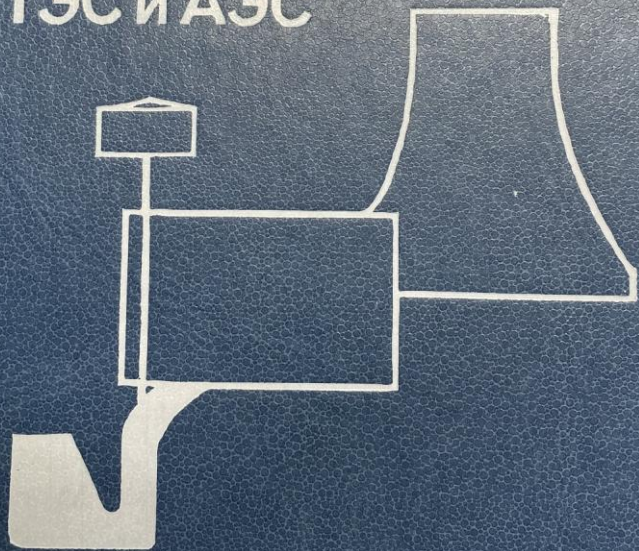


Р.А. НОВОДЕРЕЖКИН
**НАСОСНЫЕ
 СТАНЦИИ**
 СИСТЕМ
 ТЕХНИЧЕСКОГО
 ВОДОСНАБЖЕНИЯ
 ТЭС и АЭС



ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

7.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТМЕТКИ УСТАНОВКИ НАСОСА

Отметка расположения рабочего колеса насоса назначается из условия его бескавитационной работы на всех встречающихся режимах эксплуатации станции. Это условие выполняется, если давление во всех точках проточного тракта насоса выше давления насыщенных паров. В математической форме это условие записывается в следующем виде:

$$H_s \leq H_s^{\text{доп}}, \quad H_1 \geq H_1^{\text{доп}},$$

где H_s и H_1 — действительные геометрическая высота всасывания и подпор; индекс «доп» относится к их допустимым значениям (рис. 7.4).

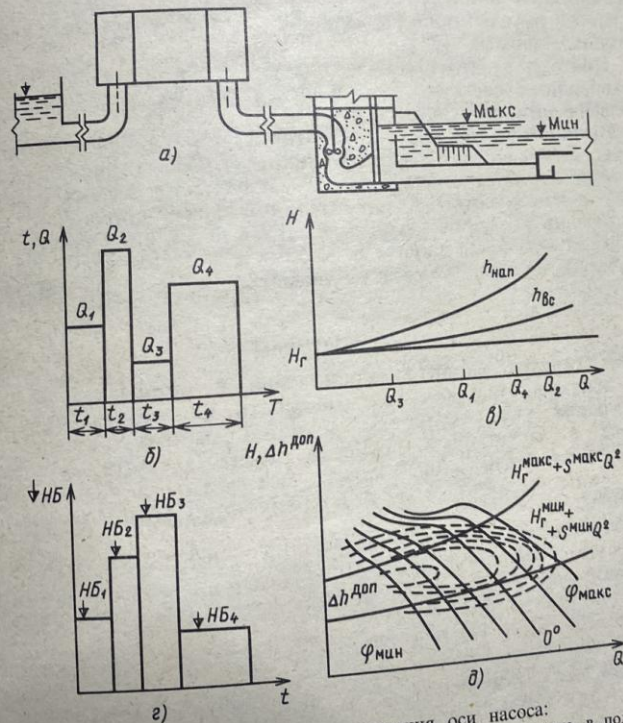


Рис. 7.4. К определению отметки расположения оси насоса:
 а — схема установки; б — изменение расходов; в — характеристики потерь в подводах и напорных патрубках; г — колебания уровня нижнего бьефа; д — график совместной работы насосов и системы

При известных значениях отметок нижнего бьефа станции $\nabla НБ$ и допустимого подпора H_1 отметка расположения рабочего колеса $\nabla РК$ определяется по выражению

$$\nabla РК = \nabla НБ - H_1^{доп}; \quad \nabla РК = \nabla НБ + H_s^{доп}.$$

Допустимые геометрическая высота всасывания или подпор рабочего колеса определяются по следующей формуле:

$$H_s^{доп} = -H_1^{доп} = (P_a - P_{пар}) / \rho g - \Delta h^{доп} - h_{вс}.$$

Следует отметить, что представленный в каталогах допустимый кавитационный запас $\Delta h^{доп} = f(H, Q)$ обеспечивает отсутствие снижения энергетических характеристик, но не гарантирует от развития локальных форм кавитации, имеющих место, как показали многочисленные исследования, в большинстве режимов в рабочей зоне характеристики при допустимых кавитационных запасах [27].

