

Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!

Если вы скопируете данный файл,
Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием.
Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству .
Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем.
Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.



БИБЛИОТЕКА ГИДРОТЕХНИКА И ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

Выпуск 84

И. М. ГАМУС
Б. Г. КАРТЕЛЕВ
Л. И. ЯСВОНСКИЙ

ТЕХНИЧЕСКОЕ
ВОДОСНАБЖЕНИЕ ГЭС
РЕГУЛИРУЕМЫМИ
ЭЖЕКТОРАМИ



Ленинград
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
Ленинградское отделение
1986

ББК 31.56
Г 18
УДК 621.311:628.1

Редакционная коллегия:

*Васильев Ю. С., Вахрамеев А. К., Кривченко Г. И., Куперман В. Л., Мартенсон В. Я.,
Михайлов Л. П., Резниковский А. Ш., Серков В. С., Слиский С. М., Соколов И. Б.,
Толкочев Л. А.*

Рецензент *В. И. Виссарионов*

Гамус И. М. и др.

Г 18 Техническое водоснабжение ГЭС регулируемыми эжекторами/
И. М. Гамус, Б. Г. Картелев, Л. И. Ясвонский. — Л.: Энергоатомиздат.
Ленингр. отд-ние. 1986 — 84 с.: ил. — (Б-ка гидротехника и гидро-
энергетика; Вып. 84).

В книге дается описание систем технического водоснабжения крупных гидроэлектростанций, использующих такие типы источников питания, как нерегулируемые и регулируемые эжекторы. Приводится методика расчета нерегулируемых и регулируемых эжекторов, основы их конструирования, а также результаты модельных и натурных исследований регулируемых эжекторов, примененных на Саяно-Шушенской ГЭС. Уделено внимание вопросам оптимизации и стандартизации эжекторов, а также особенностям монтажа и наладки эжекторов.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, строительством и эксплуатацией гидроэлектростанций, и специалистов смежных областей техники.

Г 2305020000—119
051(01)—86 255—86

ББК 31.56

© Энергоатомиздат, 1986

ПРЕДИСЛОВИЕ

Одной из научно-технических проблем, охватываемых известным Договором 28 ленинградских организаций по созданию одной из крупнейших в мире Саяно-Шушенской ГЭС, была разработка и внедрение системы технического водоснабжения уникальных гидроагрегатов единичной мощностью до 720 тыс. кВт.

Технико-экономическое сравнение различных возможных вариантов водоснабжения (самотечный, насосный и эжекторный) выявило эффективность технического водоснабжения использующего регулируемые эжекторы. Преимущества этого способа состоят в том, что снижается расход электроэнергии на собственные нужды ГЭС, сокращается стоимость оборудования, упрощается эксплуатация и ремонт, а также уменьшаются эксплуатационные расходы. Как подтвердил многолетний опыт эксплуатации Саяно-Шушенской ГЭС, эта система оказалась надежной, почти не требующей наблюдения обслуживающим персоналом.

Благодаря содружеству многих организаций в рамках Договора 28 ленинградских организаций генеральному проектировщику Саяно-Шушенской ГЭС — Ленгидропроекту — удалось в короткий срок разработать проект простой и надежной системы технического водоснабжения ГЭС, на Ленинградском металлическом заводе имени XXII съезда КПСС создали оригинальную методику расчета регулируемых эжекторов и разработали их конструкцию, во ВНИИГ имени Б. Е. Веденеева с участием Ленгидропроекта был создан стенд и проведены серийные испытания крупной модели эжектора со сменными элементами проточной части. Некоторые элементы эжектора были испытаны в натурных условиях. По результатам испытаний была уточнена форма проточной части, размеры и конструкция эжекторов во всех их режимах работы.

Строительство крупнейших в нашей стране Братской, Усть-Илимской и Саяно-Шушенской ГЭС позволило внедрить прогрессивные технические решения систем технического водоснабжения мощных гидроагрегатов. В результате многочисленных проектных и исследовательских работ была усовершенствована конструкция нерегулируемого эжектора и разработана новая конструкция регулируемого эжектора, который является наиболее экономичным источником питания технического водоснабжения будущих крупных гидроэлектростанций. Проблемы проектирования и эксплуатации технического водоснабжения гидроэлектростанций, внедрения регулируемого эжектора в качестве рабочего органа ТВС в настоящее время чрезвычайно актуальны.

В то же время опыт проектирования и эксплуатации нерегулируемых эжекторов для системы технического водоснабжения в СССР незначителен, а регулируемых эжекторов — почти отсутствует и не отражен в технической литературе. Наиболее новой и известной в этой области техники является книга М. Ф. Губина, Ю. Н. Горностаева и К. А. Любичского "Применение эжекторов на гидроэлектростанциях". Однако и здесь речь идет только о нерегулируемых эжекторах. Следует отметить также, что область применения регулируемых эжекторов не ограничивается гидроэлектростанциями, они могут применяться на турбоустановках, в системе промышленной теплотехники и теплофикационных установках, для гидротранспорта при разработках породы и т. д. Поэтому интерес к эжекторам в последнее время возрос.

У авторов в процессе работы накопился обширный материал по регулируемым эжекторам, который является основой этой книги. В ней изложен материал о расчете, конструировании, монтаже и эксплуатации регулируемых эжекторов, их оптимизации и систематизации, модельных и натурных исследованиях.

Глава первая написана И. М. Гамусом, вторая глава и § 13 — Л. И. Ясвонским, § 14 — Б. Г. Каргелевым.

Авторы приносят благодарность инженерам Н. А. Александровой, Н. В. Иошенко, Е. М. Кагану, Л. А. Корныльеву, А. А. Славинскому, оказавшим помощь в подготовке материалов для книги.

Отзывы и пожелания по книге просьба направлять по адресу: 191065, Ленинград, Марсово поле, д. 1, Ленинградское отделение Энергоатомиздата.

Авторы

ГЛАВА ПЕРВАЯ

СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ГЭС

1. НАЗНАЧЕНИЕ СИСТЕМЫ ТВС

Системы технического водоснабжения (ТВС) гидроэлектростанции предназначаются для обслуживания как основного гидросилового оборудования, так и обеспечивающего его работу вспомогательного и общестанционного оборудования.

Потребителями технической воды являются: у гидротурбин — системы смазки подшипников с вкладышами (обрезиненными или из синтетических материалов), маслоохладители подшипников с масляной смазкой, а также системы регулирования, уплотнения валов и лабиринтных уплотнений рабочих колес; у гидрогенераторов — маслоохладители в ваннах подпятника и подшипников, воздухоохладители в системе вентиляции, водоводяные теплообменники системы внутриводяного жидкостного охлаждения статора и ротора, а также устройство охлаждения тиристорных выпрямителей системы возбуждения.

У главных трансформаторов техническое водоснабжение обеспечивает работу маслоохладителей циркуляционной системы охлаждения.

Общестанционное оборудование потребляет техническую воду для охлаждения компрессоров, кондиционеров, смазки подшипников артезианских насосов и других целей.

Для смазки и охлаждения подшипника гидротурбины с обрезиненными вкладышами или с вкладышами, покрытыми металлопластмассой, необходима непрерывная подача технической воды, так как даже ее кратковременное прекращение может вызвать перегрев и повреждение покрытия вкладышей. К таким подшипникам вода подается из двух независимых источников. Расход воды зависит от диаметра турбинного вала и не зависит от температуры воды.

Давление воды, поступающей к подшипнику, должно несколько превышать противодавление со стороны нижнего бьефа, куда вода отводится. Расчетный расход воды, охлаждающей подшипник гидротурбины с обрезиненными вкладышами, определяется на заводе-изготовителе гидротурбинного оборудования в результате теплового расчета, проводимого при конструировании подшипника. Ориентировочно на предварительных стадиях проектирования ГЭС расчетный расход можно принимать равным $(7 \dots 12) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Воздухоохладители гидрогенератора располагаются на внешней стороне корпуса статора, напротив окон, из которых поступает нагретый воздух. Действие воздухоохладителя основано на принципе теплопередачи

между охлаждающей водой, протекающей по трубкам, и горячим воздухом, их обтекающим. Расход воды здесь зависит от мощности гидрогенератора и температуры охлаждающей воды, т.е. может изменяться сезонно при изменении температуры воды в источнике водоснабжения и в течение суток при изменении нагрузки на генератор.

Перегрев и переохлаждение воздухоохладителей нежелательны, так как могут вызвать в первом случае повреждение изоляции, а во втором — отпотевание поверхностей воздухоохладителей с уносом влаги в генератор. Учитывая изложенное, целесообразно с целью обеспечения более продолжительного срока службы изоляционных материалов предусматривать автоматическое регулирование расхода воды, подаваемой к воздухоохладителям, для поддержания стабильной температуры охлаждаемого воздуха. Рабочее давление охлаждающей воды, подаваемой к воздухоохладителям, исходя из условий их прочности не должно превышать 0,3–0,5 МПа.

Необходимый расход воды, подаваемой к воздухоохладителям гидрогенератора, определяется на основании теплового расчета. Ориентировочно расход можно определить по формуле

$$Q_{\text{во}} = \frac{0,86 P_{\text{н}} (1 - \eta_{\text{г}})}{\Delta t}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{во}}$ — расход воды, подаваемой к воздухоохладителям, м³/ч; $P_{\text{н}}$ — номинальная мощность гидрогенератора, кВт; $\eta_{\text{г}}$ — КПД гидрогенератора при номинальной нагрузке; Δt — изменение температур охлаждающей воды на входе и выходе воздухоохладителей, рекомендуется принимать $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ при температуре на входе до 20°C и $\Delta t = 2^\circ\text{C}$ при температуре на входе свыше 25°C .

Маслоохладители подпятника и подшипника гидрогенератора располагаются в соответствующих масляных ваннах, в зонах наиболее интенсивной циркуляции масла. Число маслоохладителей и расход охлаждающей воды зависят от отводимых потерь на трение в подпятнике и подшипнике, а также от температуры охлаждающей воды. При изменениях нагрузки гидрогенератора расход воды на охлаждение подпятника и подшипника почти не меняется, поэтому регулировать расход целесообразно только сезонно, при заметных изменениях температуры воды в источнике водоснабжения.

Необходимый расход воды, подаваемой к маслоохладителям подпятника гидрогенератора, определяется на заводе-изготовителе на основании теплового расчета. Ориентировочно на предварительных стадиях проектирования расход можно определять по формуле

$$Q_{\text{мо}} = \frac{10^{-7} \cdot 8,64 G^{3/2} n^{3/2}}{\Delta t}, \quad (2)$$

где A — коэффициент, принимаемый для зонтичного генератора равным 5,0, а для подвешенного — 3,5; G — расчетная нагрузка на подпятник, т; n — частота вращения вала номинальная, мин⁻¹; Δt — изменение температуры охлаждающей воды на входе и выходе маслоохладителей, $\Delta t =$

$= 5^\circ\text{C}$ при температуре входящей воды до 20°C и $\Delta t = 2^\circ\text{C}$ при температуре свыше 25°C .

Рабочее давление воды, подаваемой к маслоохладителям, по условиям их прочности не должно превышать 0,3–0,4 МПа.

Расход воды, подаваемой к маслоохладителям подшипника гидрогенератора, можно ориентировочно считать равным 30–35% расхода воды, подаваемой к маслоохладителям подпятника.

Внутрипроводниковая жидкостная система охлаждения статора, а также в некоторых случаях и ротора гидрогенератора применяется преимущественно для наиболее мощных вертикальных гидрогенераторов (мощностью 300 МВт и более). Применяется такая система охлаждения и для горизонтальных капсульных гидрогенераторов средней мощности (15–30 МВт). Эта система в любом случае является циркуляционной, с выносными теплообменниками, где циркулирующая нагретая дистиллированная вода охлаждается холодной технической водой.

