эрозии могут быть рассмотрены следующие методы:

- 1) расчетный метод, когда об эрозии можно судить по распределению давлений на профиле;
- 2) метод эрозионных испытаний модели с использованием легкоразрушаемых покрытий;
- 3) метод сопоставления с аналогичной турбиной, находящейся в эксплуатации.

При проведении необходимых расчетов с аналога на вновь проектируемую турбину нужно знать, как влияют на эрозию линейные размеры турбины, скорости обтекания или напоры, материалы, из которых изготовлены детали проточной части. Необходимо учитывать также режимы работы турбины: мощность, высоту отсасывания. В пп. 13, 21 были рассмотрены некоторые качественные зависимости влияния размеров, напора и режимов работы турбины на эрозию. Известна также методика определения кавитационной стойкости материалов (п. 25). Однако еще не все аспекты влияния перечисленных факторов на эрозию полностью изучены. Когда исследования будут завершены, появится возможность выдавать кроме эксплуатационной характеристики турбины эрозионную характеристику, где будут нанесены зоны и интенсивность эрозии в зависимости от режимов эксплуатации.

В настоящее время при исследовании кавитации и кавитационной эрозии вновь проектируемых турбин наиболее распространен метод эрозионных испытаний модели.

При моделировании процессов кавитационной эрозии необходимо учитывать масштабные эффекты этого явления, возникшие вследствие несоблюдения полного механического подобия течений в модельной и натурной установках. Наибольший практический интерес представляет собой изучение эффектов, вызываемых изменением линейного размера установки и скорости потока.

Влияние скорости потока на кавитационную эрозию исследовано теоретически и экспериментально в работах [48, 73, 92, 104]. Все исследователи отмечают резкий рост интенсивности эрозии с увеличением скорости потока, однако количественные показатели этого роста неодинаковы. При представлении интенсивности эрозии выражением

$$I = Av^n \quad (V.5)$$

величина показателя n колеблется в пределах 5—8.

По исследованию влияния линейных размеров обтекаемых тел на интенсивность кавитационной эрозии известны работы [73, 104], где зависимость дается также в виде степенной функции

$$I = Bd^\beta \quad (V.6)$$

с показателем $\beta = 2 \div 3$.

Экспериментальное подтверждение выводов работ [73, 104] базируется на результатах испытаний с поперечным обтеканием цилиндров в камере прямоугольного сечения. Характер кавитации в этой установке сильно отличается от кавитации на лопастях гидротурбин. За цилиндром кавитация возникает в дискретно срывающихся вихрях, а на лопастях гидромашин кавитация обычно проявляется или в форме каверн, примыкающих к лопасти, или в форме отдельно движущихся пузырей.

В упомянутых работах [73, 104] не исследовано также изменение единичных ударных импульсов в кавитационной зоне при

переходе от одних размеров установки к другим. Закономерности этого изменения необходимо знать при модельных испытаниях на эрозию с применением различных легкоразрушаемых покрытий, а также при использовании кавитационностойких эластичных покрытий для защиты лопастей натуральных турбин.

В связи с этим были проведены более детальные исследования масштабных эффектов кавитационной эрозии применительно к реально существующей кавитации в гидромашинах. Кавитация рассматривалась в форме пульсирующей каверны, связанной с обтекаемым телом. Исследования проводились на кавитационно-эрозионном стенде (рис. V.16).

Для исследования влияния линейных размеров на характеристики кавитационной эрозии были изготовлены пять геометрически подобных сопел с размерами щели 1, 2, 4, 6, 8 мм (табл. V.16). Подобными были выполнены также подводы и отводы потока.

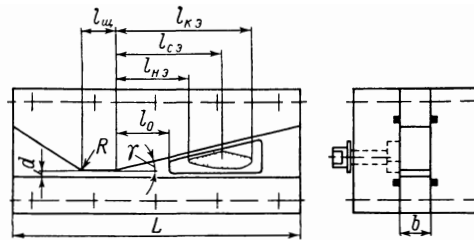
Для исследования влияния ширины каверны на эрозию (при одинаковой скорости потока и при одинаковом распределении давления вдоль потока) были дополнительно изготовлены два сопла (Z_2 и Z_3) с тем же профилем, что и основное сопло Z_1 , но с увеличенной шириной канала.

При изготовлении сопел особое внимание было уделено точности исполнения щели и перехода щели в диффузор.

Образцы из легкоразрушаемого материала, наклеенного на стальную основу, устанавливались заподлицо с поверхностью боковой стенки. Интенсивность силового кавитационного воздействия оценивалась по результатам замеров единичных вмятин и по объемным потерям образцов. Для исследования единичных кавитационных импульсов применялись образцы со слоем свинца. Оценка производилась по размерам вмятин, возникающих на полированной поверхности свинца за 30 с. При использовании свинца для определения объемных потерь результаты опытов значительно искажались, так как пластические деформации быстро достигали стальной основы. В результате невозможно было выделить установившийся период эрозии с линейным приращением объемных потерь.

Для определения объемных потерь применялся более хрупкий материал, разрушение которого происходило путем выкрашивания мелких частиц. В качестве такого материала использовалась графито-свинцовая твердопрессованная пластмасса НАМИ-ГС-ТАФ следующего состава (по весу): 40% — графопласт АТМ-1, 10% — анилино-формальдегидная смола 214, 50% — порошок свинца. Удельный вес материала $3,3 \text{ г/см}^3$, прочность на сжатие 1000 кг/см^2 . Пластина из этого материала наклеивалась на стальную основу образца эпоксидным клеем.

Влияние линейных размеров сопел на кавитационную эрозию исследовалось при постоянных значениях давлений на входе и выходе сопла (p_1 и p_2), что при условии автомодельности режимов должно обеспечивать постоянную скорость потока в сходственных



Параметры	Номер сопла						
	1	2	3 ₁	3 ₂	3 ₃	4	5
Длина сопла L в мм	47	93	186	186	186	278	372
Высота щели d в мм	$1 \pm 0,02$	$2 \pm 0,02$	$4 \pm 0,04$	$4 \pm 0,04$	$4 \pm 0,04$	$6 \pm 0,06$	$8 \pm 0,08$
Ширина сопла b в мм	5	10	20	40	60	30	40
Длина щели l в мм	5	10	20	20	20	30	40
Угол диффузора γ°	12	12	12	12	12	12	12
Радиус закругления R в мм	2,5	5	10	10	10	15	20
l_0 в мм	8,5	18	34	34	34	53	65
$l_{н.э}$ в мм	9,5	22	42	48	49	75	102
$l_{с.э}$ в мм	16	33	64	66	65	102	137
$l_{к.э}$ в мм	22,5	45	86	84	82	130	172
$F_{э}$ в мм ²	24	100	460	370	320	820	1350
$\frac{\Delta G}{\Delta t}$ в мг/ч	0,066	1,04	12,8	24,5	53,3	22,7	61,3
$\frac{\Delta h_{\max}}{\Delta t}$ в мм/ч	$1,9 \cdot 10^{-3}$	$8,8 \cdot 10^{-3}$	$3,9 \cdot 10^{-2}$	$1,15 \cdot 10^{-1}$	$2,62 \cdot 10^{-1}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$7,1 \cdot 10^{-2}$
$\frac{\Delta h_{\text{ср}}}{\Delta t}$ в мм/ч	$8,3 \cdot 10^{-4}$	$3,2 \cdot 10^{-3}$	$8,4 \cdot 10^{-3}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$5,0 \cdot 10^{-2}$	$8,4 \cdot 10^{-3}$	$13,8 \cdot 10^{-3}$
Диаметр вмятин D' в мм	0,10	0,29	0,65	0,96	1,28	1,0	1,6
Глубина вмятин h' в мм	0,003	0,011	0,028	0,048	0,060	0,043	0,074

точках, а также постоянное число кавитации, определяемое по формуле (V.4).

Условия испытаний были выбраны следующие: $p_1 = 6,4$ кгс/см²; $p_2 = 2,0$ кгс/см²; $v_0 = 36,5$ м/с; $k = 0,44$.

При испытаниях определялись следующие характеристики кавитационной эрозии: D' и h' — диаметр и глубина единичных вмятин на свинце; F_3 — площадь зоны эрозии; $\Delta G/\Delta t \sim \Delta V/\Delta t$ — потери веса или объема на пластмассовом образце в установившийся период за единицу времени; $\Delta h_{\max}/\Delta t$, $\Delta h_{\text{ср}}/\Delta t$ — приращение максимальной и средней глубины повреждений на пластмассе за единицу времени.

Замер глубины и диаметра единичных вмятин производился с помощью микроскопа. На каждом образце были выбраны десять наиболее глубоких вмятин, размеры которых усреднялись.

Как видно из табл. V.16, глубина и диаметр вмятин с ростом линейного размера сопел резко возрастают. Если на образце сопла 1 (высота щели $d = 1$ мм) усредненные размеры вмятин $D' = 0,10$ мм и $h' = 0,003$ мм, то на образце сопла 5 ($d = 8$ мм) $D' = 1,6$ мм, $h' = 0,074$ мм. Отношение диаметра к глубине при этом несколько уменьшается, т. е. края вмятин становятся круче.

Зависимости величин D' и h' от характерного размера удовлетворительно аппроксимируются степенными функциями (рис. V.27):

$$D' = A_1 d^{1,28}; \quad (V.7)$$

$$h' = A_2 d^{1,46}; \quad (V.8)$$

где A_1 и A_2 — постоянные размерные коэффициенты.

Считая вмятину осесимметричной, можно представить ее объем в виде

$$V = \frac{1}{3,4} \pi (D')^2 h'. \quad (V.9)$$

Подставляя в формулу (V.9) значения D' и h' (V.7, V.8), получим

$$V = A_3 d^4. \quad (V.10)$$

Таким образом, объем единичной вмятины и, соответственно, энергия кавитационного импульса увеличиваются с ростом линейного размера по степенной функции с показателем 4.

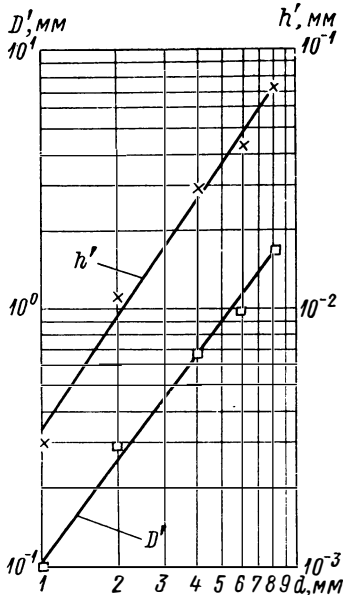


Рис. V.27. Влияние характерного размера сопла на глубину h' и диаметр D' кавитационных вмятин на свинце

Секундное количество кавитационных вмятин невозможно было подсчитать с достаточной точностью для всех сопел, так как на образцах в малых соплах вмятины располагались вплотную одна к другой и имели очень малый объем. Однако по плотности расположения вмятин можно было заключить, что количество кавитационных импульсов уменьшается с ростом линейного размера.

Зависимость количества импульсов от размера сопла можно определить теоретически, исходя из следующих предположений:

1) число Струхала при условии геометрического, кинематического и кавитационного подобия остается постоянным для всех сопел

$$\text{Sh} = \frac{fd}{v_0} = \text{const}, \quad (\text{V.11})$$

где f — частота отрыва каверн; v_0 — скорость потока;

2) число кавитационных импульсов в единицу времени пропорционально частоте отрыва каверн

$$z = af. \quad (\text{V.12})$$

Тогда, подставляя значение f из формулы (V.11) в формулу (V.12), получим

$$z = \frac{a \text{Sh} v_0}{d} = A_4 d^{-1}. \quad (\text{V.13})$$

Таким образом, при указанных предположениях секундное число импульсов обратно пропорционально линейному размеру, что качественно соответствует экспериментальным наблюдениям.

При условии подобия спектров кавитационных ударов для всего геометрического ряда сопел интегральную интенсивность эрозии можно представить в виде произведения энергии осредненного единичного импульса E_1 на секундное число импульсов z

$$I \sim E_1 z. \quad (\text{V.14})$$

Учитывая, что величина E_1 пропорциональна объему единичной вмятины V , подставим значения V и z из формул (V.9) и (V.13) в выражение (V.14)

$$I \sim A_3 d^4 A_4 d^{-1} \sim A_5 d^3. \quad (\text{V.15})$$

Полученная зависимость показывает, что интегральная интенсивность эрозии, характеризуемая объемом унесенного материала, пропорциональна кубу линейного размера.

Из подобия кавитационной зоны следует, что

$$F_3 \sim d^2, \quad (\text{V.16})$$

тогда средняя глубина разрушений пропорциональна линейному размеру

$$i_{\text{cp}} = \frac{I}{F_3} \sim d. \quad (\text{V.17})$$

Полученные зависимости были проверены путем непосредственного замера весовых потерь (с последующим пересчетом на объемные потери) образцов, изготовленных из графито-свинцовой пластмассы НАМИ-ГС-ТАФ.

Во время испытаний замерялись потеря веса образцов, площадь зон эрозии, а также максимальная и средняя глубина повреждений материала (табл. V.16).

Для образцов из материала НАМИ-ГС-ТАФ характерно отсутствие инкубационного периода. Скорость разрушения образцов во времени остается практически постоянной (рис. V.28, а).

Характеристики кавитационной эрозии ($\Delta V/\Delta t$; F_3 ; $\Delta h_{\max}/\Delta t$) в зависимости от линейного размера, построенные в логарифмических координатах, приведены на рис. V.28, б. Нужно отметить некоторый разброс точек вокруг осредняющих прямых, который объясняется резкой зависимостью эрозии от точности изготовления сопел.

Полученные при испытаниях с пластмассовыми образцами зависимости можно представить следующими уравнениями:

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} = A_6 d^3; \quad (V.18)$$

$$F_3 = A_7 d^2; \quad (V.19)$$

$$\frac{\Delta h_{\text{ср}}}{\Delta t} = \frac{\Delta G}{\rho F_3 \Delta t} = A_8 d; \quad (V.20)$$

$$\frac{\Delta h_{\max}}{\Delta t} = A_9 d^{1.5}. \quad (V.21)$$

Сопоставляя уравнения (V.15) и (V.18), можно отметить совпадение зависимостей интегральной интенсивности эрозии от линейного размера, полученных двумя различными методами. В обоих случаях величина $I = \Delta V/\Delta t$ пропорциональна кубу размера.

Следует отметить разницу в зависимостях средней и максимальной глубины повреждений материала. Максимальная глубина возрастает с увеличением размера более резко, чем средняя. Это объясняется увеличением энергии единичных импульсов, которое сопровождается ростом объема отдельных выкрашивающихся частиц материала. В результате высота неровностей в зоне повреждения материала становится больше, чем и определяется более быстрый рост максимальной глубины. Отмеченное обстоятельство необходимо учитывать при сопоставлении турбин по максимальной глубине кавитационных повреждений.

Кроме геометрически подобных сопел, на эрозию исследовались сопла с различной шириной канала (3_1 ; 3_2 ; 3_3). Профиль канала вдоль потока оставался неизменным. Ширина канала была выбрана: $b_1 = 20$ мм; $b_2 = 40$ мм и $b_3 = 60$ мм. Исследования проводились как на свинцовых, так и на пластмассовых образцах.

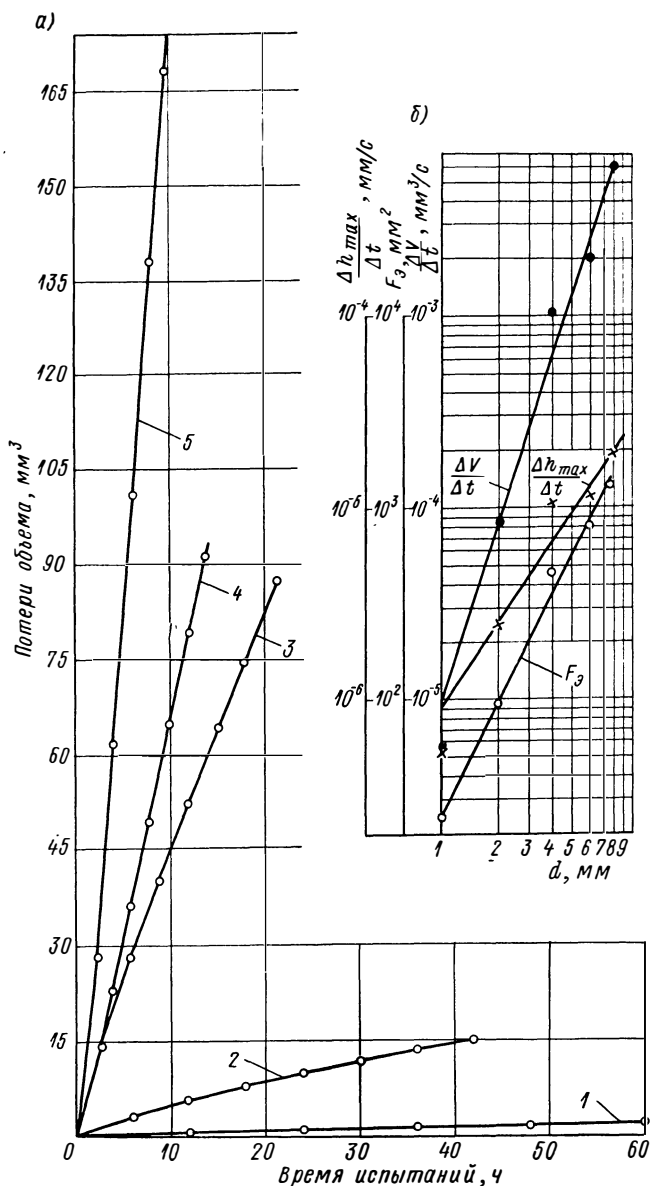


Рис. V.28. Характеристики кавитационной эрозии на графито-свинцовых образцах в зависимости: а — от времени испытаний; б — от характерного размера сопла.

1, 2, 3, 4, 5 — номера сопел (табл. V.16)

Результаты испытаний этой серии сопел приведены в табл. V.16. Как следует из таблицы, весовые потери и максимальная глубина разрушений резко возрастают с увеличением ширины сопла. Растут также диаметр и глубина отдельных вмятин. Площадь эрозии несколько уменьшается.