Поэтому в некоторых случаях требуется дополнительное по сравнению с расчетным заглубление оси рабочего колеса под уровень нижнего бьефа.

Выполнение условия бескавитационной работы поворотно-лопастных насосов с максимальными углами установки на всех режимах требует значительного заглубления здания станции. Это обстоятельство в значительной мере проявляется при увеличении размеров устанавливаемых на станции насосов, так как кавитационные запасы в подобных насосах, как и напоры, пропорциональны квадрату диаметра и частоты вращения насоса:

$$\Delta h_2 = \Delta h_1 (n_2 D_2 / n_1 D_1)^2.$$

Не следует вводить ограничения в режимах эксплуатации насосов, так как необходимость их работы при максимальном угле установки лопастей рабочего колеса возникает в засушливые периоды, когда высокая температура охлаждающей воды может совпадать с низким уровнем воды в реке или водохранилище комплексного назначения.

Эффективным мероприятием по снижению заглубления фундамента насосной станции является применение насосов с оптимальным или даже несколько сниженным коэффициентом быстроходности (см. § 2.1).

Насосы типов ОПВ и ДПВ первых блоков электростанции, пускаемых иногда до заполнения водохранилища-охладителя до отметки НПУ, рекомендуется устанавливать с достаточным для исключения кавитации заглублением оси рабочего колеса насоса под минимально возможный уровень воды в водохранилище-охладителе.

7.4. ПУТИ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ЭЛЕМЕНТЫ НАСОСОВ В СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ И УЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

Накопленный опыт эксплуатации и исследований насосных станций систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС показывает, что надежность работы зависит от динамических нагрузок на элементы насосов и системы в стационарных и переходных режимах. Динамические нагрузки на элементы насосов, вибрации и напряжения, возникающие вследствие пульсаций давления, развития кавитационных явлений, гидравлической неуравновешенности вращающихся масс, зависят от соответствия типа насоса диапазону рабочих напоров, режима работы насоса, качества его изготовления и сборки [30].

Для снижения динамических нагрузок на насосные агрегаты и элементы систем охлаждения на стадии проектирования, строительства и при эксплуатации станций следует учитывать высказанные ниже положения:

1) стараться снижать n_s циркуляционных насосов до значения, определяемого по (2.22) (см. рис. 2.10), а при напорах свыше 15 м устанавливать диагональные насосы;

2) расчетный напор следует определять с учетом увеличения сопротивления системы в процессе эксплуатации, главным образом сопротивления конденсатора;

3) учитывать согласно ТУ отклонение и снижение характеристик насосов к концу межремонтного периода, принимая за расчетные характеристики средние за этот период;

4) предусматривать установку манометров или мановакуумметров на выходе из насоса, дифманометров, подключаемых на входе и выходе конденсатора, для контроля напора и потерь в конденсаторе;

5) при монтаже и приемке насосов в эксплуатацию особое внимание следует обращать на соответствие зазора между камерой и лопастями рабочего колеса, профиля и главным образом углов установки лопастей расчетным;

6) при эксплуатации насосов следует следить за уровнем вибрации насоса; повышенная вибрация, как показали испытания, приводит к аварии циркуляционных насосов.

При проектировании и эксплуатации насосных станций систем охлаждения конденсаторов ТЭС и АЭС следует учитывать переходные процессы, происходящие в электрической и гидромеханической частях насосных станций. Учет электрических переходных процессов сводится к проверке превышения пускового момента асинхронного двигателя над моментом сопротивления насоса на всем протяжении пуска: $M_{дв} - M_{нас} \geq 0$. При невыполнении этого условия возможно зависание агрегата на промежуточной частоте вращения. Подобная опасность возникает при пуске осевых насосов в центральных системах и

системах, заполненных водой, а также при переключении двухскоростного электродвигателя с низшей частоты вращения на высшую, у центробежных насосов — при пуске на открытую задвижку. Проверка достаточности пускового момента в перечисленных случаях требует проведения расчета пуска.