Число теплообменников и расчетный расход охлаждающей технической воды зависят от отводимых потерь и максимальной температуры воды в системе технического водоснабжения. В системе циркуляции теплоносителя (дистиллированной воды) устанавливается автоматический трехходовой регулятор, поддерживающий постоянную температуру этой воды, нагревающейся при протекании по обмоткам гидрогенератора. Указанный регулятор направляет необходимое количество циркулирующей воды через теплообменники, обеспечивая охлаждение теплоносителя. Расход технической воды, поступающей в теплообменники, остается при этом неизменным и регулируется только при сезонных изменениях температуры воды в источниках технического водоснабжения. Более экономичным является поддержание постоянной температуры циркулирующей дистиллированной воды путем регулирования расхода поступающей к теплообменникам технической воды, для чего применяются чувствительные регуляторы.

Маслоохладители трансформаторов предназначаются для охлаждения циркулирующего теплоносителя (трансформаторного масла) с помощью холодной технической воды. В этих маслоохладителях масло протекает по пучку труб, а охлаждающая вода — по корпусу, в котором он находится.

Число устанавливаемых маслоохладителей и расход технической воды зависят от отводимых потерь энергии при трансформировании напряжения и максимальной температуры воды в источнике водоснабжения. Изменение расхода воды при сезонных изменениях температуры окружающего воздуха в месте установки трансформатора, а также изменение температуры воды в источнике технического водоснабжения обычно осуществляется путем автоматического включения в работу необходимого числа маслоохладителей.

Предельное рабочее давление воды, подаваемой к маслоохладителям, с учетом их прочности не должно превышать 0,2 МПа, однако давление воды в маслоохладителе всегда должно быть меньше давления масла, даже при отключенных циркуляционных масляных насосах. Это необходимо во избежание попадания воды в масло при каких-либо повреждениях в маслоохладителях.

Необходимый расход воды температурой 25 °С подаваемой к маслоохладителям трансформаторов, ориентировочно определяется по формуле

$$Q_{\text{тр}} = 0,8 P_{\text{тр}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{тр}}$ — расход воды, м³/ч; P — мощность трансформатора, МВ·А.

При температуре охлаждающей воды, отличающейся от 25 °С, для значения $Q_{\text{тр}}$ следует вводить поправочные коэффициенты:

Температура воды, °С	30	25	20	15	10	5
Поправочный коэффициент	1,25	1,0	0,87	0,75	0,68	0,63

2. СПОСОБЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

К охлаждающей воде, применяемой в системах технического водоснабжения гидроэлектростанций, предъявляются указанные ниже требования.

Вода должна быть неагрессивной по отношению к материалам, из которых изготовлены охладители, трубопроводы, фильтры и прочие элементы системы. В ней не должно быть большого количества взвешенных частиц, особенно с абразивными свойствами. Температура воды не должна превышать 30 °С.

В системах технического водоснабжения ГЭС и ГАЭС, как правило, используется речная вода из верхнего или нижнего бьефов ГЭС. Однако в тех случаях, когда в речной воде имеется много наносов, требуется создавать специальные отстойники либо осуществлять забор воды из обратных фильтров гидротехнических сооружений, артезианских скважин или специальных водоочистных устройств. При наличии в воде организмов типа дрейсены принимаются меры для борьбы с обрастанием внутренней поверхности трубопроводов и других элементов системы технического водоснабжения.

Техническое водоснабжение гидроэлектростанции может осуществляться следующими основными способами: самотечным, с забором воды из верхнего бьефа, применяется при напоре на ГЭС 10–60 м; насосным, с забором воды из нижнего бьефа, применяется при напоре ниже 10–15 м и выше 200 м; эжекторным, с забором рабочей воды из верхнего бьефа и подсасываемой — из нижнего бьефа, применяется при напоре 50–250 м.

При напоре ГЭС 60–100 м иногда применяются самотечные системы со снижением давления до уровня, допускаемого охладителями. Давление снижается с помощью регуляторов давления, регулирующих вентилей или дроссельных шайб.

В некоторых случаях целесообразно применять самотечный способ водоснабжения с водозаборами из разгрузочных полостей, находящихся под крышками радиально-осевых гидротурбин.

При минимальных напорах ГЭС около 10 м для охладителей, которые располагаются на уровне или выше минимального уровня воды в верхнем бьефе, применяется самотечно-сифонный способ технического водоснаб-

жения. При этом способе для зарядки сифона устанавливаются насосы или эжекторы. Используемый в системе вакуум не должен превышать 0,06–0,07 МПа.

Находит также применение смешанный самотечно-насосный способ при напоре ГЭС 10–15 м и свыше 50 м.

Схемы технического водоснабжения классифицируются как: поагрегатные, обслуживающие каждая только один агрегат; групповые, обслуживающие электрический блок или другую группу агрегатов; централизованные (общестанционные), обслуживающие все агрегаты ГЭС.

При числе агрегатов на ГЭС менее четырех—шести и суммарном расходе воды на их охлаждение до 3,0 тыс. м³/ч, особенно при насосном способе технического водоснабжения, целесообразно использовать общестанционную схему. При этом диаметр трубопроводов, по которым подается вода, из конструктивных соображений не должен превышать 500–600 мм.

Для агрегатов большой мощности, требующих расхода воды на охлаждение, равного 1–1,5 тыс. м³/ч, особенно при самотечном и эжекторном способах технического водоснабжения, предпочтительно использовать поагрегатные схемы с взаимным резервированием от других агрегатов электрического блока.

При выборе способа и схемы технического водоснабжения принимаются во внимание, в первую очередь, обеспечение полной надежности эксплуатации основного гидросилового оборудования ГЭС, удобств обслуживания и ремонтов при минимальных эксплуатационных затратах. При технико-экономическом сравнении возможных для конкретных условий вариантов учитываются: стоимость оборудования системы технического водоснабжения и его монтажа; эксплуатационные расходы, включающие в себя стоимость электроэнергии, необходимой для работы насосов, или потерянной электроэнергии в случае использования воды из верхнего бьефа при самотечном и эжекторном способе; наличие свободных площадей для размещения оборудования и стоимость создания дополнительных площадей.

3. СХЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Схемы технического водоснабжения должны обеспечивать бесперебойное охлаждение всех потребителей гидроагрегата (см. § 1). Предусматривается резервирование водозаборных сооружений с тем, чтобы при засорении или непредвиденном отключении одного из них, а также любого насоса или фильтра оставшиеся в работе без перерыва подавали достаточное количество охлаждающей воды.

Построение схемы должно предусматривать возможность регулирования расхода воды, подаваемой к каждому объекту охлаждения, в процессе наладки и эксплуатации, а также равномерность ее поступления ко всем охладителям, подключенным к одному коллектору.

Схема централизованной насосной установки технического водоснабжения (рис. 1) включает в себя три насоса 1. В зависимости от числа

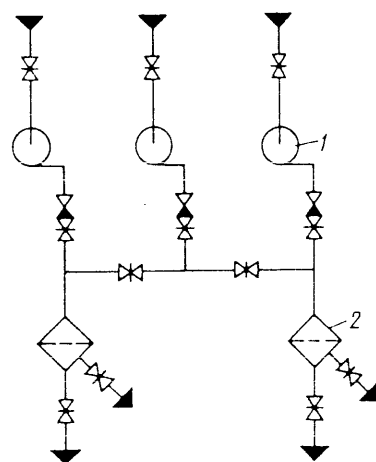


Рис. 1. Схема насосной установки ТВС

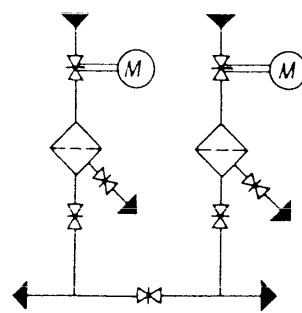


Рис. 2. Схема самотечного ТВС

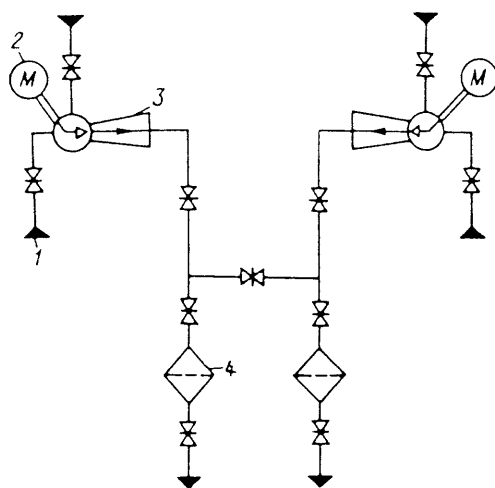


Рис. 3. Схема эжекторного ТВС

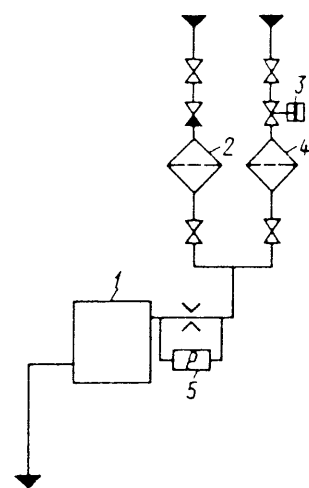


Рис. 4. Схема водоснабжения подшипника турбины

работающих гидроагрегатов и времени года (температуры воды) в работу включаются один или два насоса. Третий насос является резервным. Каждый из фильтров 2 рассчитан на полный расчетный расход и подключен к своей магистрали. В нормальном режиме работают оба фильтра и обе магистрали. При необходимости отключения одного из фильтров или одной магистрали водоснабжение в полном объеме обеспечивается одним фильтром и одной магистралью. Такая схема позволяет полнее использовать оборудование и добиваться минимального гидравлического сопротивления в нормальном эксплуатационном режиме.

Схема поагрегатного самотечного технического водоснабжения (рис. 2) включает в себя два водозабора из спиральной камеры, каждый из которых снабжен фильтром. Один из водозаборов с фильтром обеспечивает водоснабжение воздухоохладителей гидрогенератора, второй — маслоохладителей. Водозаборы взаимно резервируются, так как каждый из них рассчитан на подачу воды ко всем охлаждающим устройствам.

Схема эжекторного поагрегатного технического водоснабжения (рис. 3) включает в себя два водозабора 1 из спиральной камеры гидротурбины, каждый из которых питает свой регулируемый эжектор 3. Один эжектор обеспечивает водоснабжение воздухоохладителей; второй — теплообменников внутрипроводникового охлаждения статора, а также маслоохладителей подпятника и подшипника генератора, подшипника турбины.

Для перемещения иглы каждый эжектор снабжается электроприводом 2, позволяющим регулировать (дистанционно и автоматически) расход охлаждающей воды.

Вода от каждого эжектора подается через сетчатый фильтр 4. Схемой предусмотрена возможность отключения любого из эжекторов вместе с фильтром; при этом подача воды ко всем потребителям осуществляется по второй ветви и, в случае необходимости — дополнительно от эжекторов соседнего агрегата электрического блока.

На рис. 4 показана схема подачи воды к подшипнику 1 турбины. В подшипнике вкладыши смачиваются водой. Предусмотрено два фильтра тонкой очистки; к одному из них (фильтр 2) вода постоянно подается из спиральной камеры турбины; а ко второму (фильтр 4) — в качестве резерва от системы технического водоснабжения агрегата.

Резервный трубопровод включается автоматически при недопустимом снижении расхода воды по основному трубопроводу. Для этой цели служат датчик расхода 5 и гидроклапан 3.

Схема подачи воды к воздухоохладителям гидрогенератора изображена на рис. 5. Вода поступает в кольцевой напорный коллектор 3 через два противоположных трубопровода. На каждом подающем трубопроводе установлена задвижка с электроприводом 2. Каждый воздухоохладитель 4 подключен к напорному и сливному 5 коллекторам параллельно с другими. От сливного коллектора вода отводится в нижний бьеф по двум трубопроводам, на каждом из которых установлен регулятор расхода 1.

На рис. 6 приводится схема подачи воды к маслоохладителям 1, 2 подпятника и подшипника генератора соответственно. На общем подающем трубопроводе установлена задвижка с электроприводом 3. К каждой группе маслоохладителей вода подается последовательно по двум параллельным ветвям. Сливные трубопроводы, на каждом из которых имеется датчик расхода 4, объединяются в один сливной коллектор для слива воды в нижний бьеф.