Представляя характеристики эрозии в виде степенных функций от ширины сопла или от размаха кавитационной каверны, получим следующие выражения:

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} = A_{10}b^{1,4}; \quad (V.22)$$

$$F_3 = A_{11}b^{-0,35}; \quad (V.23)$$

$$D' = A_{12}b^{0,59}; \quad (V.24)$$

$$h' = A_{13}b^{0,65}. \quad (V.25)$$

Если предположить, что секундное количество кавитационных ударов для всех сопел постоянно и спектры ударов остаются подобными, то интенсивность кавитационного воздействия, определенная по параметрам единичных вмятин (V.24; V.25),

$$I = E_1 z \sim (D')^2 h' \sim b^{(2 \cdot 0,59 + 0,65)} \sim b^{1,83}. \quad (V.26)$$

Полученная зависимость интенсивности эрозии по единичным вмятинам не совпадает с зависимостью $\Delta V'/\Delta t$, полученной непосредственным определением потерь веса. Это объясняется изменением количества импульсов с изменением ширины сопла.

В данном опыте фиксация эрозии производилась на боковой стенке, т. е. на поверхности, ограничивающей каверну по размаху. Однако и на профильной стенке наблюдается качественно такой же характер изменения эрозии с изменением ширины сопла.

Исследование влияния скорости потока на кавитационную эрозию производилось с использованием результатов замеров единичных вмятин, а также путем замера объемных разрушений пластмассовых образцов.

Интенсивность эрозии, выраженная через единичные вмятины [формула (V.14)], определяется произведением объема единичных вмятин на их количество в единицу времени.

При одинаковых размерах каверны площадка нагружения кавитационным импульсом существенно не меняется и диаметр вмятин с ростом скорости увеличивается незначительно. Пренебрегая увеличением диаметра вмятин и представляя z и h' в виде степенных функций $z = A_{14}v_0^n$ и $h' = A_{15}v_0^m$, получим следующее выражение для интенсивности кавитационной эрозии

$$I = A_{14}v_0^n A_{15}v_0^m = A_{16}v_0^{n+m} = A_{16}v_0^\alpha. \quad (V.27)$$

Величины показателей n и m для различных материалов, определенные согласно исследованиям, изложенным в п. 24, приведены в табл. V.17.

Как следует из табл. V.17, показатель степени n не зависит от используемого материала и составляет в среднем 4,6. Показатель m существенно возрастает с увеличением твердости материала, вследствие этого и показатель α для металлов с более высокими прочностными свойствами выше.

Т а б л и ц а V.17

Показатели n , m и α в зависимости от материала образцов

Материал	n	m	α
Свинец	4,7	0,9	5,6
Алюминий	4,5	1,0	5,5
Медь	4,5	1,3	5,8
Латунь	4,7	1,9	6,6

Определение интенсивности эрозии в зависимости от скорости потока по объемным потерям было выполнено для наибольшего сопла 5 с использованием для образцов материала НАМИ-ГС-ТАФ. Режимы испытаний и полученные результаты представлены в табл. V.18.

Зависимость объемных потерь образца от скорости потока, построенная в логарифмических координатах (рис. V.29), позволяет определить показатель степени $\alpha = 6$ в формуле интенсивности

$$I = \frac{\Delta V}{\Delta t} = A_{17} v_0^6. \quad (V.28)$$

Из сопоставления уравнений (V.27) и (V.28) видно, что методы оценки интенсивности по единичным вмятинам и по объемным потерям дают близкие результаты.

Т а б л и ц а V.18

Результаты испытаний образцов при изменении скорости

Номер опыта	Давление на входе в сопло p_1 в кгс/см ²	Давление на выходе из сопла p_2 в кгс/см ²	Скорость в щели v_0 в м/с	Число кавитации k	Объемные потери $\frac{\Delta V}{\Delta t} \cdot 10^{-4}$ в мм ³ /с
1	2,70	0,50	25,8	0,44	6,53
2	4,60	1,28	31,8	0,44	22,4
3	6,40	2,00	36,5	0,44	51,6

С увеличением скорости потока интегральная интенсивность кавитационного воздействия резко возрастает. Это связано с быстрым ростом числа кавитационных импульсов, а также с увеличением их энергии. Площадь зоны эрозии остается постоянной.

Объединяя экспериментальные материалы по влиянию скорости и линейного размера на интегральную интенсивность эрозии, получим уравнение

$$I = A v_0^\alpha d^\beta, \quad (V.29)$$

где $\alpha = 5 \div 7$ в зависимости от материала и условий кавитации; $\beta = 3$.

Если рассматривать I как мощность импульсов (вплоть до самых слабых), разрушающих свинец, то следует принять наименьшее значение $\alpha = 5$. Для материалов повышенной прочности показатель α нужно увеличить (для латуни $\alpha = 6,6$; для нержавеющей стали ~ 7).

Полученные закономерности развития кавитационной эрозии в зависимости от скорости потока и линейных размеров обтекаемого тела справедливы для кавитации в форме пульсирующей каверны, связанной с телом. Для других форм кавитации, в частности для пузырьковой, результаты, возможно, будут несколько отличаться. Эти вопросы требуют дальнейшего изучения и экспериментального исследования. Однако кавитация в виде пульсирующей каверны часто встречается в гидротурбинах, и поэтому полученные зависимости в качестве первого приближения уже могут быть использованы при прогнозировании эрозии на вновь проектируемых турбинах.

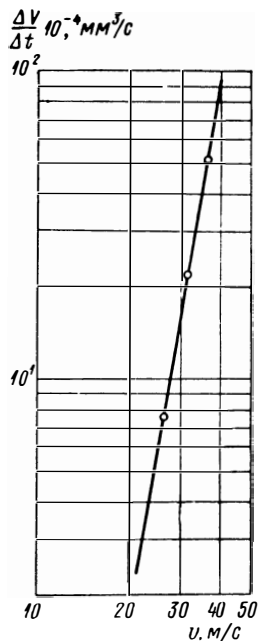


Рис. V.29. Влияние скорости потока на интенсивность кавитационной эрозии

Пересчет различных характеристик эрозии с модели, имеющей диаметр рабочего колеса $D_{1м}$ и напор H_m , на натуру ($D_{1н}$ и H_n) может быть выполнен только при условии кинематического подобия, т. е. при сохранении постоянства приведенных расхода и оборотов, а также при равенстве кавитационных коэффициентов установки:

$$Q'_{1м} = Q'_{1н}; \quad n'_{1м} = n'_{1н}; \quad \sigma_{уст. м} = \sigma_{уст. н}$$

Допустим, что для модельной турбины известно:

$(\Delta V / \Delta t)_м$ — объемные потери материала в единицу времени;

$F_{эм}$ — площадь зоны эрозии;

$(\Delta h_{ср} / \Delta t)_м = (\Delta V / \Delta t F_{эм})_м$ — приращение средней по площади глубины эрозии в единицу времени;

$(\Delta h_{max} / \Delta t)_м$ — приращение максимальной глубины повреждений в единицу времени;

$h'_м$ — интенсивность единичного удара, характеризуемая глубиной вмятины.

Используя выражения (V.8), (V.18)—(V.21), (V.28), (V.29) и учитывая связь скорости потока с напором $v = \varphi \sqrt{2gH}$, а также полагая, что подверженные эрозии детали модельной и

натурной турбин изготовлены из одного материала, например из нержавеющей стали ($\alpha = 7$), получим для вновь проектируемой турбины:

$$\left(\frac{\Delta V}{\Delta t}\right)_н = \left(\frac{\Delta V}{\Delta t}\right)_м \left(\frac{H_н}{H_м}\right)^{3,5} \left(\frac{D_{1н}}{D_{1м}}\right)^3; \quad (\text{V.30})$$

$$F_{эн} = F_{эм} \left(\frac{D_{1н}}{D_{1м}}\right)^2; \quad (\text{V.31})$$

$$\left(\frac{\Delta h_{ср}}{\Delta t}\right)_н = \left(\frac{\Delta h_{ср}}{\Delta t}\right)_м \left(\frac{H_н}{H_м}\right)^{3,5} \left(\frac{D_{1н}}{D_{1м}}\right); \quad (\text{V.32})$$

$$\left(\frac{\Delta h_{\max}}{\Delta t}\right)_н = \left(\frac{\Delta h_{\max}}{\Delta t}\right)_м \left(\frac{H_н}{H_м}\right)^{3,5} \left(\frac{D_{1н}}{D_{1м}}\right)^{1,5}; \quad (\text{V.33})$$

$$h'_н = h'_м \left(\frac{H_н}{H_м}\right) \left(\frac{D_{1н}}{D_{1м}}\right)^{1,5}. \quad (\text{V.34})$$

Полученные закономерности справедливы при условии использования для изготовления деталей проточной части модельной и натурной турбин одинаковой нержавеющей стали. Для материалов, подверженных коррозии, а также для разнородных материалов модели и натуре необходимо дополнительно вводить коэффициент кавитационной стойкости материала ϵ (п. 24).

Рассмотренные в настоящем параграфе закономерности, свидетельствующие о резком росте кавитационной эрозии с увеличением диаметра и напора установки, требуют определенных условий при моделировании. Необходимо, по возможности, использовать модели большого диаметра и испытывать их при напорах, близких к натурным. Только в этом случае можно получить эрозию, достаточную для количественной оценки, и с минимальными погрешностями пересчитать ее на натуру. Применение для испытаний на эрозию модельных турбин с $D_1 = 250$ мм и с низкими напорами ($H = 10-12$ м) либо вообще не выявит эрозии (даже при использовании легкоразрушаемых покрытий), либо интенсивность эрозии будет настолько мала, что достаточной точности при пересчете на натуру не получить.

При качественном сопоставлении различных лопастных систем следует учитывать также размах или ширину кавитационной каверны. Увеличение ширины каверны при тех же скоростях потока приводит к росту интенсивности эрозии.

27. СОЗДАНИЕ АНТИКАВИТАЦИОННЫХ ЛОПАСТНЫХ СИСТЕМ

Основной задачей при создании лопастной системы является обеспечение требуемой мощности. Но при этом необходимо, во-первых, чтобы энергетические качества турбины были достаточно высокими и, во-вторых, чтобы кавитационные характеристики были удовлетворительными.

Основным средством достижения указанных целей являются экспериментальные исследования, анализ и обобщение накопленного опыта. Существенную помощь оказывают при этом теория рабочего процесса, методы расчета обтекания. Они позволяют правильно ориентироваться в обилии экспериментального материала, разрабатывать основные направления дальнейших экспериментальных исследований. Решать задачу чисто расчетным путем пока не представляется возможным, и, по-видимому, в ближайшее время не появится такая возможность. Дело в том, что существующие методы расчета обтекания предполагают жидкость, во-первых, идеальной, и во-вторых, некавитирующей. В действительности, вязкость вносит существенные коррективы в энергетические характеристики. Характер возникающей на лопастях кавитации тоже в большой степени зависит от особенностей пограничного слоя. С другой стороны, и сама кавитация оказывает обратное влияние на параметры обтекающего потока.

Однако сочетание расчетных и экспериментальных методов позволяет выработать полуэмпирический подход, когда по параметрам течения, полученным для идеальной, некавитирующей жидкости, можно прогнозировать характер кавитационного обтекания вязкой жидкостью лопастей гидротурбин.

Из двух лопастных систем лучшей в кавитационном отношении является та, у которой при интересующем режиме работы по универсальной характеристике:

- 1) кавитация начинается при меньших значениях кавитационного коэффициента установки $\sigma_{усл}$ (меньшее значение $\sigma_{турб}^*$);
- 2) кавитация начинает сказываться на энергетические параметры при меньших значениях кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$ (меньшее значение $\sigma_{турб}$);

3) при значениях кавитационного коэффициента установки, заключенных в интервале $\sigma_{турб}^* \geq \sigma_{уст} \geq \sigma_{турб}$, имеют место наименее эрозионноопасные формы кавитации с более удовлетворительной локализацией.

Величина теоретического кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{турб}^*$ определяется по формуле (II.14) при известной расчетной эпюре распределения давления. Чем более выравнена эпюра на стороне разрежения, тем меньше величина $\sigma_{турб}^*$.

Величина кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{турб}$ определяется экспериментально при испытаниях на кавитационном стенде. Чем более выровнен поток за рабочим колесом, сходящий с лопастей, тем меньше величина $\sigma_{турб}$, тем она ближе к предельному значению σ_1 , определяемому по формулам (IV.13), (IV.14), (IV.16). Достигнутый уровень в этом отношении отражен в номенклатуре реактивных гидротурбин (п.8).

Экспериментальные исследования решеток профилей позволяют связать расчетную эпюру распределения давления с формой возникающей кавитации. При наличии пика разрежения создается пленочная, связанная с профилем кавитационная каверна.

Характер каверны, ее эрозионная опасность зависят от параметров пика разрежения. Исходя из условий формирования пограничного слоя на входной кромке лопасти, в работе [85] выведен следующий параметр для характеристики возникающей кавитации:

$$\Phi = \bar{x}_{кр}^2 (1 - \bar{p}_{min}), \quad (VI.1)$$

где $\bar{x}_{кр}$ — расстояние передней критической точки *A* от носика профиля *M* (рис. VI.1), отнесенное к длине профиля; \bar{p}_{min} — минимальный коэффициент давления, характеризующий пик разрежения.

Считается, что пик разрежения имеет место на носике профиля, где теоретическая скорость обтекания максимальна.

Экспериментальные исследования показали, что с увеличением параметра Φ кавитация переходит от гладкой пленочной каверны формы *II* к более вихревым формам *III* и *IV*. При испытании решеток лопастных систем высоконапорных поворотлопастных рабочих колес ПЛ642 и ПЛ646 оказалось, что срывающая кавитация (форма *IV*) имеет место при значениях $\Phi > 500 \cdot 10^{-4}$; пленочная с шероховатой поверхностью (форма *III*) — при $300 \cdot 10^{-4} > \Phi > 30 \cdot 10^{-4}$; пленочная с гладкой каверной (форма *II*) — при $\Phi < 3 \cdot 10^{-4}$. В диапазоне $30 \cdot 10^{-4} > \Phi > 3 \cdot 10^{-4}$ кавитация возникает в форме, переходной от *III* ко *II*.

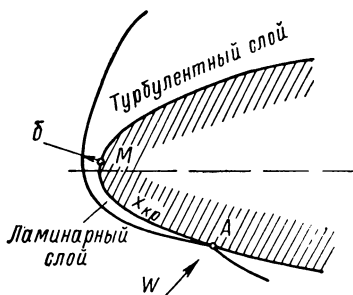


Рис. VI.1. Схема пограничного слоя на входной кромке профиля

Традиционные методы профилирования лопастей исходят из того, что при одинаковой нагруженности лучшим в кавитационном отношении является тот профиль, у которого более выровнена расчетная эпюра разрежения и соответственно больше минимальное давление (меньше теоретический кавитационный коэффициент). Между тем, как было показано выше (п. 3), при выровненной эпюре создается наиболее эрозисноопасная пузырьковая форма кавитации. Причем, пузырьки генерируются в средней части профиля или в зоне ближе к входной кромке и замыкаются, производя разрушения, ближе к выходной кромке лопасти. В этом отношении значительно более благоприятны эпюры распределения давления, у которых максимум разрежения смещен к выходной кромке лопасти. Тогда замыкание кавитационных каверн будет происходить в основном за пределами лопасти и эрозия лопастей будет практически отсутствовать.

На некоторых радиально-осевых рабочих колесах такой эффект достигнут без ухудшения их энергетических качеств. Но даже если эрозия не будет устранена полностью, зона ее сместится к выходной кромке, где значительно легче восстанавливать поврежденную поверхность при ремонте.

Отсюда следуют пути создания антикавитационных лопастных систем на основе анализа расчетного обтекания. Пик разрежения на входной кромке должен быть таким, чтобы создавалась пленочная с гладкой поверхностью каверна или факельная кавитация. Минимум давления на стороне разрежения лопасти должен быть как можно ближе к выходной кромке. При этом абсолютная величина максимального давления должна быть по возможности больше. Следует стремиться к тому, чтобы поток на выходе из рабочего колеса был по возможности равномерным. Современные методы расчета позволяют создать такие лопастные системы.

Однако надо иметь в виду, что на кавитационные качества лопастной системы очень большое влияние оказывают технологические отклонения при ее изготовлении. Из практики эксплуатации ГЭС известно, что номинально одинаковые лопасти одного и того же рабочего колеса часто подвержены существенно различным кавитационным разрушениям.

В осевых турбинах решающее влияние на эрозионную способность каверны оказывают условия обтекания входной кромки лопасти. Поэтому особое внимание при изготовлении и ремонтах лопастей следует обращать на качество выполнения входной кромки. Наличие на входной кромке волнистости, местных утонений и прочих дефектов поверхности приводит к возникновению местных очагов эрозии.

Экспериментальные исследования решеток профилей показали, что путем скругления входной кромки, которое приводит к уменьшению величины и протяженности пика разрежения в широком диапазоне режимов работы, можно добиться затягивания возникновения кавитации и формирования менее эрозисноопасных

форм кавитации. Если турбина работает в узком диапазоне режимов, можно соответствующим профилированием входной кромки уменьшить угол атаки и обеспечить значительное уменьшение интенсивности эрозии.

Подобная модификация входной кромки осуществлена на лопастях рабочих колес Верхне-Туломской ГЭС и дала существенный эффект.

Волнистость, шероховатость поверхности могут сыграть вредную в кавитационном отношении роль не только в зоне входной кромки, но и в других частях лопасти. За местными неровностями происходит отрыв пограничного слоя. На осях вихрей образуются кавитационные каверны, которые, замыкаясь, производят кавитационные разрушения.

Из опыта эксплуатации известны эрозионные факелы за плохо заделанными монтажными отверстиями, за выступающими головками болтов, крепящих лопасть.

Для уменьшения вредного влияния щелевой кавитации необходимо делать по возможности малые и равномерные зазоры лопасть—камера и лопасть—втулка. На турбинах ГЭС Джердап—Железные Ворота зазор лопасть—камера удалось снизить до 5—6 мм, т. е. до $0,0005D_1$ вместо $0,001D_1$ по существующим нормативам.

Меридианное сечение проточной части в зоне рабочего колеса должно иметь удобообтекаемую форму с плавно искривленными образующими. С целью увеличения быстроходности рабочие колеса турбин Красноярской ГЭС были сделаны с резко расширяющейся выходной частью. Угол конусности α образующей наружного обода рабочего колеса был принят равным 20° вместо обычно применяющихся $12—13^\circ$. В результате сразу за нижним кольцом направляющего аппарата поток отрывается, образуются между лопастями вихревые жгуты, приводящие к срывной кавитации и возникновению кавитационной эрозии.