Мерами по снижению момента сопротивления осевого насоса являются снижение пускового напора путем частичного опорожнения блочной системы (например, стояка градирни) или переключение насоса при пуске на холостой водовыпуск. При переключении двухскоростного двигателя с низшей частоты вращения на высшую важно, чтобы вращающий момент двигателя на высшей скорости был больше момента сопротивления насоса:

$$M_{дв2} \geq 1,1 M_{сопр}$$

У двухскоростных двигателей, применяемых для облегчения пуска, низшую частоту вращения следует назначать таким образом, чтобы при заполнении горизонтальных участков насос работал на этой частоте вблизи оптимума характеристики.

Для облегчения гидромеханических процессов, происходящих непосредственно в насосах, следует по возможности исключить или сократить до минимума режим его работы с пониженными напорами при заполнении горизонтальных участков напорных водоводов, режимы работы с повышенными напорами при заполнении конденсаторов блочных систем или при преодолении инерции жидкости в системах, оборудованных обратными затворами, $H^{мин} \leq H_{пуск} \leq H^{макс}$.

Для повышения напора на начальных этапах пуска блочных систем охлаждения конденсаторов из способов, рассмотренных в § 5.5 и 5.6, следует применять следующие:

1. Предварительное заполнение горизонтального водовода с помощью эжектора. Этот способ применим в станциях, подающих воду на конденсаторы при небольшом превышении напорного трубопровода над уровнем нижнего бьефа: $H_{тр} < 4$ м. Для обеспечения возможности заполнения водой конденсатора следует применять центральный или даже верхний подвод или отвод воды к конденсатору.

2. Применение диагональных насосов со спиральным отводом полностью решает все проблемы начальных этапов пуска в станциях с постоянным уровнем нижнего бьефа.

3. Пуск на частично заполненный трубопровод, описанный в § 6.4. Этот способ применим при любом превышении напорного трубопровода над уровнем нижнего бьефа и позволяет регулировать пусковой напор за счет изменения соотношения заполненной и свободной от воды части трубопровода. Он наиболее перспективен для насосных станций II подъема, работающих на градирни, так как в этих системах предварительное заполнение

водой с помощью вакуума невозможно, а диагональные насосы со спиральным отводом в СССР пока не выпускаются. Для повышения эффективности пуска насоса на частично заполненный трубопровод участки напорного трубопровода следует прокладывать на одном уровне, соединяя начало и конец местных понижений трассы трубой для отвода воздуха.

4. Применение двухскоростных двигателей приемлемо для большинства насосных станций рассмотренных систем, однако следует иметь в виду, что у выпускаемых серийных двухскоростных двигателей первая скорость, как правило, несколько велика для заполнения горизонтальных участков напорного водовода в оптимальном режиме работы насоса, и для получения наилучшего эффекта требуется создание специального двигателя с большим соотношением частот вращения.

Повышение напора в блочных системах при заполнении конденсатора, связанное с отсутствием вакуума и превышением давления воздуха в системе над атмосферным, повышенным сопротивлением конденсатора при частичном его заполнении, увеличивает момент сопротивления насоса, приводит к опасности работы насоса в неустойчивой зоне характеристики и увеличивает нагрузку на стенки конденсаторов турбин. Для предотвращения затруднений в работе насоса и системы при заполнении конденсатора рекомендуются следующие мероприятия:

1. Установка на потолке сливной камеры конденсатора автоматического клапана выпуска воздуха. Клапан, являющийся наиболее эффективным средством удаления воздуха, обеспечивает наивысшие экономические и эксплуатационные преимущества.

2. Предварительное удаление воздуха из системы с помощью эжектора может исключить необходимость в клапане выпуска воздуха при превышении крышки конденсатора над уровнем нижнего бьефа до 6 м. При больших превышениях в конденсаторе остается воздух. Его удаление затягивается, в конденсаторе создается положительное давление. Клапан в этом случае играет положительную роль.

3. Применение пусковой перемычки или вестовых труб большого диаметра для сброса избытка воды во время заполнения конденсатора требуется только в случае превышения геометрического напора без учета положительного давления воздуха при пуске насоса над максимальным напором рабочей зоны характеристики.

Все эти предложения проверены на практике, дают хороший эффект снижения напора и могут применяться по отдельности или в комбинациях.