На рис. 7 представлена схема подачи воды к теплообменникам системы внутрипроводникового жидкостного охлаждения активных частей гидрогенератора. На подающем воду трубопроводе установлена задвижка с электроприводом 3. Теплообменники 2 присоединяются к питающему трубопроводу параллельно. На сливной линии установлен датчик расхода 1.

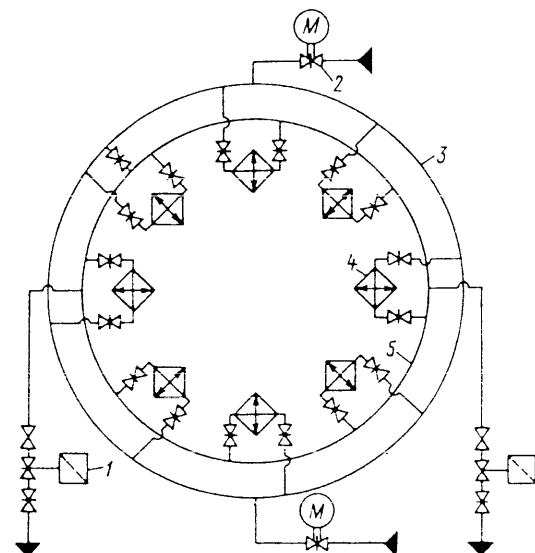


Рис. 5. Схема водоснабжения воздухоохладителей гидрогенератора

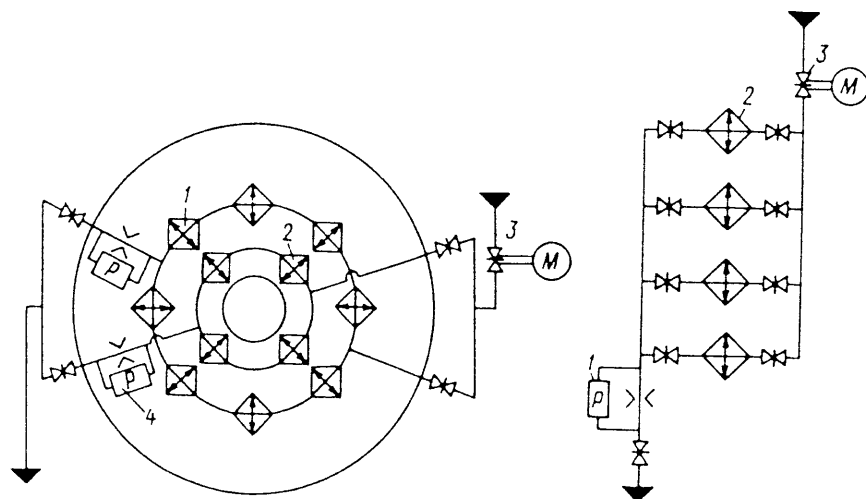
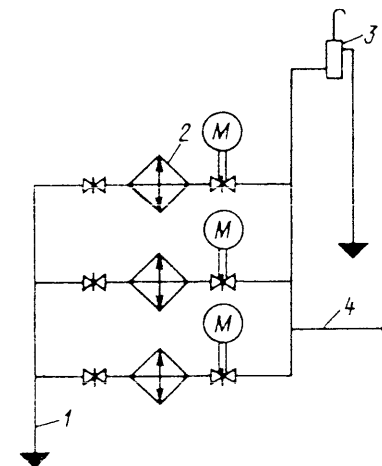


Рис. 6. Схема водоснабжения маслоохладителей подшипника и подпятника гидрогенератора

Рис. 7. Схема водоснабжения теплообменников системы внутриводяного жидкостного охлаждения генератора

Схема подачи воды к маслоохладителям трансформатора показана на рис. 8. На подающем воду трубопроводе 4 имеется переливное устройство 3, ограничивающее давление воды, поступающей к маслоохладите-

Рис. 8. Схема водоснабжения маслоохладителей трансформатора



лям 2. Маслоохладители присоединены к питающему трубопроводу параллельно. Слив воды производится по общему трубопроводу 1 в нижний бьеф.

Автоматизация системы технического водоснабжения должна быть предусмотрена для каждого агрегата ГЭС и ГАЭС независимо от их мощности. Автоматизации подлежат следующие операции:

- а) включение рабочих насосов технического водоснабжения или открытие задвижек с дистанционными приводами на самотечных и эжекторных водозаборах при пуске агрегатов;
- б) включение резервных насосов или водозаборов при отказе основных устройств, с одновременным включением сигнализации;
- в) отключение всех насосов и водозаборов при остановке агрегата;
- г) включение подачи воды к маслоохладителям подпятника и подшипника генератора и подшипника турбины перед пуском агрегата; контроль поступления воды к этим объектам; отключение подачи воды после остановки агрегата;
- д) включение подачи воды к воздухоохладителям электрической машины перед набором нагрузки; отключение после остановки агрегата;
- е) включение подачи воды к теплообменникам внутриводяного жидкостного охлаждения активных частей электрической машины перед пуском агрегата; отключение после остановки агрегата;
- ж) включение подачи воды к теплообменникам выпрямителей системы возбуждения электрической машины перед включением возбуждения; отключение подачи воды после отключения возбуждения.

В системе охлаждения главных трансформаторов автоматизации подлежат процессы подачи воды к маслоохладителям после включения трансформатора в сеть (с предварительным включением циркуляционных маслонасосов) при температуре масла выше 15 °С. Подача воды прекращается после отключения трансформатора от сети или снижения на включенном трансформаторе температуры масла ниже 10 °С.

4. СОСТАВ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Водоприемники, выходящие непосредственно в верхний или нижний бьефы, обязательно располагаются ниже минимальных уровней воды, в местах и на уровнях, не подверженных закупорке шугой или льдами. Они оснащаются мусороудерживающими решетками, препятствующими попаданию в трубопроводы плавающего мусора. Скорость воды в решетках рекомендуется поддерживать в пределах 0,25–0,5 м/с. Предусматриваются приспособления для установки плоских затворов или заглушек с целью обеспечения ремонта входных задвижек, установленных на трубопроводах в помещениях. Для удобства проведения водолазных работ при установке заглушек и очистке решеток рекомендуется предусматривать скоб-трапы. Такие же приспособления необходимо иметь на выходе сливных труб под уровни бьефов. Расположение водозаборных установок в спиральных камерах, туннелях или подводящих трубопроводах турбин должно обеспечивать доступ для их обслуживания после осушения, т. е. должны устанавливаться на высоте 1,0–1,5 м от пола. Водозабор из самых верхних или нижних точек водоподводящего тракта недопустим в связи с большей вероятностью в таком случае засорения их плавающим мусором.

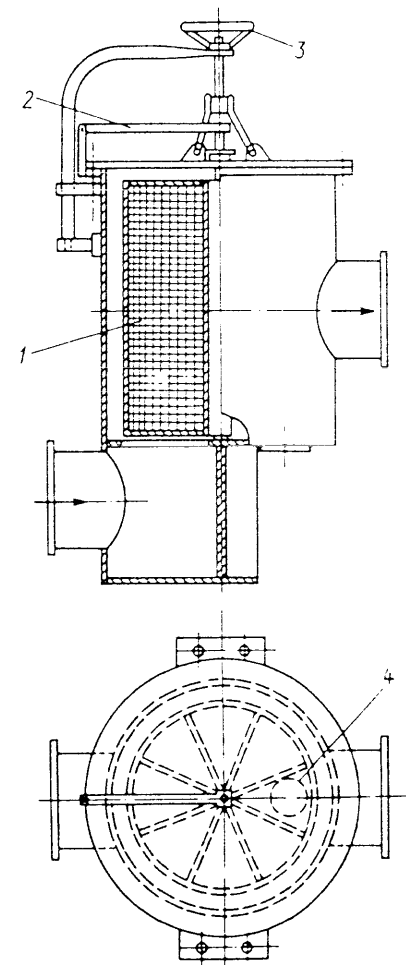
На всех трубопроводах, соединенных непосредственно с верхним или нижним бьефами, первые (входные) задвижки, установленные в помещениях ГЭС ниже соответствующего уровня бьефа, в целях создания наибольшей надежности независимо от действующего давления должны быть стальными.

Фильтры в системах технического водоснабжения применяются, как правило, сетчатые. Наиболее удобны в эксплуатации фильтры, изображенные на рис. 9. Такой фильтр имеет сетчатый барабан 1 с отверстиями диаметром 4 или 6 мм, разделенный на секции. Одна из секций поочередно устанавливается над промывным отверстием 4, что позволяет промывать соответствующую часть сетки обратным потоком воды без исключения из работы всего фильтра. Поворот барабана легко осуществляется рукояткой 2. Для подъема крышки фильтра при ремонтах предусмотрен винтовой механизм 3.

Институтом Гидропроект разработаны типовые чертежи таких фильтров, имеющих диаметр патрубков 100, 150, 200, 250, 300, 400 и 500 мм. Соответственно пропускная способность чистого фильтра составляет 50, 100, 200, 400, 700, 1200 и 2000 м³/ч.

В качестве источника питания в системах технического водоснабжения применяются в основном горизонтальные центробежные насосы производительностью 200–2000 м³/ч, рассчитанные на давление 0,15–0,4 МПа. Желательно устанавливать насосы ниже минимального уровня воды у водозаборов. В противном случае приходится применять дополнительные устройства для заполнения водой подводящих трубопроводов перед пуском насоса. Вместо насосов на ГЭС устанавливаются эжекторы при напорах свыше 50 м. Они могут быть регулируемые и нерегулируемые. Тип эжектора принимается на основании технико-экономического обоснования с учетом режимов работы агрегатов (см. гл. 2).

Рис. 9. Фильтр ТВС



Трубопроводная арматура в системах технического водоснабжения применяется общепромышленного назначения. Задвижки используются чугунные и стальные, параллельные и клиновые в зависимости от действующего давления, диаметра условного прохода и назначения. Хотя запорные задвижки не предназначены для регулирования расхода, но на практике ввиду отсутствия регулирующей арматуры большого диаметра в некоторых случаях приходится ими регулировать. При этом целесообразнее использовать клиновые задвижки. Задвижки оперативного назначения, участвующие в автоматических процессах управления агрегатом, снабжаются электроприводом с двухсторонней муфтой ограничения крутящего момента. Такие же приводы рекомендуется устанавливать для задвижек диаметром 300 мм и более независимо от назначения с целью облегчения труда персонала при их открывании и закрывании. Запорные вентили в системах технического водоснабжения применяются

в тех случаях, когда диаметр трубопровода не более 80 мм. Гидравлическое сопротивление вентиля значительно больше, чем у задвижек.

Обратные клапаны применяются типа захлопки, однако для трубопроводов диаметром не более 80 мм могут устанавливаться и клапаны подъемного типа. Клапан типа захлопки может устанавливаться как на горизонтальном, так и на вертикальном трубопроводе, а подъемный клапан — только на горизонтальном.

Распределительные трубопроводы. Подача воды от источников питания технического водоснабжения к отдельным потребителям гидроагрегатов осуществляется по нескольким параллельным ветвям, обособленным для каждой группы охладителей.

К воздухоохладителям вертикального гидрогенератора ГЭС или двигатель-генератора ГАЭС подача воды производится, как правило, по трубопроводу, круговому или многогранной формы. Слив нагретой в воздухоохладителях воды производится по аналогичному трубопроводу в нижний бьеф. Эти трубопроводы устанавливаются либо в бетонном фундаменте электрической машины, либо открыто, с наружной стороны вентиляционного кожуха. Подвод и отвод воды от этих трубопроводов с целью уменьшения гидравлических сопротивлений часто осуществляется в двух и более точках. От круговых или многогранной формы трубопроводов делаются отводы, снабженные задвижками или вентилями к каждому воздухоохладителю. Это позволяет регулировать равномерность подачи к ним воды, а в случае необходимости отсоединять любой воздухоохладитель от системы водоснабжения для ремонта без нарушения работы остальных воздухоохладителей.

Для регулирования расхода охлаждающей воды в зависимости от температуры охлажденного воздуха в вентиляционном кожухе электрической машины целесообразно устанавливать на общем трубопроводе питания воздухоохладителей регулятор расхода охлаждающей воды или регулируемые эжекторы.