Характер распределения давления по лопасти зависит от режима работы турбины. Желательно, чтобы на профилях всех решеток, составляющих лопастную систему в зоне эксплуатационных режимов, были аналогичные эпюры распределения давления, т. е. чтобы лопасть была как бы «равнопрочной» в кавитационном отношении.

Исследование некоторых из используемых в практике лопастных систем показывает, что они не удовлетворяют этому условию. Поэтому не удается найти такой режим работы, при котором эрозия отсутствовала бы или хотя бы существенно снижалась на всей лопасти в целом.

28. ВЫБОР РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБИН С ПОНИЖЕННОЙ КАВИТАЦИЕЙ

На эксплуатационной характеристике турбины нанесены линии постоянных значений предельной величины высоты отсасывания $H_{с\text{ доп}} = \text{const}$ в зависимости от мощности и напора. Линии

означают, что на данном режиме, характеризуемом мощностью и напором, чтобы избежать падения к. п. д. из-за кавитации, высота отсасывания должна быть не больше, чем соответствующая допустимая величина $H_s \leq H_{s \text{ доп}}$.

Величина $H_{s \text{ доп}}$ определяется по формуле (II.22), куда входят полученная при эксперименте на модели величина кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{\text{турб}}$ и коэффициент запаса k_σ . Таким образом, эксплуатационная характеристика гарантирует при оговоренных выше допущениях отсутствие снижения энергетических качеств турбины из-за кавитации.

Т а б л и ц а VI.1
Коэффициенты запаса k_σ
для некоторых ГЭС

Наименование ГЭС	k_σ	$\frac{\Delta N}{N_{\text{п.м.}}} \times 100\%$	Обозначения по рис. II.3
Беломорская	1,113	9,0	<i>в</i>
Борисоглебская	1,114	10,0	<i>д</i>
Воткинская	1,174	3,0	<i>з</i>
Выгостровская	1,085	1,7	<i>б</i>
Днепродзержинская	1,200	8,5	<i>а</i>
Кременчугская	1,167	4,2	<i>е</i>
Верхне-Туломская (рабочее колесо ПЛ646)	1,240	14,5	—

Коэффициент запаса k_σ по существу является отношением фактически принимаемого для натуральных условий кавитационного коэффициента установки $\sigma_{\text{уст}}$ к полученному при эксперименте на модели кавитационному коэффициенту турбины $\sigma_{\text{турб}}$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{\text{уст. н.}}}{\sigma_{\text{турб. м}}} = \frac{\sigma_{\text{турб. м}} + \Delta\sigma}{\sigma_{\text{турб. м}}}. \quad (\text{VI.2})$$

В зависимости от типа рабочего колеса и даже от зоны работы по универсальной характеристике одного и того же рабочего

колеса одинаковым значениям k_σ соответствуют существенно различные запасы по мощности.

Рассмотрим условия работы нескольких турбин с рабочим колесом ПЛ661. На рис. II.3 представлена универсальная характеристика этого колеса, на которую нанесены линии режимов работы при расчетном напоре турбин шести гидроэлектростанций. Справа линии ограничены кавитационными условиями каждой конкретной ГЭС, т. е. тем, какую высоту отсасывания можно было принять и какую максимальную мощность должна была развивать турбина с учетом кавитационного коэффициента запаса k_σ . В табл. VI.1 указаны принятые при номинальной мощности значения k_σ для каждой из рассматриваемых гидроэлектростанций.

При эксплуатации турбин высота отсасывания непрерывно меняется в тех или иных пределах в зависимости от гидрометеорологических условий, изменяющихся по времени в каждом сезоне и в течение суток, от числа работающих агрегатов и их нагрузки. Допустим, однако, для простоты, что высота отсасывания остается неизменной при изменении мощности и равной своему предельному

значению при максимальной мощности. Тогда, так как в соответствии с универсальной характеристикой (рис. II.3) кавитационный коэффициент монотонно возрастает с ростом приведенного расхода при всех шести рассматриваемых случаях, кавитационный коэффициент запаса k_{σ} будет уменьшаться с ростом мощности. Действительно, если высота отсасывания H_s постоянна, то в соответствии с формулой (II.5) при постоянных напоре H и давлении парообразования кавитационный коэффициент установки $\sigma_{уст}$ тоже не меняется. А так как кавитационный коэффициент тур-

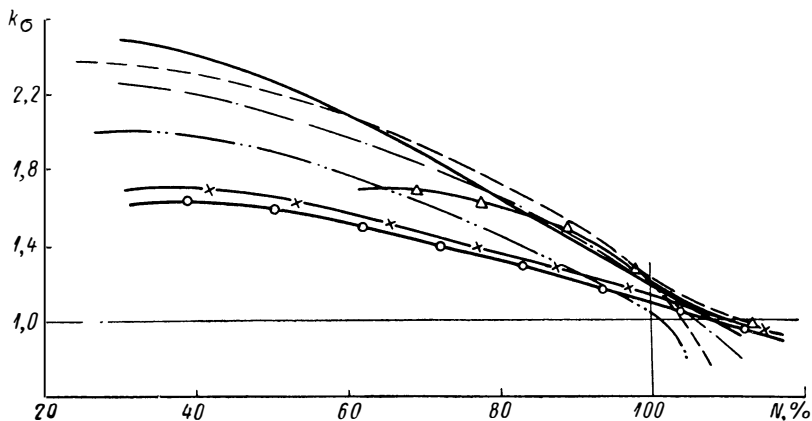


Рис. VI.2. Зависимость величины k_{σ} от мощности для турбин некоторых ГЭС при номинальном напоре и фиксированных значениях H_s (см. табл. VI.1)

бины $\sigma_{турб}$ возрастает с ростом расхода (мощности), то по формуле (VI.2) коэффициент запаса k_{σ} уменьшается. На рис. VI.2 представлены кривые изменения k_{σ} в зависимости от мощности при оговоренных здесь допущениях для турбин рассматриваемых ГЭС, а также для турбины Верхне-Тулумской ГЭС с рабочим колесом ПЛ646. По оси абсцисс отложена мощность в процентах, причем 100% соответствует максимальная мощность по эксплуатационной характеристике. При $k_{\sigma} = 1,0$ запас по кавитации отсутствует. Из графика на рис. VI.2 видно, что разные кривые пересекают горизонтальную прямую $k_{\sigma} = 1$ при разных значениях относительной мощности. Если, например, для Кременчугской ГЭС точка пересечения характеризуется относительной мощностью $\frac{N}{N_{max}} 100\% = 104,2\%$, т. е. запас по мощности составляет 4,2%, то для Борисоглебской ГЭС точка пересечения соответствует $\frac{N}{N_{max}} 100\% = 110\%$, т. е. запас 10%. При этом в случае Кременчугской ГЭС кавитационный коэффициент запаса при максимальной мощности $k_{\sigma_{ном}} \approx 1,167$ (табл. VI.1) больше, чем в случае Борисоглебской ГЭС, где $k_{\sigma_{ном}} \approx 1,114$. В табл. VI.1 даны полученные таким образом величины запаса по мощности, соответству-

ющие принятым кавитационным коэффициентам. Особенно большой запас имеет место на Верхне-Тулумской ГЭС — $\frac{\Delta N}{N} 100\% = 14,5\%$ (рабочее колесо ПЛ646). Если учесть возможные погрешности эксперимента и ошибки пересчета с модели на натуру, то фактический запас по мощности может оказаться еще больше.

На некоторых гидростанциях были проведены натурные испытания гидроагрегатов, в результате которых были определены, в частности, фактические запасы мощности по кавитационным условиям. На Верхне-Тулумской ГЭС испытания проводились

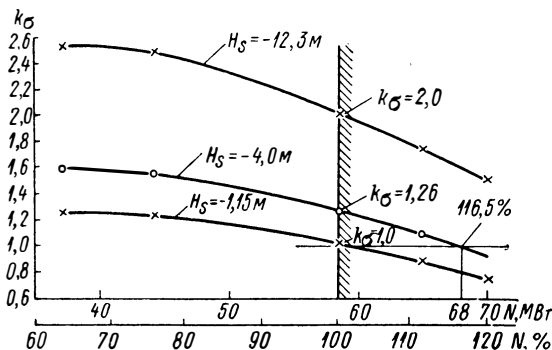


Рис. VI.3. Зависимость коэффициента запаса k_{σ} от мощности при различных его номинальных значениях $k_{\sigma \text{ ном}}$ для турбины Верхне-Тулумской ГЭС

при напоре $H = 62$ м. Номинальная мощность гидроагрегата $N = 58,4$ МВт. На рис. VI.3 представлена кривая k_{σ} в функции от мощности при напоре $H = 62$ м. Из графика на рис. VI.3 видно, что при фиксированной высоте отсасывания $H_s = -4,0$ м ($k_{\sigma \text{ ном}} = 1,26$) мощность турбины может быть доведена до $N = 68$ МВт без снижения энергетических качеств турбины из-за кавитации. При натурных испытаниях достигнута мощность $N = 69$ МВт.

Аналогичная кривая для турбин Цимлянской ГЭС при напоре $H = 22,15$ м и высоте отсасывания $H_s = 2,15$ м приведена на рис. VI.4 ($k_{\sigma \text{ ном}} = 1,11$). Как видно из графика, мощность турбины Цимлянской ГЭС может быть увеличена в соответствии с характеристикой до $N = 46,5$ МВт. Натурные испытания показали, что мощность турбин Цимлянской ГЭС можно довести до $N = 46,5$ МВт при напоре $H = 22,15$ м без заметного снижения энергетических качеств.

Запасы по кавитации позволили практически исключить кавитационные срывы мощности турбин в натурных условиях, однако о двух таких случаях уже упоминалось в п. 16 (Бухтарминская ГЭС, Иркутская ГЭС). Снижение к. п. д. из-за кавитации в экс-

плуатационных условиях трудно обнаружить без специальных натуральных исследований. Поэтому нельзя утверждать, что оно нигде не имеет места.

Опыт эксплуатации некоторых крупных гидростанций показывает, что иногда бывает целесообразно иметь возможность увеличить мощность ГЭС сверх проектной номинальной для покрытия пиков нагрузки и сработки паводковых расходов. Кроме того, иногда фактический уровень нижнего бьефа оказывается по ряду причин ниже проектного. В таких случаях персонал ГЭС, ориентируясь на заводскую эксплуатационную характеристику, ограничивает мощность, не доводя ее даже до номинальной. Вскрытие

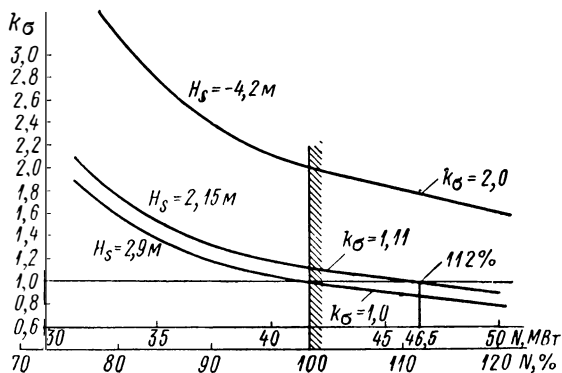


Рис. VI.4. Зависимость коэффициента запаса k_σ от мощности при различных его номинальных значениях $k_{\sigma \text{ ном}}$ для турбины Цимлянской ГЭС

фактических запасов путем специальных натуральных испытаний в подобных ситуациях может сыграть существенную положительную роль, позволит расширить зону допустимых режимов работы турбины по условиям кавитации в сторону увеличения мощности.

Проведению натуральных испытаний должен предшествовать анализ характеристик турбины по предложенной выше методике с целью оценки возможного фактического запаса. Конечно, прежде чем разрешать работу гидроагрегата с мощностью, превышающей номинальную, необходимо установить допустимость этого по условиям работы генератора, по гарантиям регулирования, по прочности.

Сказанное выше можно резюмировать следующим образом.

1. Линии $H_{s \text{ доп}} = \text{const}$ на эксплуатационной характеристике означают, что завод-поставщик гарантирует работу турбины без срыва мощности и даже без снижения к. п. д. из-за кавитации при любых $H_s \leq H_{s \text{ доп}}$ на соответствующих режимах работы. Гарантии даны с запасом, с учетом коэффициента незнания, т. е. действительное значение $H_{s \text{ доп}}$, при котором начнется снижение

энергетических качеств турбины, может принимать любые значения в интервале

$$H_{s \text{ доп}} = H_{s \text{ м}} - \Delta H_{s \text{ зап}} \leq H_{s \text{ пред}} \leq H_{s \text{ м}} + \Delta H_{s \text{ зап}}, \quad (\text{VI.3})$$

где $H_{s \text{ м}}$ — высота отсасывания, определенная по модельным испытаниям без запаса ($k_{\sigma} = 1,0$);

$$\Delta H_{s \text{ зап}} = (k_{\sigma} - 1) \sigma_{\text{турб}} H$$

— абсолютная величина запаса по высоте отсасывания.

Очевидно, что вероятность того, что

$$H_{s \text{ пред}} = H_{s \text{ доп}}, \quad (\text{VI.4})$$

мала и на всех натуральных турбинах фактически имеется тот или иной запас. Величину этого фактического запаса можно определить только специальными испытаниями в процессе эксплуатации. Испытания покажут, какая степень перегрузки по мощности и какое снижение уровня нижнего бьефа допустимы без падения к. п. д. агрегата из-за кавитации.

2. Однако условие (VI.4) хотя и маловероятно, но возможно. Номинальная мощность и степень заглубления турбины выбираются проектировщиками по характеристике водотока и потребностей энергосистемы, исходя из условия (VI.4). На эту номинальную мощность рассчитываются гарантии регулирования, генератор и все другие элементы агрегата. Принятое заглубление турбины учитывает все возможные колебания нижнего бьефа. Поэтому при нормальных условиях, при достаточно обоснованном выборе параметров необходимость в реализации фактического запаса практически не должна возникнуть. В действительности, как показывает опыт, некоторые станции с одной стороны заинтересованы в форсировании мощности агрегата, в частности, для покрытия пиков нагрузки, и с другой стороны имеют для этого возможность по водотоку.

Эксплуатационная характеристика с линиями $H_{s \text{ доп}} = \text{const}$ гарантирует отсутствие влияния кавитации на энергетические качества турбины, но отнюдь не гарантирует, как иногда утверждается в технической литературе, отсутствия кавитации и, следовательно, кавитационной эрозии.

Рассмотрим обычную срывную кривую, которая получается при кавитационных испытаниях энергетическим методом (рис. III.5). Кроме кривой $\eta = f(\sigma_{\text{уст}})$, на рис. III.5 даны две (1 и 2) качественные кривые интенсивности кавитационной эрозии I в зависимости от кавитационного коэффициента установки $\sigma_{\text{уст}}$. Реальность таких кривых подтверждена натурными исследованиями [53]. В интервале от $\sigma_{\text{нач}}$ до $\sigma_{\text{турб}}^*$ кавитационная эрозия относительно невелика. При $\sigma_{\text{уст}} < \sigma_{\text{турб}}^*$ интенсивность кавитационной эрозии начинает быстро расти. Иногда этот рост происходит монотонно, с уменьшением $\sigma_{\text{уст}}$, но чаще обнаруживается

максимум интенсивности кавитационной эрозии при некотором значении $\sigma_{уст} = \sigma_{уст.кр}$. Причем в некоторых случаях $\sigma_{уст.кр1} > \sigma_{турб}$ (кривая 1 на рис. III.5). В других случаях $\sigma_{уст.кр2} < \sigma_{турб}$ (кривая 2).

Характер кривой $I = f(\sigma_{уст})$ зависит от ряда факторов.

1. Большое значение имеет форма возникающей кавитации (п. 3). Наибольшей разрушающей способностью обладает пузырьковая кавитация, наименьшей — пленочная с гладкой каверной. По мере развития кавитации зона замыкания пузырьков при пузырьковой или пленочной с шероховатой каверной кавитации смещается по потоку и постепенно выходит за пределы профиля. Интенсивность эрозии уменьшается. При пленочной кавитации с гладкой каверной локализация эрозии мало меняется с развитием кавитации. Поэтому происходит монотонное возрастание интенсивности эрозии по мере развития кавитации.

2. На интенсивность эрозии существенное влияние оказывает абсолютное значение скорости обтекающего потока, т. е. напора турбины (п. 16). С ростом напора интенсивность эрозии резко возрастает.

3. Интенсивность эрозии в большой степени зависит от материала, из которого изготовлены обтекаемые элементы турбины, причем не только абсолютная величина интенсивности эрозии, но и характер ее зависимости от кавитационного коэффициента установки. Для разных материалов в зависимости от их кавитационной стойкости требуется различная степень развития кавитации для начала эрозии (кривая 3 на рис. III.5). Каждый материал характеризуется предельным минимальным значением кавитационного воздействия, при котором эрозия вообще не возникает.

Механизм кавитационной эрозии различных материалов тоже во многом различается, и потому связь между эрозионной способностью кавитации и кавитационной эрозией существенно различна для разных материалов. Например, при кавитационной эрозии углеродистых сталей большую роль играет коррозия со специфическим механизмом разрушения. При кавитационной эрозии алюминиевых сплавов, свинца в начальный период происходят в основном пластические деформации, потери веса почти нет. Совсем иначе разрушаются различные защитные покрытия.

В связи с этим уместно указать, что нельзя по результатам испытаний эрозионной способности кавитации с помощью легкоразрушаемых лаковых покрытий прогнозировать объем кавитационной эрозии металла. Лак является хрупким покрытием по структуре и механическим свойствам, существенно отличающимся от металлов. Его кавитационная стойкость зависит от вида материала, на который он нанесен, от чистоты обработки поверхности материала, от технологии нанесения. Лаковое покрытие дает хорошую информацию о локализации эрозии, об относительной эрозионной способности кавитации при различных режимах работы турбины, о сравнительной интенсивности эрозии при

применении различных профилей лопастей, но не об объеме эрозии, который можно ожидать в натуральных условиях. При скоростях течения меньше 25—30 м/с при любой интенсивности кавитации нержавеющая сталь не разрушается бесконечно долго. В то же время лаковое покрытие разрушается полностью за 5 мин при скорости потока $v \approx 15$ м/с. При скорости $v \approx 30$ м/с разрушение лака произойдет практически мгновенно.