Для облегчения переходных процессов в трубопроводах, конденсаторе и сифонном колодце следует обеспечить плавный

выпуск воздуха из конденсатора, не допуская выброса его через сливной трубопровод в сифонный колодец, сопровождающегося значительными пульсациями давления и колебаниями трубопровода.

Затруднения, связанные с потерей прочности и жесткости конденсатора, усугубляются предварительным созданием вакуума и решаются установкой клапана выпуска воздуха. Положительный эффект дает горизонтальное расположение ходов конденсатора. В таких конденсаторах давление на стенки в приемной части и вакуум в сливной части конденсатора ниже, чем в конденсаторах с вертикальным расположением ходов.

При оборудовании насосных агрегатов двухскоростными двигателями переключение с низшей на высшую скорость следует проводить при напоре, меньшем напора неустойчивой зоны характеристики на первой скорости вращения и большем минимального напора рабочей зоны характеристики на второй скорости вращения:

$$H_1^{\max} > H_{\text{перекл}} > H_2^{\min}$$

При проектировании центральных насосных станций систем охлаждения конденсаторов ТЭС и АЭС и блочных с обратными затворами следует обращать особое внимание на снижение ударного давления во время пуска и стремиться, чтобы во время набора номинальной частоты вращения режимная точка попадала на рабочую ветвь характеристики $Q-H$ насоса.

Затруднения, вызываемые гидравлическим ударом при пуске и нормальном останове осевых и диагональных насосов на станциях с обратными затворами, могут быть полностью сняты применением холостых выпусков из напорного водовода, однако это усложняет коммуникации и автоматику и связано с дополнительными затратами энергии во время работы насосов на водовыпуск. В блочных системах регулируемые на ходу насосы, как правило, следует пускать на минимальном угле установки лопастей рабочего колеса.

При останове осевых и диагональных насосов в системах со значительным геометрическим напором следует проводить проверку на частоту обратного вращения насоса, ограничивая ее значением $n < 0,8 \div 1,0 n_{\text{ном}}$. В системах с градириями для этой цели следует осуществлять следующие мероприятия: 1) не увеличивать сечение стояка градирии сверх минимально необходимого; в настоящее время в качестве стояка иногда применяют железобетонные элементы значительного сечения, что увеличивает объем стояка и частоту обратного вращения насоса; 2) в наиболее тяжелых случаях предусматривать холостой водовыпуск из напорного водовода; наличие такого водовыпуска у градирии, открываемого перед остановом, даже при небольшом

его диаметре, полностью исключает вращение агрегата в обратном направлении.

На блочных насосных станциях со значительным превышением конденсатора над уровнем нижнего бьефа следует предусмотреть мероприятия по облегчению переходного процесса останова: 1) уменьшить слив воды из системы через насос и раскручивание агрегата в обратном направлении, сопровождающееся повышенными динамическими нагрузками; 2) предотвратить засасывание воды и воздуха из сифонного колодца через сливной трубопровод, сопровождающееся значительными пульсациями давления, опасными для прочности водоводов и конденсатора; 3) исключить повышение вакуума в конденсаторе, вызывающее значительные сжимающие нагрузки на его стенки.

Вследствие большого объема воды в системе максимальная частота вращения в обратном направлении при сливе воды из системы без обратного затвора, как правило, достигает разгонной частоты для напора, определяемого из следующего выражения:

$$H = H_r - \sum h_w = H_r - \sum h_{\text{тр}} - h_{\text{колд}}$$

и может быть определена без расчета переходного процесса по четырехквadrантной характеристике насоса с учетом трения в подшипниках (рис. 7.5).

Предотвратить засасывание воды и воздуха из сифонного колодца и снизить значение вакуума в конденсаторе можно, разорвав поток в конденсаторе с помощью клапана срыва вакуума, установленного на крышке конденсатора. Расход воздуха через клапан при расчетном вакууме, предотвращающем работу конденсатора в режиме сифона и увеличение нагрузок на его стенки, должен компенсировать слив воды из системы в сифонный колодец и нижний бьеф станции: $p_{\text{вак}} \leq \rho g (V_{\text{н.к}} - V_{\text{сиф.к}})$; $p_{\text{вак}} \leq 4 \div 5 \text{ м}$.