К маслоохладителям подпятника и подшипника генератора вода подается по общему трубопроводу, но на отводах к каждой включенной параллельно группе маслоохладителей имеются задвижки для регулирования и отключения. На общем трубопроводе может устанавливаться и автоматический регулятор расхода охлаждающей воды в зависимости от температуры масла в маслонаках.

К подшипнику турбины с водяной смазкой вода должна подаваться из двух независимых источников, каждый из которых снабжается фильтрами тонкой очистки. Основная подача воды на ГЭС с напором до 50 м обычно осуществляется из спиральной камеры турбины; резервным источником в этом случае может являться система технического водоснабжения генератора. При больших напорах основным источником питания является система технического водоснабжения, а резервным — противопожарный трубопровод ГЭС.

Подача воды к подшипнику турбины обычно прекращается только на период длительных остановок агрегата. Резервный источник водоснабжения включается автоматически только при прекращении подачи воды по основному трубопроводу.

К теплообменникам статора генератора охлаждающая вода подается тем же способом, что и к маслоохладителям электрической машины. К маслоохладителям трансформаторов целесообразно подавать вторичную воду, уже охладившую какую-либо группу охладителей генератора, например теплообменники статора либо маслоохладители генератора.

Во избежание превышения давления воды над статическим давлением масла в маслоохладителях трансформатора на подводящем воду трубопроводе рекомендуется устраивать переливную трубу (стояк), сбрасывающую излишек воды в нижний бьеф ГЭС. Сливные трубопроводы от всех объектов охлаждения выводятся ниже минимального уровня нижнего бьефа с учетом возможной глубины промерзания воды. Вывод этих трубопроводов в отводящий тракт гидротурбины не допускается, так как пульсирующее здесь давление может вызвать самопроизвольное изменение расхода охлаждающей воды.

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЖЕКТОРА

Расчет годового экономического эффекта выполняется в соответствии с "Инструкцией по определению экономической эффективности использования в строительстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений" СН 509-78. При этом сравниваются эжекторные системы технического водоснабжения с другими возможными вариантами, рассматриваемыми для конкретных условий проектирования.

Ниже дается пример расчета экономической эффективности принятой в проекте и внедренной на одной из крупнейших гидроэлектростанций системы технического водоснабжения с регулирующими эжекторами. В качестве возможного варианта принимается насосная система технического водоснабжения, намечавшаяся на первых стадиях проектирования. На ГЭС установлено десять гидроагрегатов мощностью по 640 МВт с радиально-осевыми гидротурбинами и гидрогенераторами, имеющими внутритурбинную систему жидкостного охлаждения статора.

Главные трансформаторы ГЭС имеют циркуляционную систему охлаждения, причем охлаждающая вода в маслоохладители подается после предварительного охлаждения теплообменников системы охлаждения статора генератора, поэтому в расчете экономической эффективности расход охлаждающей воды не учитывается.

Напор на ГЭС изменяется в пределах 175–220 м, в качестве средневзвешенного выбирается напор 195 м. Температура охлаждающей речной воды в течение года колеблется в пределах 5–16 °С. Схема охлаждения поагрегатная.

Экономический эффект определяется путем сравнения капитальных затрат и годовых эксплуатационных издержек для рассматриваемых вариантов (табл. 1):

$$Э_{\text{год}} = [(C_1 - C_2) + E_n(K_1 - K_2)]A_{\text{год}}, \quad (4)$$

где $Э_{\text{год}}$ — годовая экономическая эффективность принятого варианта; C_1 — годовые издержки по принятому варианту; C_2 — годовые издержки по возможному варианту; E_n — коэффициент окупаемости, в области энергетики равен 0,15; K_1 — капитальные затраты по принятому варианту; K_2 — капитальные затраты по возможному варианту; $A_{\text{год}}$ — число агрегатов, внедряемых в течение года.

Годовые издержки определяются по формуле:

$$C = H_a + Z_o + Z_3, \quad (5)$$

где H_a — амортизационные отчисления; Z_o — заработная плата обслуживающего персонала, Z_3 — затраты на электроэнергию.

Затраты на электроэнергию для насосной системы

$$Z_3 = N_{\text{дв}} T \Pi_3, \quad (6)$$

где $N_{дв}$ – мощность электродвигателей насосов системы охлаждения одного агрегата при работе в режиме среднего расхода, обеспечивающем охлаждение агрегата при средневзвешенной температуре охлаждающей воды; C_3 – замыкающие затраты на электроэнергию в районе строительства; T – число часов работы агрегата в году.

Для самотечных и эжекторных систем затраты электроэнергии

$$Z_3 = 10^{-3} \cdot 9,81 Q_{в.б} \eta_{бл} H_{ГЭС} T C_3, \quad (7)$$

где $Q_{в.б}$ – расход воды из верхнего бьефа для целей охлаждения; $H_{ГЭС}$ – средневзвешенный напор ГЭС; $\eta_{бл}$ – КПД блока агрегата, равный произведению КПД генератора, турбины и трансформатора.

Амортизационные отчисления в зависимости от типа оборудования определяются по каталогу норм отчисления. Для насосов (шифр 41500) норма равна 19,3% стоимости оборудования.

Заработная плата персонала определяется как произведение числа штатного обслуживающего персонала для системы ТВС и среднегодовой его зарплаты, деленное на число агрегатов.

Определяем затраты на электроэнергию:

для насосной системы по формуле (6): $Z_3 = 10^{-5} \cdot 250 \cdot 5000 \cdot 0,95 = 11,93$ тыс. руб.;

для эжекторной системы по формуле (7):

$$Z_3 = 10^{-8} \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 0,92 \cdot 195 \cdot 5000 \cdot 0,95 = 8,34 \text{ тыс. руб.}$$

Экономический эффект эжекторной системы ТВС из расчета ввода двух агрегатов в год определяем по формуле (4):

$$Э_{год} = \{(20,15 - 11,93) + 0,15(114,5 - 65,6)\} 2 = 31,12 \text{ тыс. руб.}$$

В дальнейшем, по окончании ввода всех агрегатов, годовой экономический эффект будет определяться разностью годовых издержек для всех десяти работающих агрегатов

$$Э_{год} = (C_2 - C_1) \cdot 10 = (20,15 - 11,93) \cdot 10 = 82,2 \text{ тыс. руб.}$$

Таблица 1. Исходные параметры для расчета¹

Наименование	Единица	Насосная система ТВС	Эжекторная система ТВС
Капитальные затраты на один агрегат (по сметам) K , в том числе стоимость оборудования	тыс. руб.	114,50	65,60
Годовые эксплуатационные издержки C , в том числе амортизационные отчисления A_a		38,50	18,60
Заработная плата персонала Z_o		20,15	11,93
Затраты на электроэнергию Z_3	КВт	7,13	3,58
Мощность электродвигателей насосов одного агрегата $N_{дв}$		1,04	–
Число часов работы агрегата в течение года T		11,98	8,34
Стоимость электроэнергии в системе C_3	кВт.ч	250,00	–
Расход воды из верхнего бьефа для работы эжекторов одного агрегата $Q_{в.б.}$	м ³ /ч	0,95	0,95
Средневзвешенный напор ГЭС $H_{ГЭС}$	м	–	1000,00
КПД блока агрегата $\eta_{бл}$	доли ед.	–	195,00
			0,92

¹ В приведенном расчете некоторые параметры принимаются условно и при выполнении подобных расчетов их следует принимать в зависимости от конкретных условий проектируемого объекта.

Анализ различных вариантов систем технического водоснабжения для разных ГЭС и многолетний опыт эксплуатации ГЭС с эжекторными системами показывают безусловную целесообразность применения эжекторных систем для ГЭС с напором 100 м и выше. При напорах 50–100 м необходимо технико-экономическое сопоставление самотечных, насосных и эжекторных вариантов.

Эффективность эжекторных систем технического водоснабжения по сравнению с другими системами определяется высокой надежностью и снижением эксплуатационных затрат, снижением расхода энергии на собственные нужды ГЭС, сокращением стоимости оборудования, его монтажа и наладки, а также площади, им занимаемой.

Целесообразность применения регулируемых или нерегулируемых эжекторов зависит от режимов работы конкретной ГЭС с учетом закономерности колебаний уровней верхнего и нижнего бьефов и температуры воды в них, роли ГЭС в энергосистеме и предполагаемого графика загрузки агрегатов. Существенным фактором является также возможность выполнения заказов на своевременное и высококачественное изготовление эжекторов.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВОДОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

6. ПРИНЦИП РАБОТЫ И НАЗНАЧЕНИЕ ВОДОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Под эжектором подразумевается струйный аппарат, в котором без участия механического привода смешиваются два потока (жидких или газообразных) с образованием смешанного потока. Среда с большим давлением называется рабочей

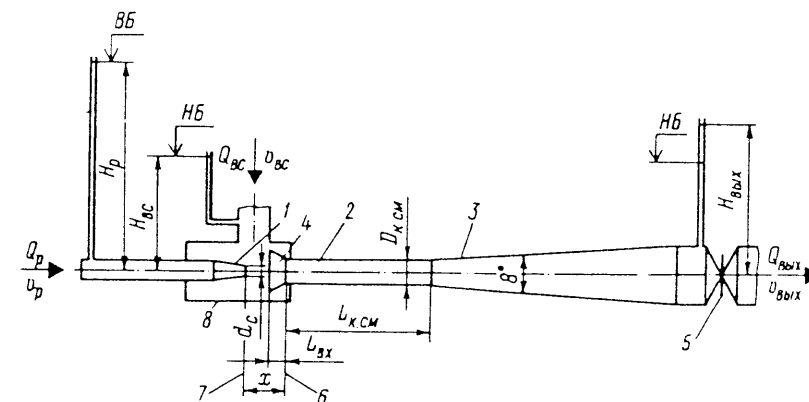


Рис. 10. Принципиальная схема работы нерегулируемого эжектора ТВС на ГЭС
1 – сопло; 2 – камера смешивания; 3 – диффузор; 4 – входной участок в камеру смешивания; 5 – регулятор давления; 6 – начало камеры смешивания; 7 – срез сопла; 8 – приемная камера
 $H_p, H_{вс}, H_{вых}$ – напоры рабочего, всасываемого и выходного потоков; $Q_p, Q_{вс}, Q_{вых}$ – расходы; $v_p, v_{вс}, v_{вых}$ – скорости; $f_c, F_{к.см}, d_c, D_{к.см}$ – площади и диаметры сопла и камеры смешивания; $X, L_{вх}, L_{к.см}$ – удаление от среза сопла до начала камеры смешивания, длина входного участка камеры смешивания, длина камеры смешивания, соответственно

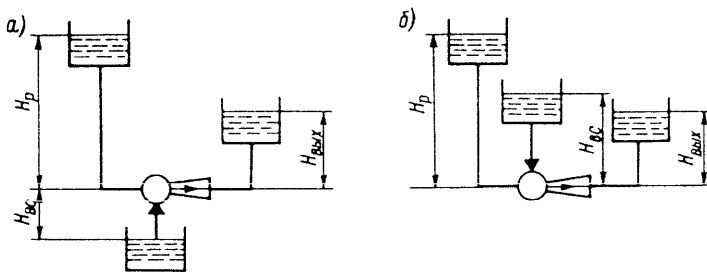


Рис. 11. Схема работы эжекторов на ГЭС: а — по принципу всасывания жидкости, б — по принципу подачи воды для ТВС

средой. Вторая среда — всасываемая. Струйный аппарат служит для того, чтобы с помощью рабочей среды произвести нагнетание всасываемой среды. Если рабочая и всасываемая среды — вода, то имеем водоструйный эжектор. Принцип работы водоструйного эжектора, в частности эжектора технического водоснабжения (ТВС) гидроэлектростанции (рис. 10) заключается в следующем.