4. Вид кривой $\dot{I} = f(\sigma_{уст})$ предопределяется также тем, как оценивать интенсивность эрозии. На рис. VI.5 представлены,

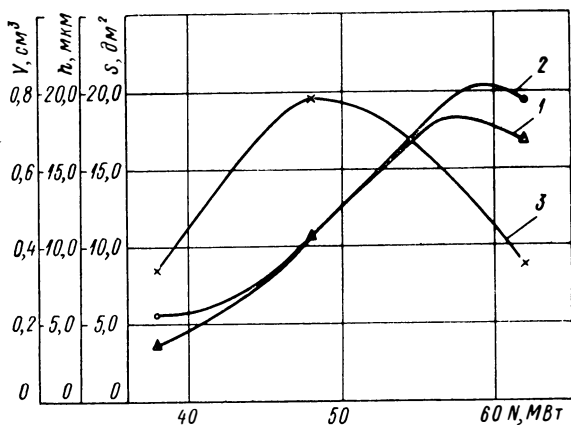


Рис. VI.5. Зависимость интенсивности кавитационной эрозии лопастей турбины Верхне-Тулумской ГЭС от мощности при разных способах ее оценки:

1 — по объему потерянного материала; 2 — по площади зоны эрозии; 3 — по глубине язвин

например, кривые оценки интенсивности кавитационной эрозии лопастей турбины Верхне-Тулумской ГЭС методом скоростной эрозии (алюминиевые пластины) в зависимости от мощности тремя различными способами: по объему деформированного материала V (кривая 1), по площади, подверженной эрозии, S (2) и по глубине язвин h (3). Характер всех трех кривых различен.

По кривой 1 максимум интенсивности эрозии имеет место при $N \approx 57 \div 59$ МВт, по кривой 2 — при $N = 58 \div 61$ МВт, по кривой 3 — при $N = 48 \div 50$ МВт.

Иногда высказывается предположение о целесообразности уменьшения коэффициента запаса k_σ до 1,00—1,02 с целью уменьшения кавитационной эрозии. Действительно, в тех случаях, когда интенсивность эрозии характеризуется кривой типа 1 на рис. III.5, при уменьшении k_σ после $\sigma_{уст} = \sigma_{уст, кр 1}$ эрозия уменьшается. Однако такая зависимость, как уже было показано, существует не всегда. Кроме того, интенсивность эрозии, хотя и уменьшается в этом случае по сравнению с максимальной, остается все-таки весьма значительной. Существенно уменьшить эрозию

таким путем нельзя. Важно также учитывать, что в процессе эксплуатации турбина работает при различных режимах. Предположим, например, что максимальная интенсивность эрозии имеет место при некоторой мощности турбины $N_{1,2}$, при которой $k_{\sigma} = 1,2$. Тогда, при мощности $N > N_{1,2}$ интенсивность эрозии будет меньше. Если при номинальной мощности принять $k_{\sigma \text{ ном}} = 1,0$, то при нормальном эксплуатационном уменьшении мощности мы попадаем как раз в зону максимальной интенсивности эрозии. Это хорошо иллюстрируется кривыми на рис. VI.6, где дается зависимость k_{σ} от мощности для условий турбины Днепро-

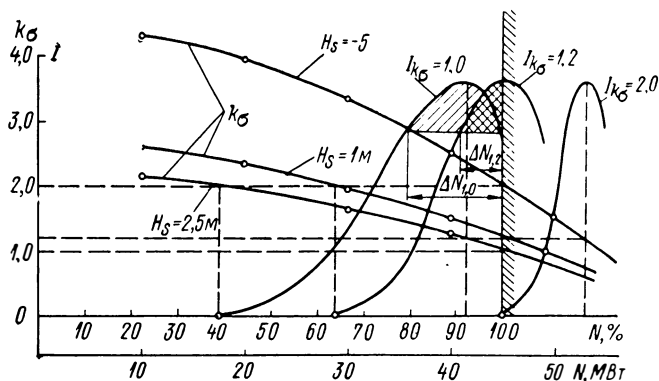


Рис. VI.6. Зависимости $k_{\sigma} = f(N)$ и $I = f(N)$ для условий Днепродзержинской ГЭС:

$\Delta N_{1,0}$ от 35 до 45,4 МВт; $\Delta N_{1,2}$ от 41 до 45,4 МВт; $\Delta N_{2,0} = 0$

дзержинской ГЭС. Средняя линия соответствует существующему положению на ГЭС ($k_{\sigma \text{ ном}} = 1,2$), нижняя — положению, если бы $k_{\sigma \text{ ном}} = 1,0$, и верхняя — положению при $k_{\sigma \text{ ном}} = 2,0$. Зоны большой интенсивности эрозии соответствуют принятому на рис. III.5 (кривая I) закону зависимости $I = f(\sigma_{\text{уст}})$. При $k_{\sigma \text{ пред}} = 1,0$ эта зона особенно велика (от $N = 35$ до $N = 45,4$ МВт), при $k_{\sigma \text{ пред}} = 1,2$ она меньше (от $N = 41$ МВт до $N = 45,4$ МВт) и при $k_{\sigma \text{ пред}} = 2,0$ эрозия вообще отсутствует. Конечно, надо не забывать, что переход к $k_{\sigma \text{ пред}} = 2,0$ требует уменьшения высоты отсасывания от $H_s = 1,0$ до $H_s = -5$ м и, следовательно, увеличения капитальных затрат.

Таким образом, стремление к существенному сокращению кавитационной эрозии приводит к необходимости резкого увеличения коэффициента запаса k_{σ} .

Эффективным средством уменьшения интенсивности кавитационных разрушений на лопастях рабочего колеса является эксплуатация турбины в зоне наименее эрозионно-опасных режимов. Положение этой зоны режимов в поле универсальной характеристики для различных рабочих колес будет, видимо, несколько отличаться друг от друга.

Анализ условий обтекания лопастей нескольких поворотно-лопастных гидротурбин показывает, что в зоне высоких приведенных оборотов на лопасти имеются условия для существования пузырьковой кавитации, в зоне оптимальных n'_i и при $n'_i < n'_{i\text{опт}}$ возникают пленочные формы кавитации. Анализ эрозионной опасности различных режимов работы турбин Верхне-Тулумской ГЭС показывает, что эрозионная способность каверны существенно уменьшается, во-первых, при увеличении n'_i (уменьшении N) и, во-вторых, при уменьшении $Q'_i(N)$. Первый результат является следствием возникновения на лопасти менее эрозионно-опасных форм кавитации, а также — уменьшения степени ее развития; второй результат — следствием как уменьшения степени развития кавитации, так и уменьшения скорости обтекания. В частности, при работе турбин Верхне-Тулумской ГЭС в зоне расчетных напоров интенсивность кавитационных разрушений на лопастях была бы существенно меньше, чем при эксплуатации в зоне максимальных напоров. Таким образом, можно сделать вывод, что эксплуатация турбин при несколько повышенных n'_i приводит к уменьшению эрозионной опасности как вследствие существования на лопастях менее эрозионно-опасных форм кавитации, так и вследствие уменьшения степени ее развития. Зона благоприятных в эрозионном отношении режимов работы турбины на каждой конкретной станции может быть найдена путем специальных расчетов.

Анализ условий обтекания лопастных систем радиально-осевых турбин показывает, что здесь зависимость $\alpha_{\text{вх}}$ и ω_1 от режима работы имеет тот же характер, что и в осевых турбинах. При этом в широком диапазоне режимов на лопасти имеют место эпюры с повышением разрежения к выходной кромке, для которых характерно возникновение I-й формы кавитации. Причем зарождение кавитации должно происходить в выходной части лопасти и наибольшие кавитационные разрушения должны наблюдаться в районе выходной кромки, что и подтверждается опытом эксплуатации. (Наблюдаемые на некоторых ГЭС, например Братской и Плявинской, разрушения лопастей рабочих колес в зоне входной кромки вызваны, видимо, наличием пика разрежения на входной кромке.)

29. ВПУСК ВОЗДУХА КАК СРЕДСТВО УМЕНЬШЕНИЯ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ

Одним из возможных способов снижения интенсивности кавитационной эрозии является подвод воздуха в зону кавитации. Наличие свободного воздуха в очаге кавитации снижает вакуум внутри каверны и способствует насыщению жидкости воздушными пузырьками. Характеристики жидкости при этом меняются, она становится менее плотной, резко повышается сжимаемость. Возникающий при смыкании кавитационной каверны удар стано-

вится менее жестким вследствие снижения скорости смыкания и повышенной податливости водовоздушной смеси. Если рассмотреть конечную стадию кавитационного удара и учесть, что давление в месте удара определяется как $p = v \sqrt{\frac{\rho}{\kappa}}$, где v — скорость удара, ρ — плотность, κ — сжимаемость жидкости, то становится очевидным, что входящая в каверну коническая струя жидкости (рис. VI.7), наполненная воздушными пузырьками, не произведет такого разрушающего действия, как струя сплошной жидкости (рис. I.11, б).

Для проверки эффективности впуска воздуха в зону кавитации на ЛМЗ были проведены испытания в гидродинамической трубе, где кавитация возбуждалась на диффузорном участке сопла.

Условия испытания были выбраны следующими. Размеры суженного участка сопла 40×6 мм, угол диффузора 12° . Давление на входе в сопло 8 кгс/см^2 , на выходе — $2,5 \text{ кгс/см}^2$. Скорость потока в щели 36 м/с . Образцы для испытаний устанавливались на боковых стенках диффузорного участка сопла. Материал образцов — отоженный алюминий марки АД1М.

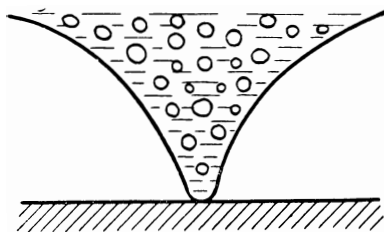


Рис. VI.7. Кавитационный удар в жидкости с большим содержанием свободного воздуха

Подвод воздуха осуществлялся из атмосферы без принудительного нагнетания. Было предусмотрено два варианта подвода воздуха: в узкое сечение сопла (в жидкость перед кавитационной каверной) и в диффузорную часть (в каверну). Расход воздуха регулировался с помощью дроссельных шайб. Замер расхода воздуха производился специальным расходомером. Продолжительность опыта 30 с . При этом воздух, подведенный в сопло, вторично не мог пройти через него, так как время обмена воды в стенде 90 с . Кроме того, из верхних слоев бака предусмотрен слив насыщенной пузырьками воды.

Для оценки интенсивности эрозии подсчитывалось количество кавитационных вмятин на образце во всей зоне. Хотя эта характеристика интенсивности является приближенной, так как не учтена глубина вмятин, она дает возможность установить, при каких количествах воздуха эрозия сводится к минимуму.

Режимы испытаний и соответствующие им характеристики эрозии приведены в табл. VI.2.

С подводом воздуха интенсивность кавитационной эрозии резко падает и при расходе воздуха $\sim 200 \text{ см}^3$ ($\sim 2\%$) эрозия практически отсутствует (рис. VI.8). Впуск воздуха перед каверной снижает эрозию при меньших расходах, чем в случае впуска непосредственно в каверну. Это объясняется более равномерным насыщением потока воздушными пузырьками. При впуске воздуха,

Режимы испытаний и характеристики эрозии
в диффузоре при впуске воздуха

Место впуска воздуха	Номер режима	Диаметр шайбы в мм	Расход воздуха		Количество вмятин
			см ³ /с	%	
Без воздуха	1	2	0	0	717
Узкое сечение сопла	2	1,0	102	1,18	347
	3	1,5	124	1,43	241
	4	2,0	133	1,54	169
	5	2,5	138	1,60	114
	6	3,5	145	1,68	55
Диффузорная часть	7	1,0	149	1,72	190
	8	1,1	173	2,00	56
	9	1,2	242	2,80	0
	10	1,5	351	4,05	0

помимо снижения интенсивности эрозии, резко падает уровень шума.

Аналогичные результаты по влиянию воздуха на эрозию получил в 1956 г. Р. Расмуссен при исследовании срывной кавитации на ротационном аппарате и в проточной установке [98].

Исследования Р. Расмуссена выявили, что подведенный воздух находится в потоке в виде мельчайших пузырьков диаметром 0,15—0,20 мм, количество которых достигает 200 шт. в 1 см³. Содержание ~ 1% свободного воздуха приводит к полному устранению кавитационной эрозии на алюминиевых образцах.

Процентное содержание воздуха в воде не может служить критерием оценки подавления кавитационной эрозии. Соотношения между расходом воды и воздуха будут зависеть от конструкции установки, от способа подвода воздуха, от степени развитости кавитации. Кроме того, на расход воздуха будет влиять также тип, или форма, кавитации.

Известны также некоторые результаты наблюдения за влиянием впуска воздуха на эрозию натуральных гидротурбин [4]. Впуск воздуха осуществлялся через клапаны срыва вакуума, которые открывались при разрежении 0,5—0,8 м вод. ст. Такое разрежение наблюдается на рассматриваемых турбинах при нагрузке 30—60% N_{\max} . На оптимальной нагрузке всасывание воздуха не происходит.

Согласно наблюдениям, на турбинах с впуском воздуха эрозия сократилась как по площади (~ на 30%), так и по глубине (до 50%). Эти результаты нуждаются в проверке. Действительно, как показали проведенные испытания ряда турбин (п. 21), наибольшая интенсивность эрозии наблюдается в зоне оптимальных нагрузок, где клапаны закрыты. Кроме того, воздух, подводимый через клапаны срыва вакуума, проходит в верхней части потока, а обычно зона эрозии располагается в районе нижнего обода, куда воздух не попадает.

Для выявления влияния на эрозию впуска воздуха через клапаны срыва вакуума и через центральное отверстие вала ЛМЗ были проведены специальные испытания на турбине ГЭС Нива-III (п. 21). Испытания показали, что на интенсивность эрозии не влияет подвод воздуха ни через клапаны срыва вакуума, ни через центральное отверстие вала.

Влияние подвода воздуха непосредственно в зону эрозии было исследовано в натуральных условиях на гидротурбине Братской ГЭС.

Атмосферный воздух из вала турбины подводился по специальному каналу в теле лопасти перед зонами кавитации. Расчетный расход воздуха на одну лопасть составлял 0,05—0,1% от расхода воды в межлопастном канале.

При прохождении по лопасти воздух попадал последовательно во все зоны между входной и выходной кромками. На лопасти имелись три основные зоны эрозии (рис. V.9): зона 1 — за входной кромкой вблизи места максимальной кривизны лопасти; зона 2 — между нижним ободом и зоной 1; зона 3 — вблизи выходной кромки.

Количественная оценка влияния подвода воздуха на интенсивность эрозии в этих зонах была выполнена на основании результатов испытаний методом скоростной эрозии. Для этого на всю нижнюю часть лопасти, включающую зоны 1, 2 и 3, наклеивались пластины из отожженного алюминия АД1М. Турбине задавался определенный режим работы, и после 10 мин испытаний пластины снимались для последующего измерения кавитационных повреждений.

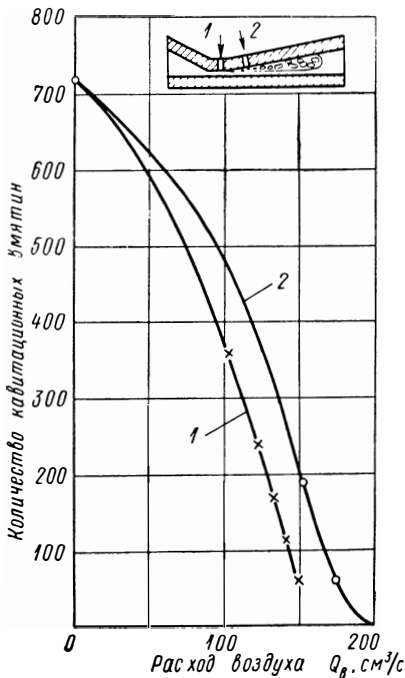


Рис. VI.8. Влияние расхода воздуха на интенсивность кавитационного воздействия при испытаниях в диффузоре

Вначале были проведены три опыта без впуска воздуха на режимах с нагрузкой 160, 200 и 240 МВт, затем был осуществлен выпуск воздуха и аналогичные опыты проведены на режимах 200 и 240 МВт.

После 10 мин пребывания в условиях кавитации на алюминиевых пластинах появлялись отдельные вмятины, вызванные пластическими деформациями при ударах. Количество, глубина и диаметр вмятин (рис. VI.9) резко уменьшались при впуске воздуха. Площадь, подверженная кавитационному воздействию, также существенно уменьшалась.

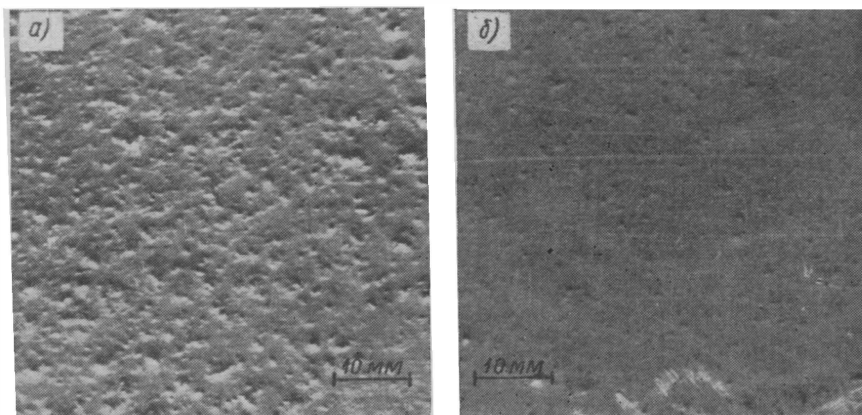


Рис. VI.9. Кавитационные повреждения алюминия на режиме 240 МВт: а — без воздуха; б — при впуске воздуха

В качестве характеристики интенсивности кавитационной эрозии использовалась величина суммарного объема вмятин V_d на участке поверхности в центре зоны эрозии.

Как показали проведенные испытания, выпуск воздуха сопровождается резким снижением интенсивности эрозии на всех режимах. Объем деформации V_d в центре основной зоны 1 (рис. V.9) уменьшается в 30 раз на режиме 240 МВт и в 80 раз — на режиме 200 МВт.

В зонах 2 и 3 интенсивность эрозии при впуске воздуха снижается в 5—10 раз, т. е. в значительно меньшей степени, чем в зоне 1. Это связано с меньшим количеством воздуха, попадающего в эти зоны.