При отсутствии таких клапанов и при сливе воды через насос в нижний бьеф следует по возможности снизить объем сифонного колодца и заглубление сливного трубопровода под уровень воды в сифонном колодце. Вращение насосного агрегата в обратном направлении вполне допустимо, если частота обратного вращения не превышает $0,8 n_{\text{ном}}$. Для ограничения частоты обратного вращения насосных агрегатов при большом превышении конденсатора над нижним бьефом следует рассматривать возможность центрального или верхнего подключения напорного водовода к конденсатору. В этом случае при разрыве сплошности потока в конденсаторе он опорожняется в сливной колодец, не вызывая увеличения частоты вращения насоса.

В напорно-самотечных системах при большой частоте вращения осевых и диагональных насосов в разгонном режиме

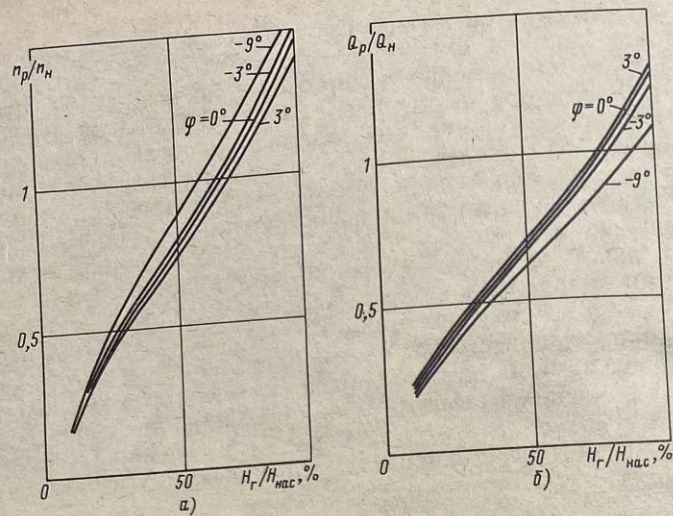


Рис. 7.5. Изменение частоты вращения насоса ОП-10 (а) и расхода воды в обратном направлении (б) в системах с различным соотношением геометрического и полного напора

следует применять торможение агрегата до частоты, соответствующей оптимальной зоне турбинных режимов. Положительный эффект снижения динамических нагрузок и полного исключения этапа останова с разгонным режимом получен при испытаниях осевых насосов станций каналов, где эти явления проявляются более ярко [30].

Исключить слив воды из горизонтального участка трубопровода, расположенного высоко над уровнем нижнего бьефа, позволяет изгиб его начального участка (см. рис. 5.16), причем гребень изгиба может быть ниже шельги горизонтального участка. Из верхней точки перегиба должен быть обеспечен отвод воздуха во время пуска и подвод воздуха во время останова. Пропускная способность воздухопроводящих устройств должна обеспечивать демпфирование гидроудара при пуске и обеспечивать срыв сифона в перегибе при останове.

Для исключения снижения давления до давления насыщенных паров в конденсаторе и в местных подъемах трубопроводов при останове насоса и гидроудара при его самозапуске следует:

- 1) проводить самозапуск на низшую частоту вращения;
- 2) клапан срыва вакуума конструкции МИСИ принудительно открывать на 18—30 с при снятии напряжения. Для заземления в конденсаторе воздуха трубу клапана вводить в конденсатор на глубину 0,2—0,5 м;
- 3) в блочных схемах на сливном трубопроводе непосредственно за конденсатором (в зоне низкого положения пьезо-

уравнение
При наличии обратного затвора на напорной линии останова осевых и диагональных насосов следует проводить на холостой водовыпуск, а центробежных — на закрытую задвижку. При отсутствии на напорной линии центробежного насоса задвижки для смягчения гидроудара вокруг обратного затвора следует устанавливать байпасную линию с электрифицированной задвижкой — открытой при работающем насосе и закрытой при остановленном. Положительный эффект смягчения гидроудара может дать перевод насосного агрегата, оборудованного двухскоростным электродвигателем, перед остановом на низшую частоту вращения.

Внедрение перечисленных рекомендаций позволяет снизить приведенные затраты по станциям и системам в целом за счет снижения капиталовложений в системы, повышения эксплуатационного КПД насосов, повышения надежности работы систем за счет исключения выявленных наиболее опасных по напряженному состоянию оборудования режимов, вызывавших крупные аварии.