Потенциальная энергия массы рабочего потока, поступающего, как правило, из верхнего бьефа (ВБ) на выходе из сопла, преобразуется в кинетическую энергию. Сила поверхностного трения рабочего потока увлекает с собой частицы воздуха находящиеся в приемной камере, создавая в ней разрежение. Благодаря разрежению в срезе сопла приемной камеры и атмосферному давлению на поверхности воды нижнего бьефа, (НБ), т. е. на поверхности всасываемого потока, происходит всасывание воды из нижнего бьефа. Частицы всасываемого потока из-за турбулентности рабочего потока подтормаживают его граничные слои, вследствие чего происходит обмен частиц рабочего и всасываемого потоков (потоки смешиваются). Смешивание рабочего и всасываемого потоков, начинаясь во входе в камеру смешивания, завершается в диффузоре эжектора. Камера смешивания и диффузор служат для смешивания потоков, выравнивания скорости в поперечном сечении и повышения давления смешанного потока, т. е. служат для преобразования кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию положения потока на выходе из эжектора.

Водоструйные эжекторы в последнее время все шире применяются на гидроэлектростанциях (ГЭС) благодаря простоте конструкции, надежности и дешевизне. Эжектор представляет собой сварную конструкцию. Эксплуатация эжектора (остановка и пуск) сводится к открытию и закрытию вентилей и задвижек на соответствующих подводящих и отводящих трубопроводах. Работа эжектора не зависит от внешних факторов (например, от наличия электроэнергии на ГЭС) и не требует постоянного надзора и ухода. Эжектор абсолютно надежен в работе, а его работоспособность зависит только от расчетного сочетания напоров на входе и выходе.

Водоструйные эжекторы по своему назначению можно разделить на два типа: эжекторы, служащие для откачки (рис. 11, а) или подачи (рис. 11, б) воды к какому-либо объекту. Соответственно первые названы откачивающими или дренажными, вторые — нагнетающими или водоподъемными. Эжекторы первого типа на гидроэлектростанциях применяются в системе откачки протечек воды из крышки гидротурбины, из дренажных патерн и прочее. Эжекторы второго типа на гидроэлектростанциях применяются, например, в качестве источника питания системы технического водоснабжения гидроагрегатов. В гл. 2 речь идет об эжекторах гидроэлектростанций второго типа, хотя многие положения применимы для эжекторов первого типа.

7. РАСЧЕТ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ ВОДОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

В области теоретического и экспериментального исследования нерегулируемых эжекторов в СССР и за рубежом проделана большая работа. Однако среди существующих методик расчета нет простой, отражающей все процессы протекающей жидкости (например, явление смешивания потоков, кавитации потока и прочее). Кроме того, теоретические обоснования нередко не подтверждаются опытом в широком диапазоне типоразмеров эжекторов. Поэтому результаты расчетов эжекторов по разным методикам значительно отличаются друг от друга.

Предлагаемая методика расчета нерегулируемых эжекторов построена на основе методики Е. Я. Соколова [13], в нее внесены дополнения и уточнения, полученные на основе экспериментальных исследований натурных нерегулируемых эжекторов в широком диапазоне типоразмеров, проведенных на Братской гидроэлектростанции.

Уравнение гидравлической характеристики водоструйных насосов по Е. А. Соколову [13], выведенное на основе закона импульсов применительно к неупругим средам, с введением дополнительного опытного коэффициента неравномерности φ_H имеет вид

$$\varphi_2 (Q_p U_p + Q_{вс} U_{вс}) - \varphi_H (Q_p + Q_{вс}) U_{к.см} = \\ = f_{p.c.c} \left(\frac{P_{к.см}}{\gamma} - \frac{P_{p.c.c}}{\gamma} \right) - f_{вс.c.c} \left(\frac{P_{к.см}}{\gamma} - \frac{P_{вс.c.c}}{\gamma} \right). \quad (8)$$

После преобразований получим

$$h = \varphi_1^2 \frac{1}{k} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{q^2}{k-1} - (2\varphi_H - \varphi_3^2) \frac{(1+q)^2}{k} \right]. \quad (9)$$

Здесь

$$h = (H_{вых} - H_{вс}) / (H_p - H_{вс}) \quad (10)$$

— относительный напорный коэффициент, характеризующий относительное соотношение эксплуатационных напоров; условно делят эжекторы в зависимости от напоров на средненапорные ($h \approx 0,2 \div 0,25$), высоконапорные ($h > 0,25$) и низконапорные ($h < 0,2$); q — относительный расходный коэффициент, характеризующий массу всасываемого потока, приходящуюся на единицу массы рабочего потока, и являющийся одним из показателей эффективности эжектора, определяется по формуле

$$q = Q_{вс} / Q_p; \quad (11)$$

k — относительный геометрический коэффициент, характеризующий отношение площадей проходных сечений всасываемого и рабочего потоков:

$$k = F_{к.см} / f_c; \quad (12)$$

$\varphi_1 = 0,950$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,900$; $\varphi_4 = 0,925$ — скоростные коэффициенты сопла, камеры смешивания, диффузора и входного участка в камеру смешивания соответственно, полученные Е. Я. Соколовым экспери-

ментальным путем; $\frac{p_{p.c.c.}}{\gamma}$, $\frac{p_{вс.c.c.}}{\gamma}$, $\frac{p_{к.см}}{\gamma}$ — давление рабочего

и всасываемого потоков в срезе сопла и смешанного потока в конце камеры смешивания; $f_{p.c.c.}$, $f_{вс.c.c.}$ — площади проходных сечений рабочего и всасываемого потоков в срезе сопла (или, что то же самое, в начале камеры смешивания). Следует добавить, что это уравнение гидравлической характеристики эжектора выведено при следующих допущениях: рабочая и всасываемая жидкости несжимаемы, температура рабочей и всасываемой сред одинакова, расстояние от выходного сечения сопла до входа в камеру смешивания равно нулю, толщина стенки сопла на выходе равна нулю.

После дальнейших преобразований уравнение гидравлической характеристики водоструйного эжектора принимает вид, удобный для расчетов:

$$q^2 \left[\frac{1.805 \varphi_H - 0.731}{k^2} - \frac{0.705}{k(k-1)} \right] + q \frac{3.61 \varphi_H - 1.462}{k^2} - \left[\frac{1.76}{k} - h - \frac{1.805 \varphi_H - 0.731}{k^2} \right] = 0. \quad (13)$$

В уравнении (13) опытный коэффициент неравномерности φ_H характеризует степень смешивания рабочего и всасываемого потоков, т. е. степень выравнивания скорости в поперечном сечении камеры смешивания. Значения коэффициента φ_H в расчетном режиме близки к единице, что показывает зависимость $\varphi_H = f(h)$, представленная на рис. 12, а.

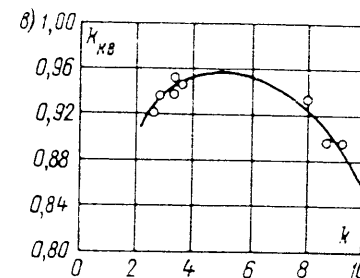
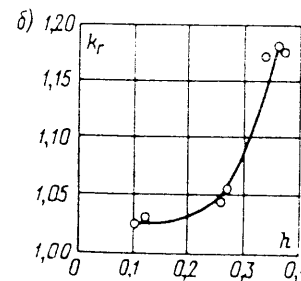
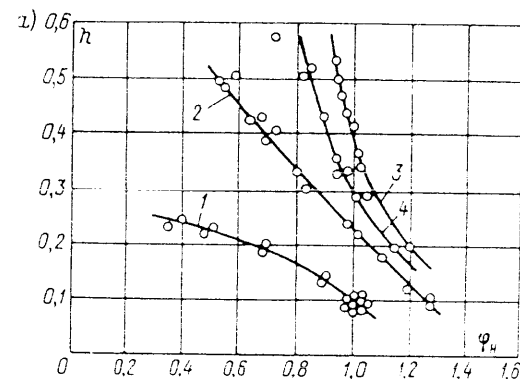
Зависимость для определения оптимального отношения площадей сечений камеры смешивания и сопла по заданному значению относительного напорного коэффициента, после подстановки скоростных коэффициентов и коэффициента приведения k_r (рис. 12, б) принимает вид $k = 0,88 k_r / h$,

где k_r — геометрический коэффициент приведения, равный отношению опытного геометрического коэффициента к расчетному.

Явление кавитации в эжекторах связано с понижением давления жидкости в начальном участке зоны смешивания при определенной температуре до давления ее насыщенных паров. При этом начинается интенсивный процесс парообразования, т. е. выделения растворенного в жидкости воздуха, срыв струй от поверхности камеры смешивания; переход паров жидкости в область более высокого давления; конденсация с образованием местных зон повышенного давления, сопровождающаяся шумом, ударами в корпус камеры смешивания.

Кавитация начинается в местах соприкосновения рабочей и всасываемой струй, т. е. в месте наибольшей турбулизации потоков. Еще задолго до возникновения кавитации в большей части сечения струи отдельные ее очаги появляются в зонах локальных пульсаций скорости. Однако внезапный срыв работы эжектора происходит, когда кавитационными явлениями будет охвачен не только начальный участок зоны смешивания, но и вся толща струй всасываемой жидкости. На начальную и конечную стадии кавитации влияет содержание воздуха в жидкости, ее температура

Рис. 12. Опытные зависимости: а — $\varphi_H = f(h)$; б — $k_r = f(h)$; в — $k_{кв} = f(k)$; 1 — $k = 7,9 \div 9,2$; 2 — $k = 3,5 \div 3,8$; 3 — $k = 2,3$; 4 — $k = 2,7$



чем выше температура, тем выше давление, при котором наступает кавитация), давление перед эжектором, сопротивление трубопроводной трассы всасываемого потока, степень турбулизации в зоне смешивания, скорость всасываемого потока непосредственно перед входом в камеру смешивания, т. е. расход всасываемого потока и относительный расходный коэффициент, который и является, в первую очередь, показателем наступления кавитационного режима, при котором поглощается энергия струй рабочего потока.

Оценку кавитационного режима работы эжектора рекомендуется также производить по формуле Е. Я. Соколова, которая после подстановки скоростных коэффициентов и опытного коэффициента приведения $k_{кв}$ (см. рис. 12, в) принимает вид

$$q_{кв} = 0,974 k_{кв} \left[k - \sqrt{\frac{H_p - H_{вс}}{H_p - H_{в}}} \right] \sqrt{\frac{H_{вс} - H_{в}}{H_p - H_{вс}}}, \quad (15)$$

где $q_{кв}$ — кавитационный коэффициент расхода (соответствующий началу кавитации); $k_{кв}$ — кавитационный коэффициент приведения, равный отношению опытного кавитационного коэффициента расхода к расчетному; $H_{в}$ — избыточный напор насыщенного пара (вакуум) при температуре рабочей среды.

Порядок расчета. При расчете водоструйных эжекторов (в последующем для простоты будем именовать просто эжекторами) системы технического водоснабжения заданными величинами являются:

Эксплуатационные напоры H_p и $H_{вс}$, т. е. отметки верхнего и нижнего

бьефов гидроэлектростанции, отметка оси месторасположения эжектора и зависимость потерь напора от расхода в подводящих трубопроводах рабочего и всасываемого потоков;

Характеристика потребителя системы технического водоснабжения гидроэлектростанции — зависимость расхода $Q_{\text{вых}}$ от потерь напора на выходе из эжектора $\Delta H_{\text{вых}}$ или от гидравлического сопротивления всей выходной трубопроводной трассы эжектора.

Потребная производительность эжектора, т. е. для эжектора второго типа расход на выходе $Q_{\text{вых}}$, определяется специальным тепловым расчетом или анализом уже эксплуатируемых систем заводом-изготовителем основного оборудования (см. гл. 1) и уточняется во время работы гидроэлектростанции.

Расчет геометрических параметров нерегулируемого эжектора: диаметра сопла d_c и диаметра камеры смешивания $D_{\text{к.см}}$ и эксплуатационных характеристик эжектора производится в следующей последовательности:

1. Определяются гидравлические потери в подводящих трубопроводах рабочего, всасываемого и выходного потоков и напоров.

2. Определяется относительный напорный коэффициент h по формуле (10).

3. Определяется оптимальный геометрический коэффициент k по формуле (14).

Необходимо иметь в виду, что если уровни воды в бьефах гидроэлектростанции в процессе эксплуатации меняются в незначительных пределах, то можно спроектировать нерегулируемый эжектор с оптимальными геометрическими размерами и оптимальный геометрический коэффициент k будет определяться по формуле (14).