Засасываемый из атмосферы воздух поступает вначале в зону 1 за входной кромкой и эффективно демпфирует кавитационные удары в этой зоне.

Зона 2, образуемая при захлопывании кавитационных полостей, возникающих в углу между лопастью и нижним ободом, по-видимому, отделена от каверны в зоне 1 слоем жидкости, что затрудняет попадание воздуха в эту зону.

Хаотичное движение объемов жидкости в местах захлопывания каверны в зоне 1 способствует рассеиванию воздуха по межлопастному каналу, поэтому в зону 3, расположенную ниже по потоку, также попадает только часть впускаемого воздуха, которая не обеспечивает такого резкого снижения эрозии, как в зоне 1.

Однако во всех зонах уменьшение интенсивности, достигаемое впуском воздуха, является существенным.

Впуск воздуха в пределах 0,05—0,1% расхода воды не приводит к заметному изменению давления на поверхности лопасти. Косвенным подтверждением этого является идентичность положений зон эрозии без воздуха и при впуске воздуха. При таком количестве воздуха к. п. д. турбины не снижается. Возможно даже некоторое его повышение вследствие аэрации пограничного слоя.

Это подтвердили испытания, проведенные на турбине Братской ГЭС, оборудованной устройством для подвода воздуха на всех лопастях. Количество засасываемого воздуха на оптимальной нагрузке составляло $\sim 0,1\%$ от расхода. Причем воздух начинает засасываться с нагрузки 90 МВт и его количество существенно не меняется при увеличении нагрузки до 240 МВт. Впуск воздуха не приводит к снижению к. п. д. турбины, а в диапазоне нагрузок 200—235 МВт имеется тенденция его повышения. Подводимый воздух несколько уменьшает вибрацию агрегата. Так, например, вертикальные и горизонтальные вибрации верхней крестовины генератора уменьшились на 0,010—0,015 мм.

Проведенные исследования показывают, что впуск воздуха в зону кавитации является действенным средством снижения кавитационной эрозии и может быть рекомендован для турбин многих гидроэлектростанций.

30. КАВИТАЦИОННОСТОЙКИЕ МАТЕРИАЛЫ И ЗАЩИТНЫЕ ПОКРЫТИЯ

Материалы, применяемые для изготовления деталей проточной части турбины. Детали, работающие в условиях кавитационного воздействия, кроме кавитационной стойкости должны обладать определенным комплексом технологических свойств, необходимым уровнем прочности, а также допускать подварку изношенных участков без подогрева.

С развитием гидротурбостроения, с повышением быстроходности турбин и увеличением единичной мощности агрегатов широко применявшийся ранее для изготовления деталей проточной части турбины чугун был заменен углеродистой сталью, которая, в свою очередь, заменяется нержавеющей сталью.

Основные недостатки чугуна — низкая кавитационная стойкость и трудности с восстановлением изношенных участков деталей.

Углеродистая сталь, не обладая существенным преимуществом перед чугуном в кавитационной стойкости, допускает восстановле-

ние изношенных деталей путем электродной наплавки. Углеродистые стали применялись следующих марок: сталь 25Л и 30Л. В настоящее время они заменены сталью 20ГСЛ [35].

Применение нержавеющей сталей явилось эффективным средством борьбы с кавитационной эрозией. Нержавеющие стали применяются как в качестве конструкционного материала для изготовления рабочих колес радиально-осевых, поворотнлопастных и ковшовых турбин, так и в качестве защитных облицовок и наплавов [35].

Отливки из сталей 25Х14НЛ и 20Х13НЛ имеют довольно сложный режим термообработки продолжительностью 9—12 сут. Следует отметить также неоднородность структуры отливок сталей 25Х14НЛ и 20Х13НЛ по сечению, приводящую к нестабильности механических свойств и большому количеству отклонений, особенно по характеристикам пластичности.

К недостаткам этих сталей следует отнести необходимость предварительного и сопутствующего подогрева до 300—400° С при заварке литейных дефектов. Сварка без подогрева вызывает подкалку околошовной зоны до *HV* 450, что может привести к образованию трещин.

В настоящее время стали 25Х14НЛ и 20Х13НЛ не применяются они заменены сталью 0Х12НДЛ. Сталь 0Х12НДЛ имеет более простую термообработку, по времени примерно на 100 ч короче, чем у стали 20Х13НЛ. Кроме того, сталь 0Х12НДЛ лучше сваривается. Если при сварке больших толщин и требуется предварительный и сопутствующий подогрев до 200° С, то сварка малых толщин (до 50 мм) и заварка поверхностных дефектов могут производиться без подогрева. Возможность местной подварки является весьма ценным качеством этой марки стали, так как позволяет производить заварку деталей, разрушенных кавитацией, без разборки турбины.

Аустенитноферритная сталь 0Х18Н3Г3Д2Л обычно используется для изготовления деталей турбин, работающих на воде с наносами. Объясняется это не тем, что сталь 0Х18Н3Г3Д2Л имеет повышенную абразивную стойкость (ее стойкость на уровне обычных хромистых сталей, типа 0Х12НДЛ), а тем, что она хорошо сваривается. Сталь 0Х18Н3Г3Д2Л сваривается без подогрева и, следовательно, позволяет вести большие восстановительные работы, вызванные абразивным износом, путем наплавки.

В последнее время для повышения технологичности и в первую очередь свариваемости без подогрева характерно стремление к понижению содержания углерода в нержавеющей сталях. ЦНИИТмашем [36] для изготовления рабочих колес предложена новая сталь 00Х12Н3ДЛ с содержанием углерода 0,07%.

Нержавеющие стали широко используются также в качестве защитного слоя для предохранения углеродистых сталей от кавитационных разрушений. Так, например, многие рабочие колеса радиально-осевых турбин, изготовленные из стали 20ГСЛ, защи-

щены от эрозии наплавкой или облицовкой из нержавеющей стали (турбины Братской и Красноярской ГЭС). Камеры рабочих колес поворотлопастных турбин изготавливаются из биметаллического листа с наружным слоем из нержавеющей стали.

В качестве защитных облицовок применяются стали 1X18H10T, 0X13, 1X13.

Электродные наплавки обычно применяются типа ЦЛ-9, ЦЛ-11, которые по составу соответствуют стали с содержанием 18—20% Cr и 8—10% Ni.

Уральским политехническим институтом для гидротурбин предложена группа новых нержавеющей сталей [5, 6]. Среди них нестабильные аустенитные стали на железомарганцевой основе 30X10Г10, 0X14АГ12 и дисперсионно-твердеющие стали типа 1X17Н5ТЮ, 00X16Н4ЛД2, 1X12Н6ТЮ.

В хромомарганцевых сталях под действием пластической деформации, возникающей при кавитационных гидроударах, аустенит распадается с образованием мартенсита и тем самым происходит упрочнение поверхностного слоя. По мере разрушения упрочненного поверхностного слоя в работу вступают новые слои металла, вследствие чего разрушающему действию кавитации противостоит все время упрочненный слой.

Рекомендуемая термическая обработка для хромомарганцевых сталей относительно проста: для стали 30X10Г10 — закалка в воду с 1100° С, для стали 0X14АГ12 — нормализация с 1050° С. После окончательной термической обработки эти стали, относящиеся по своей структуре к группе аустенитных, имеют следующие прочностные характеристики: $\sigma_T = 20 \div 30$ кгс/мм²; $\sigma_B = 60 \div 65$ кгс/мм²; $\delta \geq 10\%$; $\psi \geq 10\%$; $a_n \geq 7$ кгс·м/см². Относительно невысокий предел текучести сталей, а также значительные трудности в механической обработке затрудняют использование их в качестве конструкционного материала. Применение этих сталей возможно в качестве облицовки.

Дисперсионно-твердеющие стали имеют высокие прочностные характеристики благодаря старению мартенсита. Так, например, сталь 1X17Н5ТЮ после старения (500° С — 2 ч) имеет $\sigma_T = 152$ кгс/мм²; $\sigma_B = 176$ кгс/мм²; $\delta = 13\%$; $\psi = 39,5\%$; $a_n = 6,5$ кгс·м/см², другая сталь 00X16Н4МД2 после такой же термической обработки характеризуется следующим уровнем свойств: $\sigma_T = 119$ кгс/мм²; $\sigma_B = 142$ кгс/мм²; $\delta = 10\%$; $\psi = 53\%$; $a_n = 8,5$ кгс·м/см².

Кавитационная стойкость этих сталей вследствие мартенситной структуры будет также повышена, но в значительно меньшей степени, чем у хромомарганцевых сталей. В настоящее время производится промышленное исследование предложенных марок сталей.

В мировой практике известно применение и других типов сплавов. Так, например, во Франции [27] кроме обычных хромистых и хромоникелевых сталей для изготовления рабочих колес

радиально-осевых турбин применяется медно-алюминиевый сплав (9—10% Al; 4—5% Ni; 2—3% Fe; 0,5—1% Mn; Cu — остальное).

Медно-алюминиевый сплав, обладая высокой кавитационной стойкостью, весьма слабо противостоит истирающему действию насосов. Прочностные характеристики этого сплава относительно невысокие ($\sigma_T = 25$ кгс/мм²; $\sigma_B = 55$ кгс/мм²; HB 120—160). На основе этого сплава разработаны и применяются для восстановительных и профилактических наплавки электроды, имеющие химический состав, аналогичный медно-алюминиевому сплаву.

Согласно проведенным исследованиям [27], по кавитационной стойкости эти наплавки превышают даже хромоникелевые состава 18/8.

Исследование кавитационной стойкости материалов. В лабораторных условиях были исследованы три группы материалов: нержавеющие стали, электродные нержавеющие наплавки и неметаллические материалы. Выбор для исследования материалов, стойких против коррозии в пресной воде, обусловлен результатами предыдущих исследований (п. 24), где было показано, что кавитационностойким материалом может быть только коррозионностойкий материал.

Наиболее подробно была исследована группа нержавеющих сталей. На рис. V.24 и в табл. V.15 в качестве примера были рассмотрены результаты испытаний сталей на ударно-эрозионном стенде. Условия разрушения материала на ударно-эрозионном стенде несколько отличаются от действительных процессов кавитации в потоке, поэтому были проведены дополнительные испытания нержавеющих сталей на кавитационно-эрозионном стенде (рис. V.16), воспроизводящем естественную кавитацию. Кавитационное сопло было выбрано с размерами щели 6×60 мм и углом диффузора 12°. Скорость потока в щели 36 м/с. При этом условии кавитационное воздействие на стенде соответствовало средней интенсивности кавитации, наблюдаемой на турбинах действующих ГЭС.

Цикл испытаний составлял 1000 ч. В процессе испытаний образцы периодически взвешивались на аналитических весах. Кроме того, с помощью микроскопа с увеличением ×320 проводились наблюдения за развитием повреждений на поверхности образцов. В связи с большой длительностью и трудоемкостью таких испытаний, а также учитывая, что одновременно могут испытываться всего два образца, для испытаний были выбраны четыре наиболее характерные марки сталей: 0X13, 1X18N10T, 0X12ND, 0X14AG12. Термическая обработка была выполнена по обычным, принятым для этих сталей режимам.

Поверхность образцов, подверженная кавитационному воздействию, была отполирована.

Результаты испытаний представлены в виде зависимостей потерь веса ΔG и скорости разрушения образцов $d(\Delta G)/dt$ от времени (рис. VI.10).

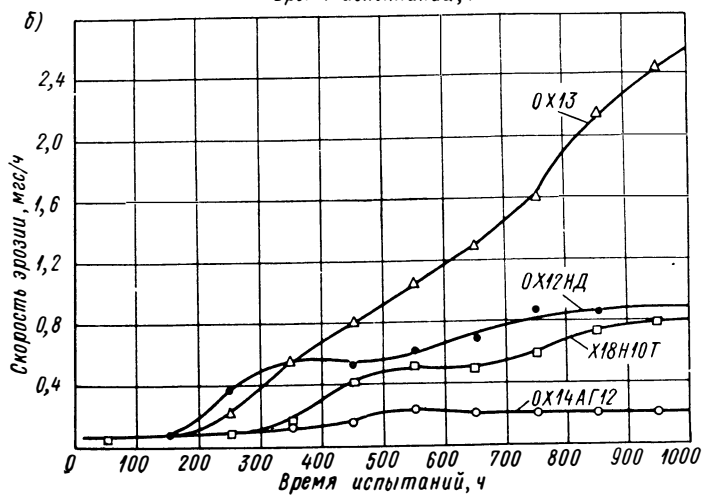
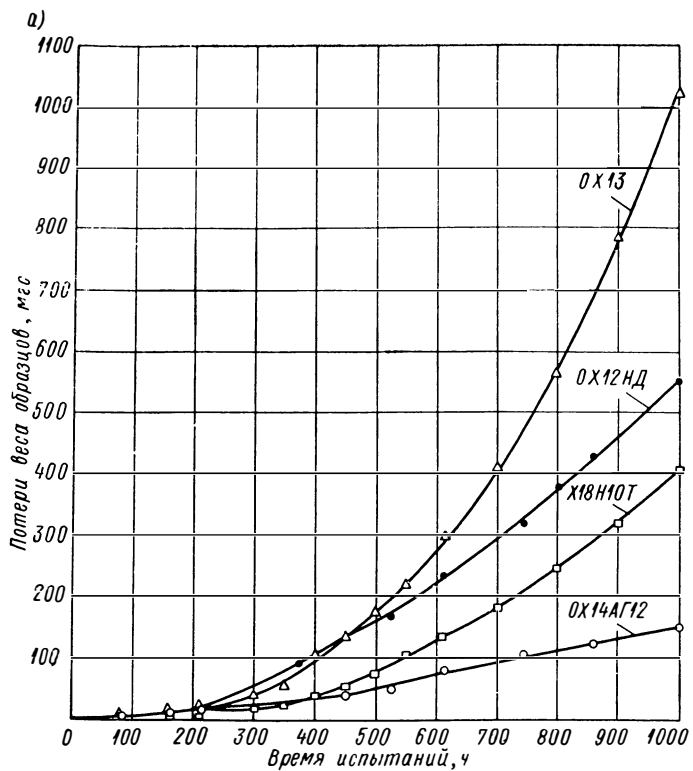


Рис. VI.10. Зависимость потерь веса (а) и скорости разрушения (б) сталей от времени испытаний

Рассмотрим последовательность разрушения материалов. Первые мелкие кавитационные вмятины, свидетельствующие о наличии пластической деформации материала, появляются сразу же после начала испытаний. В дальнейшем глубина деформации материалов постепенно растет.

За первые 200 ч испытаний весовые потери образцов ничтожно малы и примерно одинаковы для всех материалов. Эти потери веса вызваны посторонними факторами, например, трением в месте установки образцов. В этот период практически отсутствуют вырывы материала, происходит лишь пластическая деформация поверхностных слоев. Это так называемый инкубационный период развития кавитационных разрушений. Глубина деформированного слоя за этот период на стали 0X12НД достигает 0,1 мм. Минимальная глубина деформации — 0,03 мм — наблюдается на стали 0X14АГ12.

В дальнейшем, под действием увеличивающегося количества кавитационных ударов происходит выкрашивание отдельных частичек металла. Для каждого материала этот процесс имеет свой характер.

На стали 0X12НД с ростом весовых потерь растет и глубина изъязвления. После 1000 ч испытаний глубина выколов достигает 0,29 мм. Аналогичный характер разрушения наблюдается и у стали 1X18Н10Т, где в конце испытаний глубина выколов равна 0,32 мм.

На стали 0X14АГ12 после 300 ч испытаний рост потерь веса связан с увеличивающейся глубиной выколов. Углубления, образовавшиеся на месте вырванных частиц, довольно редки и имеют значительную глубину на фоне остальной, слабо деформированной поверхности. После 400 ч, когда вся поверхность перекрыта образовавшимися углублениями, рост глубины неровностей резко замедляется и глубина не изменяется до конца испытаний, оставаясь на уровне 0,08 мм.

Своеобразным является процесс развития эрозии на стали 0X13. Вплоть до 400 ч разрушение идет примерно так же, как и на стали 0X12НД. Затем на поверхности образца появляются довольно крупные углубления, образовавшиеся в результате выкрашивания целых групп зерен металла. Размеры углублений в поперечнике достигают нескольких миллиметров, а глубина — десятых долей миллиметра. Этот процесс сопровождается возрастающими весовыми потерями. Если скорость эрозии для сталей 0X12НД, 1X18Н10Т и 0X14АГ12 к концу испытаний стабилизируется, то для стали 0X13 характерно нарастание скорости эрозии в течение всего цикла испытаний. Глубина выколов на стали 0X13 к концу испытаний достигла 0,89 мм.

Оценка кавитационной стойкости материалов производилась по двум показателям — по скорости эрозии в конце испытаний и по потерям веса образцов за весь цикл испытаний. Коэффициент относительной кавитационной стойкости ϵ определялся как отно-

шение одного из показателей (скорости эрозии, потерь веса) стали 1X18H10T, взятой за эталон, к соответствующему показателю сравниваемого материала:

$\epsilon_B = \Delta G_3 / \Delta G_n$ — коэффициент относительной стойкости по потерям веса; ΔG_3 — потери веса эталонного образца; ΔG_n — потери веса испытываемого образца;

$\epsilon_c = \frac{\frac{d(\Delta G_3)}{dt}}{\frac{d(\Delta G_n)}{dt}}$ — коэффициент относительной стойкости по скорости эрозии.

Величины коэффициентов ϵ для испытанных материалов приведены в табл. VI.3.

Т а б л и ц а VI.3

Коэффициенты относительной кавитационной стойкости материалов по отношению к стали 1X18H10T

Относительная кавитационная стойкость	1X18H10T	0X13	0X12HD	0X14AG12
ϵ_B	1,0	0,40	0,74	2,7
ϵ_c	1,0	0,31	0,89	4,0

Выполненное сопоставление материалов по относительной стойкости не совсем правомочно, поскольку скорость эрозии стали 0X13 не установилась. Если бы испытания продлить, то коэффициент ϵ для стали 0X13 был бы несколько меньше. Однако разрушения за 1000 ч достаточно велики, чтобы в условиях действующих ГЭС ставить вопрос о ремонте и, следовательно, судить о стойкости материалов.

Нужно также отметить, что коэффициенты относительной стойкости ϵ при сопоставлении сталей по скорости эрозии несколько отличаются от коэффициентов при сопоставлении по потерям веса. Причем средние значения сближаются, а крайние расходятся. Расхождения относительно невелики, и расположение материалов по кавитационной стойкости не меняется.