При значительных колебаниях уровней верхнего и нижнего бьефов спроектировать эжектор с оптимальными геометрическими размерами не удастся. В этом случае относительный геометрический коэффициент выбирается из условия обеспечения стабильности работы эжектора (без кавитации и "опрокидывания", т. е. когда $Q_{\text{вс}} = 0$) во всем диапазоне изменения уровней верхнего и нижнего бьефов в три этапа:

а) определение геометрического коэффициента k_1 , соответствующего началу "опрокидывания", т. е. началу гидравлического процесса, когда $Q_{\text{вс}} = 0$, $q = 0$, $Q_p = Q_{\text{вых}}$. Это условие выполняется при подстановке в уравнение (13) значения $q = 0$ и $h = h_{\text{max}}$, и при решении уравнения

$$\frac{1,76}{k} - h_{\text{max}} - \frac{1,805 \varphi_H - 0,731}{k^2} = 0. \quad (16)$$

б) определение геометрического коэффициента k_2 , соответствующего началу кавитации, т. е. срыву работы эжектора. Это условие выполняется, если приравнять относительный расходный коэффициент q из уравнения (13) расходному кавитационному коэффициенту $q_{\text{кв}}$, определенному по формуле (15). Значение k_2 находится подбором, путем подстановки в уравнения (13), (15) значения h_{min} (для указанных напорных параметров).

в) рассмотрение возможности проектирования эжектора на заданные напорные параметры, определяемой неравенством $k_1 > k > k_2$, где k —

искомый расчетный геометрический коэффициент, обеспечивающий бесперебойную работу эжектора в заданном диапазоне изменения уровней верхнего и нижнего бьефов.

При невыполнении неравенства для всего диапазона изменения h при заданных напорных параметрах спроектировать один эжектор невозможно. При выполнении неравенства искомый расчетный геометрический коэффициент проектируемого эжектора должен быть выбран в интервале значений k_1 и k_2 , однако по возможности ближе к значению k_2 .

4. Определяется оптимальный относительный расходный коэффициент q по уравнению (13).

5. Определяются расходы рабочего и всасываемого потоков:

$$Q_{\text{вых}} = Q_p + Q_{\text{вс}}, \quad (17)$$

откуда $Q_{\text{вс}} = Q_{\text{вых}} - Q_p$; $Q_p = Q_{\text{вых}} / (1 + q)$.

6. Определяется относительный кавитационный коэффициент по формуле (15). Условием отсутствия кавитации является выполнение неравенства $q < q_{\text{кв}}$. Если $q > q_{\text{кв}}$, необходимо увеличить коэффициент k .

7. Определяется скорость рабочего потока по формуле

$$v_p = \varphi_1 \sqrt{2g(H_p - H_{\text{вс}})}, \quad (18)$$

где $\varphi_1 = 0,95$ — скоростной коэффициент сопла (рабочего потока), $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести.

8. Определяется площадь поперечного сечения f_c и диаметр сопла d_c :

$$f_c = Q_p / v_p; \quad (19)$$

$$d_c = \sqrt{f_c / 0,785}. \quad (20)$$

9. Определяется диаметр камеры смешивания $D_{\text{к.см}}$, по формуле (12)

$$D_{\text{к.см}} = d_c \sqrt{k}.$$

10. Составляется уравнение гидравлической характеристики эжектора в форме $q = f(h)$, анализируется работоспособность эжектора при всех колебаниях верхнего и нижнего бьефов гидроэлектростанции.

11. Определяется коэффициент полезного действия эжектора. Известно, что коэффициент полезного действия (КПД) — безразмерная величина, характеризующая степень совершенства технического устройства в отношении осуществления в нем процессов передачи энергии или преобразования ее из одной формы в другую. Определяется КПД отношением полезной энергии к суммарной затраченной.

Для эжекторов первого типа, служащих для откачки воды, КПД определяется по известной формуле, в которой полезная энергия оценивается расходом только всасываемого потока:

$$\eta_1 = \frac{Q_{\text{вс}}(H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}})}{Q_p(H_p - H_{\text{вых}})} = q \frac{h}{1 - h}. \quad (21)$$

Приведенное выражение КПД не является универсальным для эжекторов любого назначения.

Очевидно, что для эжекторов второго типа, служащих для нагнетания

жидкости к заданному объекту, например, работающих в системе ТВС, под КПД следует понимать отношение энергии воды, использованной в системе охлаждения потребителя, к энергии, затраченной рабочим потоком, поступающим из верхнего бьефа. В этом случае в выражение использованной энергии входит энергия как всасываемого, так и рабочего потока. КПД самотечной и насосной установок, аналогичных по своему назначению эжекторной, определяются соответственно по формулам:

$$\eta_c = Q_{\text{вых}} H_{\text{вых}} / (Q_p H_p); \quad \eta_n = Q_{\text{вых}} (H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}) / \mathcal{E},$$

где $\mathcal{E}$ — электроэнергия, затраченная двигателем насоса. Поэтому для определения КПД эжекторов второго типа целесообразно использовать следующее выражение:

$$\eta_2 = \frac{Q_{\text{вых}} (H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}})}{Q_p (H_p - H_{\text{вых}})} = (1 + q) \frac{h}{1 - h}. \quad (22)$$

По значению η_1 оценивается оптимальность спроектированного эжектора первого типа для заданных напорных условий и сравниваются друг с другом эжекторы первого типа. По значению η_2 , кроме перечисленного выше применительно к эжекторам второго типа, сравниваются эжекторные установки с установками самотечными и насосными. Максимальное значение η_2 значительно выше, чем η_1 . Так, при натурных испытаниях эжекторов на Братской ГЭС получены следующие значения КПД для эжекторов оптимальной геометрии средненапорного типа: $\eta_1 \approx 35\%$, $\eta_2 \approx 60\%$.

Пример: Исходные данные: статические напоры $H_p = 170 \div 195$ м, $H_{\text{вс}} = 13 \div 15,5$ м; расход потребителя $Q_{\text{вых}} = 0,35 \div 0,40$ м³/с; зависимости потерь напоров от расходов: $\Delta H_{\text{вых}} = 220 Q_{\text{вых}}^2$, $\Delta H_{\text{вс}} = 12 Q_{\text{вс}}^2$, $\Delta H_p = 80 Q_p^2 + 2,5$ (где $\Delta H_p = 2,5$ м — потери напора в трассе трубопровода рабочего потока от верхнего бьефа до спирали).

Решение. Сначала выбираем $H_p = 195$ м, $H_{\text{вс}} = 15,5$ м, $\Delta H_{\text{вых}} = 35$ м и соответственно $Q_{\text{вых}} = 0,40$ м³/с. Затем предварительно рассчитываем эжектор для оценки значений расходов рабочего Q_p и всасываемого $Q_{\text{вс}}$ потоков и определения напоров с учетом потерь в трубопроводах. Предварительный расчет дает такие результаты: $Q_p = 0,18$ м³/с, $Q_{\text{вс}} = 0,22$ м³/с.

1. $\Delta H_p = 80 \cdot 0,18^2 + 2,5 = 5$ м; $\Delta H_{\text{вс}} = 12 \cdot 0,22^2 = 0,5$ м; $\Delta H_{\text{вых}} = H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}} = 220 \cdot 0,4^2 = 35$ м; $H_{p, \text{изб}} = 195 - 5 = 190$ м; $H_{\text{вс, изб}} = 15,5 - 0,5 = 15,0$ м.

2. $h = 35 / (190 - 15) = 0,2$.

3. Исходя из условия, что в расчетном режиме $\varphi_n = 1$ при $h = 0,2$ и $h_{\text{max}} = 35 / (165 - 15) = 0,233$, находим k_1 из уравнения $1,76/k_1 = 0,233 - (1 \cdot 805 - 0,731)/k_1^2 = 0$, откуда $k_1 = 6,9$. Далее, принимая $k_{\text{кв}} = 0,95$ при $h = 0,2$, и ввиду того, что $h_{\text{min}} = 35 / (190 - 12,5) = 0,197$, находим подбором $k_2 = 4,5$. И, наконец, принимая $k_{\text{к}} = 1,075$ при $h = 0,2$, находим оптимальный геометрический коэффициент эжектора $k_{\text{опт}} = 1,075 \cdot 0,88/0,2 = 4,73$, $k_2 < k_{\text{опт}} < k_1$, следовательно, $k = 4,73$.

4. Интерполяцией находим коэффициент $\varphi_n = 1,0$ при $h = 0,2$.

Уравнение эжектора в этом случае принимает вид

$$q^2 \left[\frac{1,074}{4,73^2} - \frac{0,705}{4,73(4,73 - 1)} \right] + q \frac{2,148}{4,73^2} - \left(\frac{1,76}{4,73} - \frac{1,074}{4,73^2} - h \right) = 0,$$

откуда $q = -5,967 + \sqrt{75,89 - 124,3h} = 1,18$.

$$5. Q_p = 0,40 / (1 + 1,18) = 0,184 \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_{\text{вс}} = 0,40 - 0,184 = 0,216 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$6. q_{\text{кв}} = 0,974 \cdot 0,95 \left[4,73 - \sqrt{\frac{190 - 15}{190 + 9,55}} \right] \sqrt{\frac{15 + 9,55}{190 - 15}} = 1,28,$$

где $k_{\text{кв}} = 0,95$ при $k = 4,73$, следовательно, $q = 1,18 < q_{\text{кв}} = 1,28$;

$$7. v_p = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81(190 - 15)} = 55,67 \text{ м/с};$$

$$8. f_c = 0,184/55,67 = 10^{-3} \cdot 3,2 \text{ м}^2; \quad d_c = \sqrt{10^{-3} \cdot 3,2/0,785} = 0,064 \text{ м}. \quad \text{Примем } d_c = 65 \text{ мм} (f_c = 10^{-3} \cdot 3,317 \text{ м}^2).$$

$$9. D_{\text{к.см}} = 65 \sqrt{4,73} = 141,37 \text{ мм}. \quad \text{Примем } D_{\text{к.см}} = 145 \text{ мм}.$$

10. Уравнение характеристики эжектора при выбранных диаметрах сопла $d_c = 65$ мм и камеры смешивания $D_{\text{к.см}} = 145$ мм, т. е. при коэффициенте $k = (145/65)^2 = 4,976$, имеет вид

$$q = -9,6 + \sqrt{71,48 - 129,2h}.$$

11. Для рассматриваемого случая определим коэффициенты полезного действия: $\eta_1 = 1,18 \cdot 0,2 / (1 - 0,2) = 0,294$; $\eta_2 = (1 + 1,18) \cdot 0,2 / (1 - 0,2) = 0,545$.

12. Далее производится анализ работоспособности эжектора, для чего рассчитываются и строятся эксплуатационные характеристики эжектора при всех напорных сочетаниях. В этом случае производится упрощенный расчет эксплуатационных характеристик: постоянными принимаются потери в подводящих трубопроводах рабочего и всасываемого потока, коэффициент неравномерности φ_n тоже принимается постоянным и равным расчетному, т. е. единице, а характеристики эжектора рассчитываются по уравнению, полученному в п. 10 расчета.