Интересно сопоставить полученные результаты при испытании в диффузоре с данными испытаний на ударном стенде (табл. V.15). Для этого определим, согласно табл. V.15, коэффициенты стойкости сталей 0X13 и 0X14AG12 по отношению к стали 1X18H10T (табл. VI.4).

Коэффициент относительной стойкости стали 0X13 близок к результатам, полученным в диффузоре, коэффициент для стали 0X14AG12 несколько ниже. Это объясняется разностью в интен-

сивности кавитационного воздействия. На ударно-эрозионном стенде при 2000 об/мин и особенно при 2800 об/мин интенсивность воздействия значительно выше, чем в диффузоре. При снижении числа оборотов коэффициент относительной стойкости ϵ для стали 0X14AG12 возрастет (рис. V.24) и будет ближе к результатам, полученным в диффузоре.

Таким образом, проведенное сопоставление еще раз подтверждает идентичность результатов испытаний кавитационной стойкости материалов, полученных на различных стендах.

Исследование кавитационной стойкости электроодных наплавов было выполнено на магнестрикционном вибраторе и ударно-эрозионном стенде [21].

Таблица VI.4

Коэффициенты ϵ при испытаниях на ударно-эрозионном стенде

ϵ	n , об/мин	
	2800	2000
$\epsilon_{\frac{0X13}{1X18H10T}}$	0,36	0,29
$\epsilon_{\frac{0X14AG12}{1X18H10T}}$	1,93	1,95

Режим испытаний на вибраторе: частота 8 кГц, двойная амплитуда 0,07 мм. Кавитационная стойкость материалов оценивалась по потерям веса за 3 ч испытаний

$$\epsilon = \frac{\Delta G_3}{\Delta G_n},$$

где ΔG_3 — потери веса эталлонного образца. За эталон принят образец из стали 1X18H10T в состоянии аустенизации $\Delta G_3 =$

70 мгс; ΔG_n — потери веса испытываемого образца.

На ударно-эрозионном стенде был выбран режим с $n = 2800$ об/мин при давлении в напорном баке 0,8 кгс/см² и диаметре струи 5 мм.

Кавитационная стойкость определялась как

$$\epsilon = \frac{T_n}{T_3},$$

где T_n и T_3 — время, соответствующее весовым потерям 10 мг испытываемого и эталонного образцов. За эталон принят образец из стали 1X18H10T ($HV 160$), у которого $T_3 = 4,5$ ч.

Для исследования были выбраны следующие марки электродов: ЭА-395, ЭА-981, ЦЛ-9, ЦЛ-11, УПИ-2, УПИ-12, ЭА-925.

Наплавки были выполнены ручным способом в один и два слоя на теплотах из стали 20ГСЛ толщиной 30—35 мм.

Некоторые марки электродов (ЦЛ-9, ЦЛ-11, УПИ-2, ЭА-925) рассматривались в п. 22, химический состав наплавов этими электродами приведен в табл. V.6.

Химический состав металла, наплавленного электродами ЭА-395, ЭА-981: 1,5—2% Mn; 12—14% Cr; 21—23% Ni; УПИ-12 — 12% Mn; 14% Cr.

Наплавки исследовались как в исходном состоянии, так и после термической обработки, принятой для рабочих колес из

стали 20ГСЛ, отпуск при 600°С и отжиг при 900°С + отпуск при 600°С. Подробные результаты испытаний наплавов приведены в работе [21].

Сопоставляя результаты испытаний на вибраторе и на ударно-эрозионном стенде, можно отметить, что наплавки по кавитационной стойкости располагаются в той же последовательности.

Наиболее высокую стойкость — $\epsilon = 3 \div 6$ — имеют хромомарганцовые наплавки УПИ-12 и УПИ-2, а также наплавка электродом ЭА-925: $\epsilon = 3 \div 5$, аустенитные наплавки ЭА-981, ЭА-395 и ЦЛ-9 имеют невысокие показатели стойкости: $\epsilon = 0,8 \div 1,4$; промежуточное положение занимает наплавка электродом ЦЛ-11. Стойкость наплавки ЦЛ-11 с увеличением количества слоев снижается (при однослойной: $\epsilon = 3,18$; двухслойной: $\epsilon = 1,75$; многослойной: $\epsilon = 1,34$). Повышенная стойкость однослойной наплавки ЦЛ-11 связана с увеличением твердости наплавленного слоя. Рост твердости объясняется образованием мартенситной структуры, возникающей вследствие обеднения наплавки легирующими элементами (содержание никеля уменьшается до 5—8%, хрома — до 14%).

Касаясь применимости тех или иных электродов, кроме кавитационной стойкости следует учитывать также их технологичность. К показателям технологичности следует отнести: устойчивость дуги, легкое отделение шлака, возможность наплавки в вертикальном и потолочном положении, отсутствие токсичных паров. Последнему требованию не удовлетворяют хромомарганцовые электроды, при наплавке которых выделяются пары марганца, что требует обеспечения хорошей вентиляции. Это не дает возможности использовать хромомарганцовые электроды при наплавочных работах под рабочим колесом, где вентиляция затруднена.

При выборе электродов необходимо учитывать также их стоимость. Например, высоколегированные электроды ЭА-395 и ЭА-981, содержащие большое количество никеля, значительно превышают по стоимости электроды ЦЛ-11 и в то же время уступают им по кавитационной стойкости.

Учитывая эти обстоятельства, для защиты деталей турбин от кавитационной эрозии можно рекомендовать наиболее освоенные электроды ЦЛ-11.

При высокой интенсивности кавитационного воздействия, особенно при изготовлении детали на заводе, могут быть использованы электроды ЭА-925.

Проведенные испытания нержавеющей сталей и наплавов выявили, что кавитационная стойкость зависит от количества мартенсита в сплаве. Причем мартенсит может быть образован как путем соответствующей термической обработки, так и при пластической деформации во время кавитационного воздействия. Наличие мартенсита в сплаве способствует повышению прочности материала. Учитывая зависимость эрозии от прочности, многие авторы пытались установить связь между кавитационной

стойкостью и механическими свойствами материала — твердостью, пределом текучести, временным сопротивлением.

В работе [62] в качестве критерия оценки сопротивляемости материала кавитационному воздействию предложена энергия деформации, определяемая площадью диаграммы напряжение — деформация при сжатии.

В работе [102] на основе сопоставления влияния различных механических характеристик материала (в том числе и энергии деформации) на эрозию высказывается другая точка зрения — эрозия лучше всего коррелируется с величиной произведения предела упругости на твердость по Бринелю.

Однако если проанализировать результаты испытаний и имеющийся опыт эксплуатации, то окажется, что все эти критерии далеки от действительного соотношения материалов по кавитационной стойкости. Во-первых, они не учитывают фактор коррозии при кавитации. В п. 22 были рассмотрены примеры, когда высокопрочные углеродистые стали с большой твердостью разрушались так же, как обычные поделочные стали типа 20ГСЛ и Ст.3, в то время как нержавеющие стали с невысокими прочностными характеристиками обладали наивысшей стойкостью. Если распространять эти критерии только на нержавеющие стали, то и в этом случае они не определяют кавитационной стойкости материала, так как не учитывают способности материалов упрочняться при кавитационном воздействии. Например, аустенитные стали 0Х14АГ12 и 0Х18Н10Т, имеющие близкие прочностные характеристики, существенно отличаются по кавитационной стойкости.

Кавитационная стойкость неметаллических материалов исследовалась на ударно-эрозионном стенде. Режим испытаний был выбран с $n = 2000$ об/мин. Этот режим по интенсивности воздействия значительно ниже, чем при форсированном режиме с $n = 2800$ об/мин, но все же превышает существующие режимы кавитации на большинстве действующих ГЭС.

Исследованию подверглись различные группы пластмасс — полиэтилен, полихлорвинил, полиамиды, эпоксидные и полиэфирные смолы, наиритовое (каучуковое) покрытие и ряд других материалов.

Испытываемые образцы изготовлялись или целиком из пластмассы, или пластмасса наносилась на стальную основу в виде слоя толщиной 1—2 мм. В связи с тем, что удельный вес исследованных материалов различен, а также учитывая, что некоторые пластмассы характеризуются большой набухаемостью, оценка стойкости производилась по времени разрушения поверхности образца на глубину $\sim 1—3$ мм.

Результаты испытаний приведены в табл. VI.5. Как следует из таблицы, наиболее высокой стойкостью обладает полиэтилен высокой плотности низкого давления. За период испытаний 52 ч разрушений не было обнаружено. За это время на эталонном

Кавитационная стойкость неметаллических материалов

Материал	Время испытаний в ч	Состояние образца
Полиэтилен высокой плотности низкого давления	52	Разрушений не обнаружено
Полиэтилен низкой плотности высокого давления	10	Разрушился
Капролон	48	Начальное разрушение
Капрон марки Б	14	То же
Смола 68	9	Разрушился
Полихлорвинил жесткий	2	То же
Полихлорвинил мягкий	1	»
Эпоксидная смола	2	»
Эпоксидная смола с 60% маршалаита	2	»
Полиэфирная смола ПН-1	2	»
Полиформальдегид	7	»
Стиракрил	2	»
Полипропилен	4	»
Пентопласт	1	»
Фторопласт 4	2	»
Оргстекло	2	»
Стеклопластик СТЭР	2	»
Наиритовое покрытие на сталь 20ГСЛ	17	Покрытие разрушилось
Полиэтилен, напыленный на сталь 20ГСЛ	2	То же
СТЭР + плакированный полиэтилен	2	Покрытие сорвано
Сталь 1X18H10T	34	Начальное разрушение, потери веса 10 мгс

образце из стали 1X18H10T разрушения достигли глубины ~ 4 мм (рис. VI.11). Высокие показатели кавитационной стойкости также у капролона (48 ч до начала разрушения). Однако эти пластмассы вследствие относительно низких прочностных характеристик не могут быть использованы в качестве конструкционных материалов.

Попытки использовать эти материалы в качестве защитных покрытий оказались неудачными. Например, полиэтилен, нанесенный на металл напылением, разрушался, плакированный полиэтилен, наклеенный на стеклопластик, сорвало.

Среди покрытий наиболее стойким оказалось наиритовое покрытие (17 ч до разрушения).

Конструкционные пластмассы—стеклопластики—имеют очень низкую кавитационную стойкость (2 ч до разрушения). Такая же низкая стойкость и у эпоксидных и полиэфирных смол, являющихся связующими компонентами стеклопластиков.

Повышенная стойкость некоторых пластмасс объясняется демпфированием гидравлического удара при смыкании кавитационной полости. Причем демпфирование может происходить как за счет упругой, так и за счет пластической деформации материала.

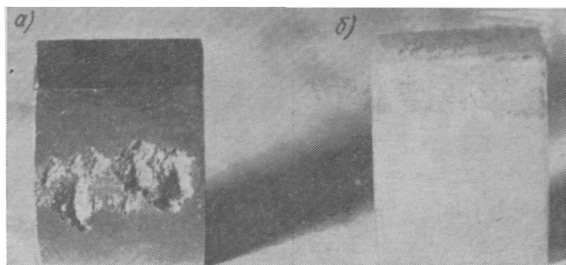


Рис. VI.11. Состояние образцов после 52 ч испытаний на ударно-эрозионном стенде ($n = 2000$ об/мин): а — сталь 1X18H10T; б — полиэтилен высокой плотности

В п. 4 был рассмотрен удар жидкости о твердую стенку. С учетом упругой деформации материала уравнение гидроудара примет вид [33]

$$\frac{1}{2} \rho v^2 = \frac{1}{2} \frac{p^2}{E'} + \frac{1}{2} \frac{p^2}{E''}, \quad (\text{VI.5})$$

где ρ — плотность жидкости; v — скорость удара жидкости; p — давление в момент удара; E' — модуль упругости жидкости (для воды $E' = 2 \cdot 10^4$ кгс/см²); E'' — модуль упругости твердого тела.

Для стали E'' ($2 \cdot 10^6$ кгс/см²) на два порядка больше E' , следовательно, вторым членом можно пренебречь, и тогда уравнение (VI.5) превращается в рассмотренное ранее (I.15).

Для упругих материалов типа каучуков, у которых $E'' \approx \approx 80$ кгс/см², второй член уравнения (VI.5) будет определяющим. В этом случае давление в момент удара будет в 14 раз меньше, чем на стальной поверхности. Полиэтилен нельзя отнести к разряду чисто упругих материалов. Он характеризуется замедленным восстановлением первоначальной формы.

Демпфирование кавитационных гидроударов на полиэтилене происходит скорее за счет пластической деформации материала. При этом, вследствие высоких усталостных характеристик, вы-

колов отдельных частичек материала не происходит — материал мнется, но не разрушается.

Кавитационная стойкость некоторых пластмасс была проверена в натуральных условиях. Широко исследованы покрытия эпоксидными смолами, которые наносились на лопасти рабочего колеса радиально-осевых турбин и камеру рабочего колеса поворотно-лопастных турбин. На всех объектах, даже при слабой интенсивности кавитационного воздействия, наблюдался отрыв и разрушение покрытий. Например, на Камской ГЭС, на горизонтальной турбине ($N = 21\,800$ кВт, $H = 16$ м, $D_1 = 4,5$ м) покрытие

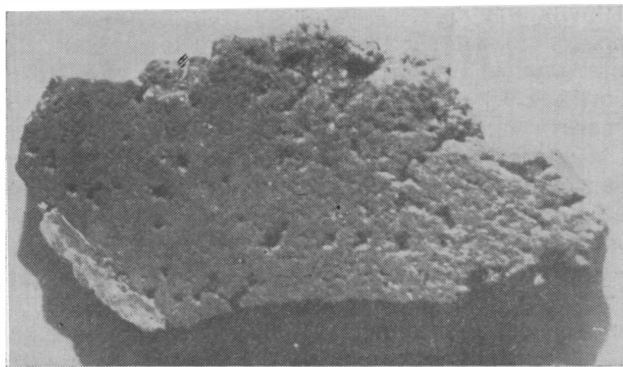


Рис. VI.12. Кавитационное разрушение эпоксидного покрытия на камере рабочего колеса Нижне-Камской ГЭС

из эпоксидной смолы с наполнителем в виде кварцевой пыли или электрокорунда (50 вес. ч.) было нанесено на камеру рабочего колеса. При осмотре после 3600 ч эксплуатации было обнаружено, что на $\sim 40\%$ площади покрытие отсутствует, причем наблюдается как скалывание, так и кавитационное разрушение покрытия (рис. VI.12). В то же время интенсивность эрозии камеры относительно невысока — за 19 000 ч углеродистая сталь разрушается на 3 мм.

В натуральных условиях были исследованы также наиритовые покрытия. Было поставлено несколько опытов, однако положительных результатов и в этом случае не было достигнуто — покрытие срывало. Так, например, на Нарвской ГЭС образцы с наиритовым покрытием были установлены в камере рабочего колеса турбины. Материал образцов — сталь 20ГСЛ. При осмотре, проведенном через 3 года эксплуатации (15 000 ч), ни на одном из образцов покрытия не было обнаружено и уже разрушался основной материал образцов. Однако на образцах с покрытием разрушение заметно меньше, чем на контрольных образцах без покрытия. Очевидно, покрытие было разрушено не сразу после начала эксплуатации, а через 1—1,5 года.

В настоящее время на турбинах гидроэлектростанций СССР пластмассы в качестве защитного кавитационностойкого покрытия не нашли применения, однако работы в этом направлении ведутся.

31. ВОССТАНОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ТУРБИН, РАЗРУШЕННЫХ КАВИТАЦИЕЙ. ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТНЫХ РАБОТ

В процессе эксплуатации турбин детали проточной части, несмотря на принятые меры защиты, подвергаются в той или иной степени кавитационной эрозии. В пп. 10—12 была рассмотрена кавитационная эрозия поворотлопастных, радиально-осевых и ковшовых гидротурбин. Необходимость восстановления деталей, разрушенных кавитацией, обычно определяет сроки вывода агрегата в капитальный ремонт.

На многих ГЭС продолжительность межремонтного периода работы агрегата измеряется в годах. Этот показатель фигурирует также в правилах технической эксплуатации. В то же время исчисление межремонтного периода в годах ничего не определяет. Действительно, для разных ГЭС время работы агрегата в течение года различно, например турбины Плявинской ГЭС работают в году ~ 1500 ч, Братской ГЭС — 8000 ч. А степень эрозии при прочих равных условиях определяется продолжительностью эксплуатации. Из этого следует, что более правильно межремонтный период выражать в часах работы агрегата. Продолжительность межремонтного периода зависит от интенсивности кавитационной эрозии и допустимого объема разрушений.

Интенсивность кавитационной эрозии на турбинах действующих ГЭС уже была рассмотрена. Что касается допустимого объема разрушений, то следует различать две стороны этого вопроса: во-первых, степень разрушения должна позволять производить ремонт детали на месте; во-вторых, разрушения не должны существенно сказываться на к. п. д. турбины. Первая сторона вопроса характерна для ремонта детали из нержавеющей сталей. Известно, что в этом случае большой объем наплавочных работ недопустим без соответствующего подогрева детали. Осуществление подогрева на ГЭС затруднено и, следовательно, нужно ограничить объем наплавки. Для нержавеющей стали 20Х13НЛ (в связи с ее большей склонностью к подкалке) объем наплавки должен быть значительно меньше, чем для стали 0Х12НДЛ. Опыт проведения ремонтных работ показывает, что при заварке кавитационных разрушений глубиной 5—8 мм на стали 20Х13НЛ и 10—12 мм на стали 0Х12НДЛ трещин не образуется. Эти глубины и следует, очевидно, принять в качестве допустимых при назначении срока ремонта. Для деталей с нержавеющей защитным слоем целесообразно производить ремонт после разрушения защитного слоя.

Углеродистые стали допускают значительно большие объемы наплавки без подогрева, при этом главным становится фактор

снижения к. п. д. турбины. На некоторых ГЭС путем замера к. п. д. относительным методом обнаружено, что при значительных кавитационных разрушениях наблюдается заметное снижение к. п. д., достигающее 1—2%. В этом случае выбор сроков ремонта определяется экономическими соображениями.