Следовательно, имеем $H_{p1} = 170 - 5 = 165$ м, $H_{p2} = 200 - 5 = 195$ м, $H_{\text{вс}1} = 13 - 0,5 = 12,5$ м, $H_{\text{вс}2} = 17 - 0,5 = 16,5$ м.

$$h_1 = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{165 - 15} = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{150}; \quad h_2 = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{190 - 12,5} = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{177,5};$$

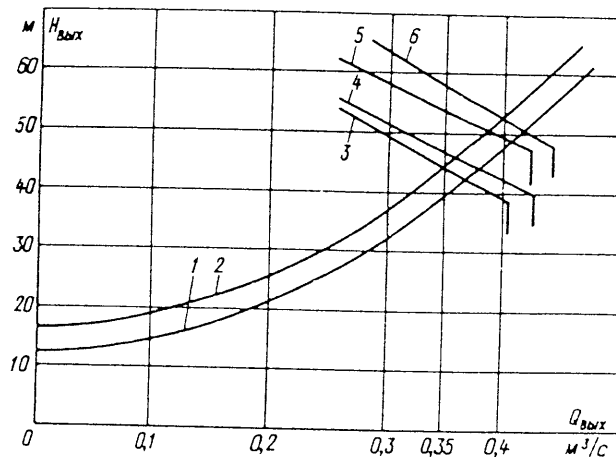


Рис. 13. Эксплуатационные характеристики нерегулируемого эжектора для примера расчета $d_c = 65$ мм, $D_{\text{к.см}} = 145$ мм

1, 2 — характеристики потребителя $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$ при $H_{\text{вс}} = 16,5 \div 12,5$ м; 3 — $H_p = 165$ м, $H_{\text{вс}} = 12,5$ м; 4 — $H_p = 165$ м, $H_{\text{вс}} = 16,5$ м; 5 — $H_p = 195$ м, $H_{\text{вс}} = 12,5$ м; 6 — $H_p = 195$ м, $H_{\text{вс}} = 16,5$ м

$$h_3 = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{165 - 12,5} = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{152,5}; \quad h_4 = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{190 - 15} = \frac{\Delta H_{\text{вых}}}{175}.$$

Задавая значения $H_{\text{вых}}$, рассчитываются соответствующие напорные и расходные коэффициенты, расходы рабочего, всасываемого и выходного потоков. Кроме того, рассчитывается характеристика потребителя: $\Delta H_{\text{вых}} = 220 Q_{\text{вых}}^2$.

На основании полученных данных строятся эксплуатационные характеристики эжектора и характеристика потребителя. На график наносятся заданные значения расхода на выходе из эжектора. Анализ зависимости (рис. 13) $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$ показывает, что данный эжектор обеспечивает бесперебойную (без кавитации и "опрокидывания") работу в заданном расходном и напорном диапазоне.

На этом завершается расчет нерегулируемого водоструйного эжектора. Следовательно, расчет нерегулируемого эжектора сводится к расчету двух поперечных размеров эжектора: диаметра сопла и диаметра камеры смешивания. Рассчитать продольные размеры проточной части эжектора сложно и поэтому они принимаются на основании экспериментальных данных. К таким продольным размерам следует отнести: удаление среза сопла от начала камеры смешивания, длину камеры смешивания, угол конусности диффузора, конструктивное исполнение выходного участка сопла, входного участка в камеру смешивания, месторасположение патрубка для всасываемого потока по отношению к срезу сопла и началу камеры смешивания, угол подвода всасываемого потока и так далее.

8. РАСЧЕТ РЕГУЛИРУЕМЫХ ВОДОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

При значительных колебаниях верхнего и нижнего бьефов гидроэлектростанции производительность эжектора ТВС меняется в широких пределах, что приводит к нарушению нормальной эксплуатации системы технического водоснабжения. Кроме того, не представляется возможным проектировать один нерегулируемый эжектор и приходится рассчитывать несколько эжекторов равной или разной производительности, работающих при различных уровнях воды в бьефах. Такая система водоснабжения весьма сложна в эксплуатации.

Обеспечение потребителей системы ТВС в большом диапазоне изменения расходов и при значительных колебаниях уровней верхнего и нижнего бьефов экономически целесообразно производить путем регулирования расхода охлаждающей воды. Регулирование расхода воды в системе ТВС может осуществляться нерегулируемыми эжекторами совместно с регулятором давления на выходе (см. рис. 14, а, подобная система была применена, например, для ТВС на Усть-Илимской ГЭС) или регулируемым эжектором (см. рис. 14, б). Предпочтительнее устанавливать один регулируемый эжектор.

Анализируя преимущества и недостатки указанных выше способов регулирования расхода в системе ТВС, нетрудно установить, что применение регулируемых эжекторов обеспечивает более простую, надежную и экономически более целесообразную систему ТВС.

Для сопоставления работы нерегулируемых и регулируемых эжекторов ТВС на рис. 15 приведены эксплуатационные характеристики $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$ для обоих видов эжекторов. Как видно, для обеспечения необходимого значения $Q_{\text{вых}}$ при заданном $H_{\text{вых}}$ в системе нерегулируемого эжектора требуется создать дополнительное гидравлическое сопротивление $\Delta H_{\text{вых}}$. В системе же регулируемого эжектора обеспечение необ-

ходимого значения $Q_{\text{вых}}$ при том же заданном $H_{\text{вых}}$ достигается путем изменения открытия сопла S (рис. 14, б), что приводит к смещению характеристики $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$. Это обуславливает более высокий коэффициент полезного действия системы с регулируемыми эжекторами по сравнению с нерегулируемыми.

Так, для системы ТВС Саяно-Шушенской ГЭС при выходном расходе $Q_{\text{вых}} = 0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ значения КПД для регулируемого эжектора превышают значения КПД для нерегулируемого эжектора приблизительно на 15%. Кроме того, конструкция регулируемого эжектора ТВС дает возможность автоматически регулировать расход охлаждающей воды с целью поддержания постоянной температуры активных частей генераторов и трансформаторов, что увеличивает их срок службы.

Оснащение ГЭС контрольно-измерительной аппаратурой для контроля режима водотока и работы турбины позволяет автоматизировать регулирование расхода технической воды. Тем самым создается возможность включить эжектор в систему автоматического управления технологическим процессом (АСУТП) гидроэнергетической установки, что имеет важное значение для повышения качества и надежности энергоснабжения, удешевления стоимости вырабатываемой энергии, сокращения обслуживающего персонала и т. п.

Из литературы [4] известно, что регулируемые эжекторы для крупных гидроэлектростанций впервые были применены на ГЭС Гренд-Кули.

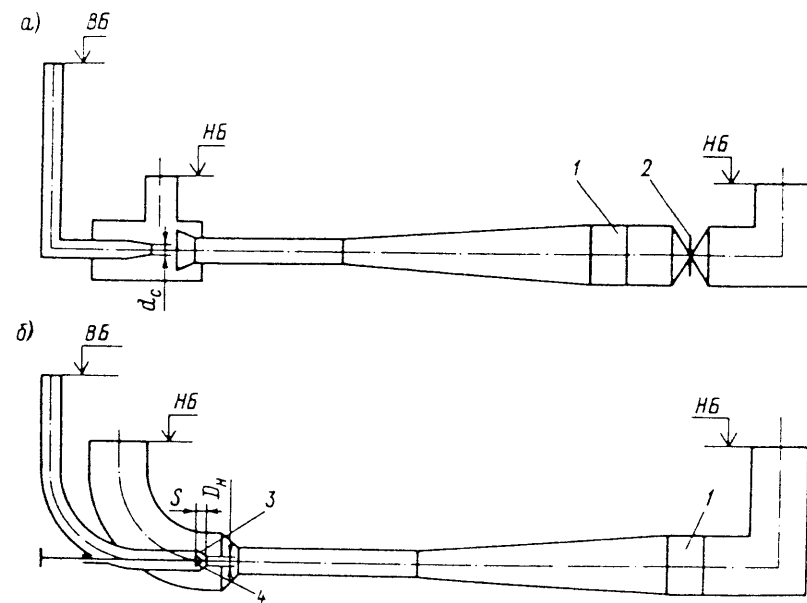


Рис. 14. Схемы регулирования расхода воды в системе ТВС ГЭС: а – нерегулируемый эжектор ТВС с регулятором давления на выходе; б – регулируемый эжектор ТВС

1 – потребитель; 2 – регулятор давления; 3 – насадок; 4 – игла

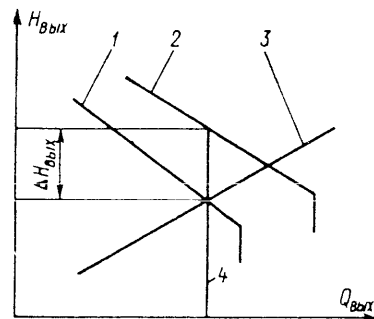


Рис. 15. Эксплуатационная характеристика регулируемого (кривая 1) и нерегулируемого (кривая 2) эжекторов ТВС и потребителя (кривая 3) при некотором значении расчетного расхода на выходе из эжектора (кривая 4)

причем напоры рабочего потока не превышали 100 м. Данные об эксплуатации подобных конструкций весьма ограничены, так как они не нашли еще широкого применения. Ввиду почти полного отсутствия опыта расчета и проектирования регулируемых эжекторов на ЛМЗ впервые была предпринята попытка создать методику расчета регулируемых эжекторов. При этом возникли проблемы в оценке оптимальности конструкции сопла, т.е. углов конусности иглы и насадка, зависимости рабочего расхода от хода иглы, зависимости всасывающей способности эжектора от рабочего расхода сопла и другие. Первая из перечисленных проблем была решена следующим образом. На основании экспериментальных данных исследования сопел ковшовых гидротурбин и ориентировочных расчетов на ЛМЗ были спроектированы модели сопел, имеющих насадки и иглы с разными углами конусности.

Экспериментальные исследования моделей таких эжекторов подтвердили теоретические предпосылки, позволили рекомендовать оптимальное сочетание углов конусности сопла и насадка (см. А.С. 640047 СССР, МКИ³ F04F 5/02) и уточнить характеристику сопла, т.е. зависимость рабочего расхода от хода иглы.

Для решения второй проблемы было принято допущение, что регулируемый и нерегулируемый эжекторы, работающие в одном и том же напорном режиме и имеющие равные расходы рабочего потока, обладают одинаковой всасывающей способностью. На основании этого допущения расчет регулируемого эжектора сводится к расчету эквивалентного нерегулируемого эжектора в условиях установившегося режима. При изменении открытия сопла (S) регулируемого эжектора путем передвижения регулирующей иглы соответственно меняется и рабочий расход Q_p , что приводит к изменению диаметра эквивалентного нерегулируемого эжектора, выбранного из условия равенства рабочих расходов. При этом расчет эксплуатационной характеристики регулируемого эжектора в определенном напорном режиме $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$ проводится в следующей последовательности: при каждом заданном открытии сопла S определяется расход рабочего потока, скорость рабочего потока, диаметр сопла эквивалентного нерегулируемого эжектора и затем рассчитывается этот нерегулируемый эжектор по ранее указанной методике.

Указанная методика расчета регулируемого эжектора была реализована при проектировании и экспериментальных исследованиях крупно-

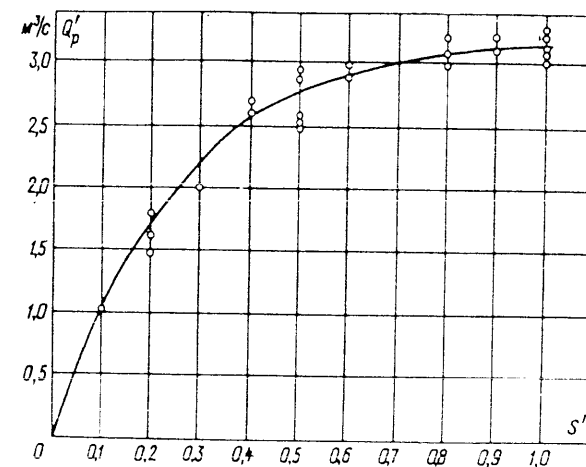


Рис. 16. Зависимость $Q'_p = f(S')$

масштабной модели (масштаб 1 : 2,5) и натурных исследованиях регулируемого эжектора ТВС на Саяно-Шушенской ГЭС, а также — при проектировании эжектора ТВС для Зейской ГЭС. Удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных подтвердило правомерность принятых основных допущений при расчете регулируемого эжектора и позволило считать, что эжектор, спроектированный по предложенной методике, будет работать надежно, а его эксплуатационные характеристики будут соответствовать расчетным.

Порядок расчета регулируемого эжектора ТВС. Считаем заданными величинами, как и для нерегулируемого эжектора, напоры H_p , $H_{\text{вс}}$, расход $Q_{\text{вых}}$, а также характеристику потребителя $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$.

Расчет геометрических параметров и эксплуатационных характеристик регулируемого эжектора производится в следующей последовательности:

1. Рассчитывается нерегулируемый эжектор, на основании исходных данных (диаметр сопла d_c и камеры смешивания $D_{\text{к.см}}$) по методике, приведенной в § 7.