В работе [27] доказывается, что проведение ремонта экономически оправдано уже при снижении к. п. д. на 0,2%. В этой же работе рекомендуется определять наивыгоднейший межремонтный период путем подсчета часовой амортизации A стоимости ремонта, произведенного после X ч работы турбины, и средней часовой стоимости потерь от снижения к. п. д. B . Время, через которое необходимо производить ремонт, определится абсциссой минимума кривой $A + B$ (рис. VI.13). Обычно для крупных гидротурбин разрушение деталей из углеродистых сталей допускается до 20—30 мм, что составляет по отношению к диаметру примерно 0,004.

Межремонтный период в среднем не должен быть меньше 20000 ч. Фактически на многих гидроэлектростанциях межремонтный период достигает 30 000 ч и больше.

Характерная особенность ремонта деталей гидротурбин, разрушенных кавитацией, заключается в том, что ремонт, как правило, производится без демонтажа агрегата.

Весь цикл ремонта можно разделить на три этапа:

- 1) подготовительные работы;
- 2) удаление металла, разрушенного кавитацией;
- 3) восстановление детали до первоначального профиля.

Подготовительные работы состоят из осушения проточной части турбины, установки лесов под рабочим колесом, проводки временного освещения, составления формуляра кавитационных разрушений и уточнения объема ремонтных работ, прокладки сварочных кабелей и воздушных шлангов, монтажа системы вентиляции и средств пожарной безопасности.

Нужно отметить большое разнообразие конструкций вспомогательного оборудования для ремонтов на ГЭС. Причем ремонтное оборудование отличается не только потому, что оно используется для турбин разных типов, оно отличается и для однотипных и даже для одинаковых турбин. Например, одинаковые турбины Усть-Каменогорской и Днепровской ГЭС имеют совершенно разное вспомогательное оборудование для ремонта.

Большинство конструкций лесов, освещения, вентиляции — местного производства, лишь в последнее время заводы-изготови-

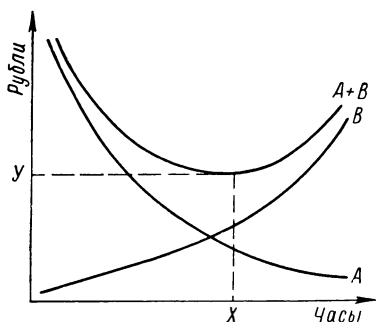


Рис. VI.13. Графическое определение наивыгоднейшего времени ремонта

тели вместе с поставкой турбины поставляют и оборудование для ремонта. В качестве примера рассмотрим конструкцию лесов, устанавливаемых под рабочим колесом турбины Красноярской гидроэлектростанции (рис. VI.14). Леса состоят из центральной стойки 1, с которой шарнирно соединены балки — лучи 2. Пери-

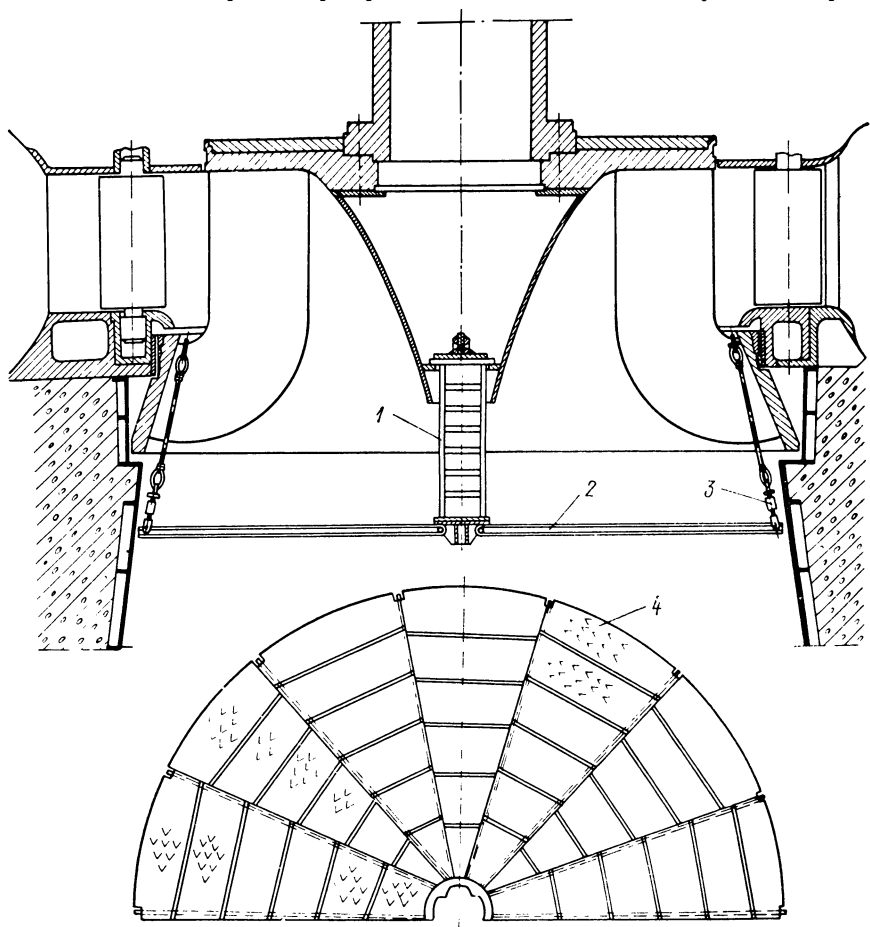


Рис. VI.14. Конструкция лесов турбины Красноярской ГЭС

ферийные концы этих балок с помощью тяг 3 подвешиваются к лопастям рабочего колеса. На балки устанавливаются рифленые листы 4. Центральная стойка фланцем крепится к конусу рабочего колеса. Опускание лесов под рабочее колесо производится через центральное отверстие вала турбины, при этом балки сложены. После опускания и крепления центральной стойки к конусу балки разводят в стороны и подвешиваются к лопастям. Грузоподъемность лесов такой конструкции до 5 тс.

Металлические леса обеспечивают полную пожарную безопасность при сварочных работах. Деревянные настилы, применяемые на некоторых ГЭС, могут загореться, особенно при воздушно-дуговой строжке, когда с лопасти сдувается расплавленный металл.

Большое значение при ремонтных работах имеет правильное освещение. На ГЭС при ремонте деталей проточной части устанавливается стационарное общее и переносное местное освещение.

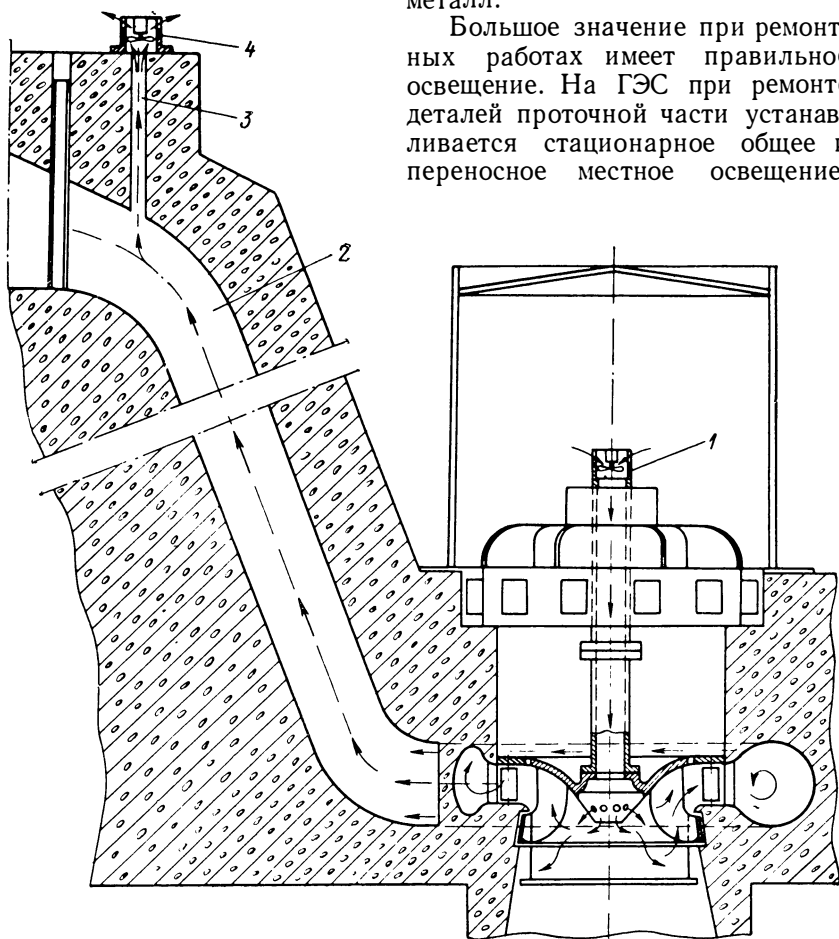


Рис. VI.15. Схема вентиляции камеры рабочего колеса турбины Братской ГЭС

Стационарное освещение выполняется в виде гирлянд или прожекторов. Применяемое напряжение для гирлянд 36 В, мощность ламп 60 Вт. Для прожекторов напряжение 220 В, мощность ламп 200 Вт. Местное освещение выполняется с помощью переносных ламп напряжением 12 В, мощностью 40 Вт. При использовании напряжения 220 В особое внимание должно быть обращено на надежную изоляцию токоведущих кабелей.

Сварочные работы под рабочим колесом требуют хорошей вентиляции. На ГЭС встречаются самые разнообразные схемы вентиляции камер рабочих колес. В качестве наиболее рациональной рассмотрим схему вентиляции, примененную на турбине Братской ГЭС (рис. VI.15). По этой схеме воздух под рабочее колесо подается из машинного зала через полый вал агрегата. Нагнетающий вентилятор 1 устанавливается на надставке вала генератора. Загрязненный воздух отсасывается через спиральную камеру, напорный трубопровод 2 и аэрационную трубу 3 в атмосферу. Отсасывающий вентилятор 4 устанавливается на выходе из аэрационной трубы. Схема вентиляции в летнее и зимнее время не меняется, поэтому под рабочее колесо в любой период времени подается теплый воздух. При одновременной наплавке, производимой шестью сварщиками, эта схема вентиляции обеспечивает нормальные условия работы.

Кавитационные повреждения в гидротурбинах встречаются как чисто эрозионного происхождения, так и механического (вследствие пульсации каверны), когда происходит отрыв защитного покрытия.

На рис. VI.16 приведены характерные примеры кавитационной эрозии лопасти рабочего колеса радиально-осевой турбины и отрыв облицовки на камере рабочего колеса поворотнлопастной турбины.

Удаление разрушенного кавитацией металла производится путем шлифовки или при помощи воздушно-дуговой строжки. При небольших глубинах разрушений, характерных для деталей из нержавеющей стали, обычно применяется шлифовка. На деталях из углеродистой стали разрушенный металл, как правило, удаляется воздушно-дуговой строжкой. Строжка выполняется угольными электродами. После строжки поверхность целесообразно шлифовать до получения чистого металла. Воздушно-дуговая строжка вследствие высокой производительности, относительно небольшого разогрева основного металла получает все большее распространение при ремонтах гидротурбин.

Восстановление деталей, разрушенных кавитацией, рассмотрим отдельно для углеродистых и нержавеющей сталей.

На деталях из углеродистых сталей разрушения появляются в первый же период эксплуатации. Очень важно своевременно провести ремонтные работы. Выше было рассмотрено влияние эрозии на к. п. д. Кроме того, задержка в ремонте вызывает серьезные разрушения, которые исключают восстановление путем наплавки и требуют вырезки крупных поврежденных участков и установки вставок. Так, например, первый ремонт рабочего колеса (материал — сталь 30Л) на Мингечаурской ГЭС был проведен через 28 000 ч эксплуатации. За это время были полностью разрушены выходные кромки лопастей (рис. VI.17), на входных кромках разрушения достигли глубины 30 мм. Ремонт был длительным, с большим объемом работ, причем на многих лопастях были установлены вставки.

Обычно восстановление деталей до первоначального профиля производится наплавкой, при этом два-три последних слоя выполняются нержавеющей (электроды ЦЛ-11, ЦТ-15). Для боль-



Рис. VI.16. Разрушение лопасти рабочего колеса радиально-осевой турбины (а) и обрыв защитной облицовки камеры рабочего колеса поворотлопастной турбины (б)

ших площадей разрушений наплавка становится весьма длительным и трудоемким процессом. Кроме того, большой объем наплавки может привести к недопустимым деформациям детали. В связи с этим для ремонта камер поворотлопастных турбин

широко применялась облицовка полосами нержавеющей стали Х18Н9Т шириной 40—50 мм. Однако наблюдаемый на многих ГЭС отрыв облицовки заставляет опять вернуться к восстановлению деталей при помощи наплавки. Нужно, правда, отметить, что во многих случаях отрыв облицовки объясняется нарушением технологии приварки полос: вместо положенных трех швов, полосы сближаются и свариваются одним швом. Иногда допускаются непровары, вследствие чего под облицовку попадает вода. Вследствие знакопеременных нагрузок, возникающих в по-

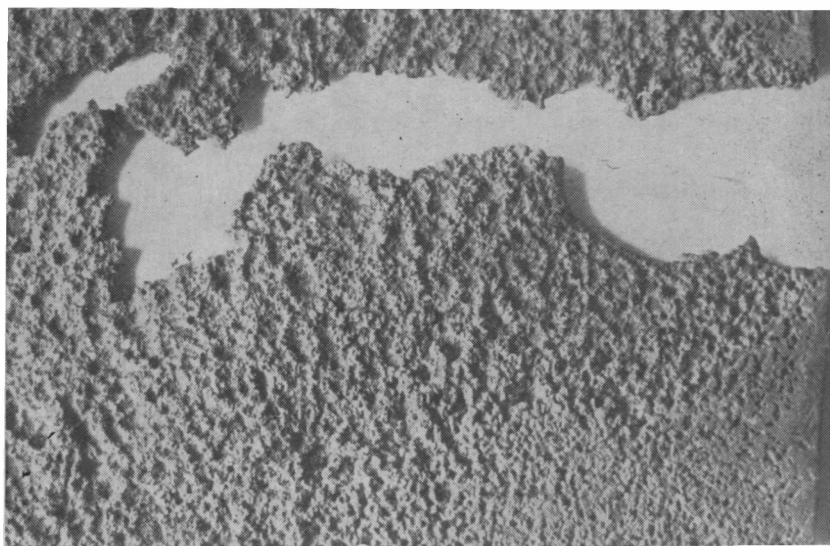


Рис. VI.17. Разрушение выходных кромок лопастей Мингечаурской ГЭС

токе при прохождении лопастей, под облицовкой возникает пульсирующее давление, способствующее разрушению основного материала камеры. Разрушение металла происходит также под швом соседней планки, и вода распространяется все дальше. Таким образом отслаиваются значительные по величине участки облицованной поверхности камеры (рис. VI.16, б). О влиянии качества приварки облицовки можно судить по тому факту, что на одной и той же гидроэлектростанции срывается на одних агрегатах до 50% облицовки, на других — до 1%. В то же время, например на Цимлянской ГЭС, облицовка сохранилась полностью.

К существенным недостаткам метода ремонта с помощью облицовки следует отнести снижение прочностных характеристик детали. Исследования, проведенные ЦНИИТмашем, показали, что усталостная прочность облицованных образцов снижается примерно в два раза [22]. Снижение усталостной прочности может

быть в известной степени допущено для камер рабочих колес, залитых в бетон, но совершенно недопустимо для лопастей, испытывающих повторно-переменные нагрузки и могущих свободно деформироваться.

В настоящее время облицовка при ремонтах практически не применяется, сорванные с детали куски облицовки восстанавливаются наплавкой. Для наплавки применяются электроды марок ЦЛ-11 и ЦТ-15.

На вновь выпускаемых турбинах применения облицовки для ремонта не требуется, поскольку все детали проточной части турбины, подверженные кавитационной эрозии, изготавливаются или целиком из нержавеющей стали или с защитным слоем из нержавеющей стали.

Восстановление детали из нержавеющей сталей производится наплавкой. Детали из сталей 20Х13НЛ и 0Х12НДЛ наплавляются, как правило, электродами ЭА-395/9 или ЦТ-10 без подогрева. Сталь 0Х18Н3Г3Д2Л наплавляется электродом ЦЛ-33 (1Х22Н9) или ЦЛ-9. Биметаллические детали восстанавливаются с учетом материала защитного слоя.

На некоторых ГЭС небольшие кавитационные разрушения глубиной 0,5—1,0 мм зашлифовываются и не завариваются. Такой метод не дает существенного уменьшения в скорости эрозии, искажает профиль лопасти и может вызвать дополнительные разрушения за образовавшейся неровностью. В дальнейшем местные зашлифовки создадут известные трудности при восстановительных работах (увеличивается объем наплавки, неточно устанавливается контрольный шаблон и т. д.), поэтому от этого метода следует отказаться.

Восстановительная наплавка как на углеродистых, так и на нержавеющей сталях производится на постоянном токе обратной полярности.

Для ручной сварки и воздушно-дуговой строжки на ГЭС применяется следующее оборудование: сварочные преобразователи ПСМ-1000, ПСО-500, ПС-300; балластные реостаты РБ-300, РБ-315, РБ-900. Использование многостовых источников питания типа ПСМ-1000 предпочтительнее, так как позволяет сократить количество единиц сварочного оборудования и тем самым уменьшить занимаемую площадь и упростить обслуживание.

На некоторых гидроэлектростанциях при ремонте применяется полуавтоматическая наплавка в среде углекислого газа. Такой вид наплавки позволяет повысить производительность труда и сократить трудоемкость последующей обработки наплавленной поверхности [43].

Восстановительная наплавка должна выполняться несколько полнее с учетом последующей шлифовки. Проверка качества выполненных работ производится путем наложения шаблонов. При этом неточности формы и размеров детали, допущенные при ремонте, не должны превышать допуски, заданные чертежом.

1. А б е л е в А. С. Перспективы НИР в области гидротурбинных блоков и развитие экспериментальной базы ВНИИГ. — «Труды координационных совещаний по гидротехнике», 1965, вып. 22, с. 7—16.
2. А г р а н а т В. А. О влиянии воздухо содержания на плоскую пленочную каверну. — «Труды ЦКТИ», 1965, вып. 61, с. 147—165.
3. А к у л и ч е в В. А., Р о з е н б е р г Л. Д. О некоторых соотношениях в кавитационной области. — «Акустический журнал», 1965, т. 11, вып. 3, с. 287—293.
4. Б а р к о в Н. К., К у з е в а н о в Н. М. Влияние выпуска воздуха на кавитационный износ радиально-осевых рабочих колес. — «Электрические станции», 1968, № 3, с. 80—81.
5. Б о г а ч е в И. Н. Кавитационное разрушение и кавитационностойкие сплавы. М., «Металлургия», 1972, 189 с.
6. Б о г а ч е в И. Н., М а л и н о в Л. С., М и н ц Р. И. Новые кавитационностойкие стали для гидротурбин и их термообработка. М., НИИИНформтяжмаш, 1967.
7. Б у с ы р е в А. И., И с а е в Ю. М., С т а р и ц к и й В. Г. Исследование нестационарных явлений и кавитации в гидротурбинах. — «Труды ЛПИ», 1967, № 286, с. 79—86.
8. Б у с ы р е в А. И., С т а р и ц к и й В. Г. Исследование кавитационной эрозии на моделях РО гидротурбин. — «Энергомашиностроение», 1970, № 3, с. 36—39.
9. В а р г а И. И., Ч е р н я в с к и й Б. А., Ш а л ь н е в К. К. О методе исследования масштабного эффекта кавитационной эрозии. — ЖПМТФ, 1963, № 3, с. 122—129.
10. В о е в о д и н С. И. Измерение концентрации свободного воздуха в воде кавитационной трубы. — «Труды ЦКТИ», 1971, вып. 106, с. 102—109.
11. В о л и н В. Э., Л у н а ц и Э. Д. Ускоренное определение качеств гидромашин с помощью легкоразрушаемых лаковых покрытий. — «Труды ВНИИгидромаш», 1968, вып. 37, с. 122—131.
12. В о р о б ь е в Н. Б., П у п к о Т. Е. Гидротурбинная лаборатория ХТГЗ. — «Энергомашиностроение», 1966, № 8, с. 10—11.
13. Г а в р и л о в Л. Р. Исследование объемной прочности жидкости ультразвуковым методом. — «Труды ЦКТИ», 1967, вып. 79, с. 144—152.
14. Г а в р и л о в Л. Р. Экспериментальные исследования спектрального распределения ядер кавитации в воде. — «Энергомашиностроение», 1966, № 2, с. 41—42.
15. Г е л ь м а н А. С., П ы л а е в Н. И., Ц е м а х о в и ч Б. Д. Повышение кавитационной стойкости изделий при помощи облицовки сваркой взрывом. — «Энергомашиностроение», 1967, № 12, с. 34—35.
16. Г е о р г и е в с к а я Е. П. Кавитационная эрозия гребных винтов и методы борьбы с ней. Л., «Судостроение», 1970.
17. Г л и к м а н Л. А. Коррозионно-механическая прочность металлов. М.—Л., Машгиз, 1955, 115 с.
18. Г о р ш к о в А. С., Р у с е ц к и й А. А. Кавитационные трубы. Л., Судпромгиз, 1962, 167 с.
19. Г р и в н и н Ю. А. О механизме кавитационной эрозии при пленочных формах кавитации в лопастных системах гидротурбин. — «Труды ЦКТИ», 1971, вып. 106, с. 109—124.
20. Г р и в н и н Ю. А., Э д е л ь Ю. У. О кавитационной эрозии в гидротурбинах. — «Энергомашиностроение», 1970, № 1, с. 5—8.
21. Е р а ш о в А. Ф., М а л ы ш е в с к а я Е. Г., П ы л а е в Н. И., Ф е д о р о в а Л. М. Исследование кавитационной стойкости наплавов, применяемых в гидротурбостроении. — В сб. трудов ЛМЗ «Материалы, применяемые в турбостроении». Л., 1971, № 13, с. 142—156.
22. З а й ц е в Г. З., П о н а м а р е в В. А. Прочность облицованных деталей гидротурбин при действии циклических нагрузок. — «Энергомашиностроение», 1967, № 6, с. 35—38.

23. Зельдович Я. Б. — ЖЭТФ, 1942, т. 12, с. 525—537.
24. Канавелис Р. Струйный удар и кавитационное разрушение. — «Trans. ASME, s. D», 1968, № 3, с. 39—48.
25. Квятковский В. С. Диагональные гидротурбины. М., «Машиностроение», 1971, 208 с.
26. Квятковский В. С. О кавитационных свойствах гидротурбин. — «Труды МЭИ», 1956, вып. 19, с. 329—353.
27. Кермабон Р., Тувенин Ж. Восстановление рабочих колес гидротурбин на гидростанциях Франции. М., Госэнергоиздат, 1957, 24 с.
28. Ковалев Н. Н. Гидротурбины. Л., «Машиностроение», 1971, 584 с.
29. Справочник конструктора гидротурбин. Под ред. Н. Н. Ковалева. Л., «Машиностроение», 1971, 304 с.
30. Козырев С. П. Гидроабразивный износ металлов при кавитации. М., «Машиностроение», 1971, 240 с.
31. Козырев С. П. О кумулятивном захлопывании кавитационных камер. — «Trans. ASME, s. D», 1968, № 1, с. 128—137.
32. Колтон А. Ю., Умиков И. Н., Этинберг И. Э. Основные принципы создания новой номенклатуры крупных ПЛ и РО гидротурбин. — «Труды ЛМЗ», 1964, № 10, с. 39—50.
33. Коновалов В. М., Шабалин К. Н. К теории защиты металлов от кавитационного износа резиновыми покрытиями. — «Защита металлов», 1965, № 5, с. 494—501.
34. Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей. М., ГИТЛ, 1951, 108 с.
35. Кряннин И. Р. Металлы для гидротурбин. М., «Машиностроение», 1969, 230 с.
36. Кряннин И. Р. Исследование металлов для гидротурбин. — «Труды ЦНИИТмаш», 1972, № 101, 62 с.
37. Кудров Н. Д., Декстер А. Х., Лиуконен Ю. Н. Оборудование первой очереди новой лаборатории гидротурбин. — «Труды ЛМЗ», 1964, № 10, с. 279—292.
38. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М., «Наука», 1970.
39. Ломакин А. А. Условия подобия при исследовании на моделях гидравлических машин. — «Труды ЛПИ», 1961, № 215, с. 7—28.
40. Лешачи Ф., Обачи П. Т. Результаты испытаний по исследованию пульсаций давления в проточной части турбин Братской ГЭС. — «Труды ЛМЗ», 1969, № 12, с. 286—292.
41. Модельные исследования гидротурбин. Л., Машиностроение, 1971, 286 с. Авт. Ф. В. Аносов, А. В. Белобородов, М. В. Гуцин, С. С. Кузминский, М. С. Кустанович, В. М. Малышев, Н. И. Пылаев.
42. Международный код модельных приемо-сдаточных испытаний гидравлических турбин. М., Комитет по участию СССР в международных энергетических объединениях, 1967, 53 с.
43. Миличенко С. Л. Ремонт кавитационных разрушений гидротурбин. М., «Энергия», 1971, 105 с.
44. Морозов А. А. ред. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. М., Госэнергоиздат, 1949, 360 с.
45. Ноде С., Эллис А. О механизме кавитационных разрушений неполусферическими пузырьками, смыкающимися при контакте с твердой пограничной поверхностью. — «Техническая механика», 1961, № 4.
46. Нумачи Ф., Обачи П., Чидиа И. Влияние шероховатости поверхности на кавитационные характеристики гидропрофилей. — ТОИР, 1965, № 2, серия D, с. 269—280.
47. Орлов В. И. Гидродинамические силы, действующие в направляющем аппарате ковшовой турбины. — «Труды ЛМЗ», 1961, вып. 8, с. 296—304.
48. Перник А. Д. Новая методика кавитационных испытаний моделей гидротурбин. — «Труды ЦКТИ», 1964, вып. 46, с. 25—40.
49. Перник А. Д. Проблемы кавитации. Л., «Судостроение», 1966, с. 439.
50. Плессет М. С. Импульсный метод получения кавитационной эрозии. — «Trans. ASME, s. D», 1963, № 3.

51. Простак Ф. А. Некоторые особенности методики и техники кавитационных испытаний модельных гидротурбин. — «Труды ЛМЗ», 1955, вып. 1, с. 81—91.
52. Пылаев Н. И. Влияние интенсивности кавитации на стойкость материалов. — «Энергомашиностроение», 1964, № 10, с. 26—29.
53. Пылаев Н. И. О кавитационной эрозии радиально-осевых гидротурбин. — «Труды ЛМЗ», 1964, № 10, с. 229—240.
54. Пылаев Н. И., Сотников А. А. Об электрохимических методах защиты гидротурбин от кавитационной эрозии. — «Энергомашиностроение», 1968, № 2, с. 26—29.
55. Пылаев Н. И., Сотников А. А. О масштабном эффекте кавитационной эрозии. — «Энергомашиностроение», 1972, № 12, с. 4—7.
56. Пылаев Н. И., Сотников А. А. Ударные импульсы при кавитации в потоке. — «Энергомашиностроение», 1971, № 5, с. 36—39.
57. Рукин С. П., Стопский С. В. Стробоскопические наблюдения при кавитационных испытаниях моделей турбин. — «Труды ЛМЗ», 1955, вып. 1, с. 92—103.
58. Сабанеев А. А., Чистяков А. М. Явление кавитации в гидротурбинах и условия их бескавитационной работы. — «Известия ВНИИГ», 1951, т. 44, с. 160—170.
59. Сагават Г. Уменьшение шума и вибраций в гидравлической турбине. — «Trans. ASME, s. D», 1969, № 4.
60. Старицкий В. Г. Высоконапорная кавитационная установка замкнутого типа. — «Труды ЛПИ», 1961, № 215, с. 47—57.
61. Тимербулатов М. Г. Усовершенствование методики и определения кавитационной стойкости металлов применительно к гидротурбинам. — «Заводская лаборатория», 1968, № 12, с. 1508—1511.
62. Тирувенгадам А. Обобщенная теория кавитационных разрушений. — «Trans. ASME, s. D», 1963, № 2.
63. Уэйд Р., Акоста А. Исследование кавитирующих решеток профилей. — ТОИР, 1967, № 4, с. 1—14.
64. Фасулати Р. К. Опыт изготовления сварных лопастей для крупной гидротурбины. — «Труды ЛМЗ», 1964, № 10, с. 376—388.
65. Флинн Г. Г. Физика акустической кавитации в жидкостях. — В кн.: Физическая акустика. Под ред. Мэзона, т. 1, часть Б. М., «Мир», 1967.
66. Холл И. В., Вислисенius Ж. Ф. Масштабные эффекты в кавитации. — «Техническая механика», 1961, № 3.
67. Холл, Тристер. Кавитационный гистерезис. — ТОИР, 1966, № 1, с. 159—171.
68. Полвека на службе электрификации. Под ред. П. С. Чернышева. — «Труды ЛМЗ», 1967, 411 с.
69. Шальнев К. К. Гидромеханические аспекты кавитационной эрозии. — «Известия АН СССР», 1958, № 1.
70. Шальнев К. К. Кавитация в гидродинамике. — «Известия АН СССР», 1956, № 8, с. 72—117.
71. Шальнев К. К. Масштабный эффект кавитационной эрозии. — ЖПМТФ, 1962, № 4, с. 121—128.
72. Шальнев К. К. Сопrotивление металлов кавитационной эрозии в пресной и в морской воде. ДАН СССР, 1954, № 2.
73. Шальнев К. К. Энергетический параметр и масштабный эффект кавитационной эрозии. — «Известия АН СССР», 1961, № 5, с. 3—11.
74. Шарпов Б. А. Кавитационные исследования диагональных гидротурбин. — «Труды ЦКТИ», 1971, № 106, с. 90—102.
75. Шлемензон К. Т. Экспериментальное исследование кавитационного обтекания изолированных профилей. — «Труды ЦКТИ», 1967, вып. 79, с. 133—143.
76. Шмугляков Л. С. Зависимость кавитационного коэффициента гидротурбин от содержания растворенного в воде воздуха. — «Энергомашиностроение», 1956, № 5, с. 11—14.
77. Штерн Е. П. Из опыта эксплуатации турбинного оборудования Волж-

- ской ГЭС им. В. И. Ленина. — «Энергомашиностроение», 1963, № 10, с. 24—27.
78. Щапов Н. М. Надежность водяных турбин на опустение. — «Гидротехническое строительство», 1933, № 7, с. 1—6.
79. Щапов Н. М. Турбинное оборудование гидростанций. М., Госэнергоиздат, 1961, 319 с.
80. Щеголев Г. С. Гидротурбины больших мощностей. — «Энергомашиностроение», 1970, № 4, с. 3—5.
81. Эдель Ю. У. Методы кавитационных исследований в гидротурбостроении. — «Труды ЦКТИ», 1971, № 106, с. 70—90.
82. Эдель Ю. У. Ковшовые гидротурбины. М.—Л., Машгиз, 1963, 211 с.
83. Эттингер И. Э. Теория и расчет проточной части поворотнлопастных гидротурбин. М.—Л., «Машиностроение», 1965, 350 с.
84. Соок S. Erosion by Water Hammer. — «Proc. Roy. Soc.», 1928, v. 119A.
85. Edel Jn. U., Grivnin Jn. A., Kovalev N. N., Shaprov B. A. Study of cavitation on Blades of a High—Head Adjustable—Blade Water Turbine. — «JANR XIY Congress», Vol. 5, 1971, Paris.
86. Hutton P. National Engineering Laboratory. — NEL Fluids Report No. 84, VIII, 1959.
87. Gerber H. Some reflections on modern scale formulae for cavitation phenomena. — «Cavitation in Hydrodynamics», London, 1956.
88. Jamazaki G. Cavitation Erosion on the Back of Pelton Turbine Bucket. — «IAHR Symposium on Cavitation and Hydraulic Machinery», 1962, paper No. 13—3.
89. Johnson V. E. Mechanics of Cavitation. — ASCE, 1963, v. 89, No. 3.
90. Kerr S. Z., Rosenberk K. An Index to Cavitation Erosion by means of Radio—Isotops. — «Trans. ASME», 1958, v. 80, No. 6.
91. Knapp R. T. Accelerated Field Tests of Cavitation Intensity. — «Trans. ASME», 1958, v. 80, No. 1.
92. Knapp R. T. Further Studies of the Mechanics and Damage Potential of Fixed Type Cavities. — «Cavitation in Hydrodynamics», London, 1956, No. 19, p. 1—19.
93. Knapp R. T. Recent Investigations of the Mechanics of Cavitation and Cavitation Damage. — «Trans. ASME», 1955, v. 77.
94. Knapp R. T., Hollander A. Laboratory Investigations of the Mechanism of Cavitation. — «Trans. ASME», 1948, v. 70.
95. Mousson I. U. Pitting Resistance of Metals under Cavitation Conditions. — «Trans ASME», 1937, v. 59.
96. Neschleba M. Das Problem der Kavitation. — «Maschinenbautechnik», 1955, 2, 81.
97. Numachi F. Cavitation Test of Hydrofoils in Cascade. — «Trans. ASME», 1953, v. 7.
98. Rasmussen R. Some Experiments of Cavitation Erosion, in Water Mixed with AIR. — «Cavitation in Hydrodynamics», London, 1956, No. 20, p. 1—20.
99. Rayleigh. On the pressure Developed in a Liquid during the Collapse of a Spherical Cavity. — «Phil. Mag». 1917, v. 34.
100. Parmakian, Jacobson Measurement of Hydraulic Turbine vibration. «Trans. ASME», 1952, v. 74, No. 5.
101. Petracchi G. Intorno all'interpretazione del processo di corrosione per cavitazione. — «La Metallurgia Italiana», 1949, No. 1, p. 1—6.
102. Syamala Rao, Lakshmana Rao, Seetharamiah. Cavitation Erosion Studies With Venturi and Rotating Disk in Water. — «Trans. ASME», 1970, No. 3.
103. Thoma. Experimental Research in the Field of Water Power. — «Trans. of the 1st World Power Conference», 1924, v. 11, p. 536—551.
104. Varga I. I., Sebestyen G., Shalnev K. K. Effect of the Flow Velocity and Characteristic Dimension of a Model on Cavitation Erosion over a Range of Reynold's Numbers from $90 \cdot 10^3$ to $900 \cdot 10^3$. — Proc. 3rd Conf. Fluid Mech. and Fluid Mach., Budapest, 1969.
105. Wheeler W. H. Mechanism of Cavitation Erosion. — «Cavitation in Hydrodynamics», London, 1956, No. 21, p. 1—21.

Предисловие	3
Глава I. Механизм кавитации	5
1. Условия возникновения кавитации	—
2. Кавитация и гидродинамические параметры течения	10
3. Развитая кавитация	13
4. Кавитационная эрозия	23
5. Кавитационный шум и вибрация	28
Глава II. Особенности кавитации гидротурбин	33
6. Общие положения	—
7. Кавитационный коэффициент и высота отсасывания	34
8. Кавитационные характеристики турбин	39
9. Выбор заглубления турбин	45
10. Кавитация в поворотнолопастных турбинах	52
11. Кавитация в радиально-осевых турбинах	61
12. Кавитация в ковшовых турбинах	67
13. Влияние условий эксплуатации на интенсивность кавитационной эрозии	72
Глава III. Моделирование кавитации	87
14. Общие положения. Основные критерии подобия	—
15. Подобие при кавитации	93
16. Масштабный эффект кавитации	105
Глава IV. Исследования гидродинамики кавитации	118
17. Расчетные исследования	—
18. Энергетические исследования	130
19. Гидродинамические исследования	142
Глава V. Исследования кавитационной эрозии	150
20. Исследование эрозии на моделях турбин	—
21. Исследование эрозии натуральных турбин	155
22. Испытания кавитационной стойкости материалов в условиях действующих ГЭС	170
23. Лабораторные стенды для исследования кавитационной эрозии	176
24. Исследование физической природы и основных закономерностей кавитационной эрозии	182
25. Методика испытаний кавитационной стойкости материалов в лабораторных условиях. Сопоставление результатов лабораторных испытаний с натурными	194
26. Прогнозирование и масштабные эффекты кавитационной эрозии	202
Глава VI. Защита от кавитации	214
27. Создание антикавитационных лопастных систем	—
28. Выбор режимов работы турбин с пониженной кавитацией	217
29. Впуск воздуха как средство уменьшения кавитационной эрозии	226
30. Кавитационностойкие материалы и защитные покрытия	231
31. Восстановление деталей турбин, разрушенных кавитацией. Организация ремонтных работ	244
Список литературы	252

2
96 коп.



„МАШИНОСТРОЕНИЕ“