2. Выбирается приведенный расход рабочего потока Q'_p по зависимости $Q'_p = f(S')$ (рис. 16) при относительном открытии сопла $S' = 0,6 \div 0,7$ (чтобы иметь запас рабочего расхода при $S' = 0,6 \div 1,0$).

3. Определяется диаметр насадка сопла регулируемого эжектора по формуле

$$D_n = \sqrt{\frac{Q_p}{Q'_p \sqrt{H_p - H_{\text{вс}}}}}, \quad (23)$$

где D_n — диаметр насадка сопла регулируемого эжектора, м; Q_p — расчетный расход рабочего потока эквивалентного нерегулируемого эжектора (см. п. 1 расчета), м³/с; Q'_p — расчетный приведенный расход рабочего

потока при заданном относительном открытии S' (см. п. 2 расчета), $\text{м}^3/\text{с}$:

$$S' = S/D_H; \quad (24)$$

S — открытие сопла или ход иглы сопла, м.

Следовательно, регулируемый эжектор, имеющий диаметр насадка D_H , при заданном открытии сопла S будет соответствовать по рабочему и выходному расходам нерегулируемому эжектору, имеющему диаметр сопла d_c . При этом диаметр камеры смешивания для регулируемого эжектора необходимо принять равным диаметру камеры смешивания нерегулируемого эжектора (см. п. 1 расчета). Далее проводится анализ работоспособности регулируемого эжектора при всех колебаниях уровней верхнего и нижнего бьефов гидроэлектростанции и при разных открытиях сопла. Расчет проводится в следующей последовательности:

4. Задаются значения относительного открытия сопла S' и соответствующие им значения приведенного расхода рабочего потока Q'_p , используя зависимость $Q'_p = f(S')$. И далее для каждого значения относительного открытия сопла:

5. Определяется открытие сопла $S = S'D_H$.

6. Определяется расход рабочего потока. Имеем зависимость $H_{p.изб} = H_{p.ст} - \Delta H_T - \Delta H_p$, где ΔH_T — потери напора в трассе от ВБ до забора воды из спирали к эжектору; $\Delta H_p = n_p Q_p^2$ — потери напора в трассе рабочего потока от спирали до эжектора; $H_{p.ст}$ — статический напор рабочего потока (разность отметок уровня верхнего бьефа и оси расположения эжектора); $H_{p.изб}$ — избыточный напор (разность статического напора и гидравлических потерь в трубопроводе, подводящем рабочий поток). Преобразуя формулу (23), получим $H_{p.изб} - H_{вс.изб} = Q_p^2 / [(Q'_p)^2 D_H^4]$. Подставив в полученное выражение $H_{p.изб}$ (см. выше), получим

$$H_{p.ст} - \Delta H_T - n_p Q_p^2 - H_{вс.изб} = Q_p^2 / [(Q'_p)^2 D_H^4],$$

откуда получаем формулу для определения рабочего расхода:

$$Q_p = \sqrt{\frac{H_{p.ст} - \Delta H_T - H_{вс.изб}}{n_p + \frac{1}{(Q'_p)^2 D_H^4}}}. \quad (25)$$

7. Задаются значения напора всасываемого потока с учетом потерь в трубопроводе всасываемого потока $H_{вс.изб}$.

8. Определяются потери во всасывающем трубопроводе

$$\Delta H_{вс} = H_{вс.ст} - H_{вс.изб}.$$

9. Определяется расход всасываемого потока

$$Q_{вс} = \sqrt{\Delta H_{вс} / n_{вс}},$$

так как $\Delta H_{вс} = n_{вс} Q_{вс}^2$ — потери напора в трассе всасываемого потока.

10. Определяется расход потока на выходе из эжектора

$$Q_{вых} = Q_p + Q_{вс}.$$

11. Определяется напор рабочего потока с учетом потерь

$$H_{p.изб} = H_{p.ст} - \Delta H_T - n_p Q_p^2.$$

12. Определяется скорость рабочего потока v_p по уравнению (18).

13. Определяется диаметр сопла d_c эквивалентного нерегулируемого эжектора для заданного открытия сопла и сочетания напорных данных по формуле $d_c = \sqrt{Q_p / 0,785 v_p}$.

14. Определяется геометрический коэффициент $k = (D_{к.см} / d_c)^2$, где диаметр камеры смешивания $D_{к.см}$ определен ранее (см. в п. 1 расчета).

15. Уравнение характеристики эжектора (13) представляется в виде:

$$q = \mp b \pm \sqrt{c - ah}. \quad (29)$$

16. Определяется расходный коэффициент $q = Q_{вс} / Q_p$.

17. Определяется напорный коэффициент из уравнения (29):

$$h = [c - (q + b)^2] / a.$$

18. Определяется напор на выходе из эжектора по формуле (10):

$$H_{вых} = h(H_{p.изб} - H_{вс.изб}) + H_{вс.изб}.$$

Для получения более точного результата расчет по пунктам 15–18 повторяют, введя в уравнение гидравлической характеристики эжектора (13) значения коэффициентов $\varphi_h = f(h)$. Затем определяется значение кавитационного коэффициента для рассматриваемого сочетания напорных данных и открытия сопла:

19. Решается эта задача подбором: задается значение напора всасываемого потока с учетом потерь при кавитации $H_{вс.кв}$.

20. Определяется скорость рабочего потока при кавитации:

$$v_{p.кв} = 4,208 \sqrt{H_{p.изб} - H_{вс.кв}}.$$

21. Определяется диаметр сопла эквивалентного нерегулируемого эжектора при кавитации: $d_{с.кв} = \sqrt{Q_p / 0,785 v_{p.кв}}$, причем значение Q_p берется из п. 6 расчета.

22. Определяется геометрический коэффициент при кавитации:

$$k_{кв} = (D_{к.см} / d_{с.кв})^2.$$

23. Решается уравнение характеристики эжектора (13): $q_{кв} = \pm b \pm \sqrt{c - ah}$.

24. Определяется расходный кавитационный коэффициент по формуле (15).

25. Определяется кавитационный расход потока на выходе из эжектора $Q_{вых.кв} = (1 + q_{кв}) Q_p$.

26. Определяется напорный кавитационный коэффициент

$$h = [c - (q_{кв} + b)^2] / a.$$

27. Определяется напор потока на выходе из эжектора при наступлении кавитации: $H_{вых.кв} = h_{кв}(H_{p.изб} - H_{вс.кв}) + H_{вс.кв}$.

28. Определяется расход всасываемого потока при кавитации: $Q_{вс.кв} = Q_{вых.кв} - Q_p$.

29. Определяются потери напора во всасывающем трубопроводе при кавитации: $\Delta H_{\text{вс.кв}} = n_{\text{кв}} Q_{\text{вс.кв}}^2$.

30. Определяется напор всасываемого потока при кавитации: $H_{\text{вс.кв}} = H_{\text{вс.ст}} - \Delta H_{\text{вс.кв}}$. Значение напора всасываемого потока, определенное по п. 30, и значение, заданное по п. 19, должны быть равны.

Далее задают другие значения открытий сопла регулируемого эжектора, производят расчет по пп. 5–30, строят эксплуатационные характеристики эжектора $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$ при разных открытиях сопла для каждого сочетания заданных напоров.

Таким образом, расчет регулируемого эжектора сводится к расчету нерегулируемого эжектора. Продольные размеры регулируемого эжектора так же, как и для нерегулируемого эжектора, выбираются на основании экспериментальных данных.

Пример. Исходные значения: $H_p = 195$ м, $H_{\text{вс}} = 15,5$ м, $\Delta H_{\text{вых}} = 35$ м, $Q_{\text{вых}} = 0,4$ м³/с, примем $Q_p = 0,18$ м³/с, $Q_{\text{вс}} = 0,22$ м³/с.

Решение. 1. Расчет нерегулируемого эжектора при исходных значениях дал следующие результаты: диаметр сопла $d_c = 65$ мм, диаметр камеры смешивания $D_{\text{к.см}} = 145$ мм.

2. Выбираем расчетный приведенный расход $Q'_p = 2,93$ м³/с при $S' = 0,63$ (см. рис. 16), чтобы иметь запас по рабочему расходу от относительного открытия сопла $S' = 0,63 \pm 1,00$.

3. Диаметр насадка

$$D_H = \sqrt{\frac{Q_p}{Q'_p \sqrt{H_p - H_{\text{вс}}}}} = \sqrt{\frac{0,785 d_c^2 4,208 \sqrt{H_p - H_{\text{вс}}}}{Q'_p \sqrt{H_p - H_{\text{вс}}}}} = \sqrt{\frac{0,785 d_c^2 4,208}{Q'_p}}$$

имеем

$$D_H = 1,818 d_c / \sqrt{Q'_p} \quad (20)$$

Следовательно, $D_H = 1,818 \cdot 0,065 / 2,93 = 0,069$ м. Примем $D_H = 70$ мм. Тогда регулируемый эжектор, имеющий диаметр насадка сопла $D_H = 70$ мм, при открытии $S = 0,63 \cdot 70 = 44$ мм и при расчетных исходных данных соответствует по рабочему и выходному расходам нерегулируемому эжектору, имеющему диаметр сопла $d_c = 65$ мм.

4. Проведем примерный расчет для одной точки характеристики регулируемого эжектора при $H_{p,\text{ст}} = 195$ м, $H_{\text{вс.ст}} = 15,5$ м и относительном открытии сопла $S' = 0,3$.

$$5. S = 0,3 \cdot 70 = 21 \text{ мм.}$$

$$6. Q_p = \frac{195 - 2,5 - 15,5}{\sqrt{80 + 2,19^{-2} (0,07)^{-4}}} = 0,142 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$7. \text{Задаем } H_{\text{вс.изб}} = 15,0 \text{ м.}$$

$$8. \Delta H_{\text{вс}} = 15,5 - 15,0 = 0,5 \text{ м.}$$

$$9. Q_{\text{вс}} = 0,5/12 = 0,0204 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$10. Q_{\text{вых}} = 0,142 + 0,0204 = 0,346 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$11. H_{p,\text{изб}} = 195 - 2,5 - 80 \cdot 0,142 = 190,89 \text{ м.}$$

$$12. v_p = 4,208 \sqrt{190,89 - 15,0} = 55,8 \text{ м/с.}$$

$$13. d_c = \sqrt{0,142 / (0,785 \cdot 55,8)} = 0,0569 \text{ м.}$$

$$14. k = (0,145 / 0,0569)^2 = 6,494.$$

$$15. q^2 \left(\frac{1,074}{6,494^2} - \frac{0,705}{6,494 \cdot 5,494} \right) + \frac{2,148}{6,494^2} q - \left(\frac{1,76}{6,494} - \frac{1,074}{6,494^2} - h \right) = 0;$$

$$q = -4,46 + \sqrt{62,94 - 175,22h}.$$

$$16. q = \frac{0,204}{0,142} = 1,4366.$$

$$17. h = [62,94 - (1,436 + 4,46)^2 / 175,22] = 0,1608.$$

18. $H_{\text{вых}} = 0,1608 (190,89 - 15,0) + 15,0 = 43,28$ м. Расчет проведен без учета коэффициента φ_H . Для более точного расчета необходимо повторить расчет, принимая значение φ_H на основании полученных выше данных.

Далее задают другие значения $H_{\text{вс.изб}}$ и повторяют расчет с п. 7 по п. 18 для каждого значения $H_{\text{вс}}$, что позволяет построить эксплуатационную характеристику эжектора $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$ для относительного открытия сопла $S' = 0,3$.

Расчет кавитации производится так:

$$19. \text{Задаем } H_{\text{вс.кв}} = 14,6 \text{ м.}$$

$$20. v_{p,\text{кв}} = 4,208 \sqrt{190,89 - 14,6} = 55,89 \text{ м/с.}$$

$$21. d_{c,\text{кв}} = 0,142 / 0,785 \cdot 55,89 = 0,05689 \text{ м.}$$

$$22. k_{\text{кв}} = [0,145 / (0,056 \cdot 89)]^2 = 6,496.$$

$$23. q^2 \left(\frac{1,074}{6,496^2} - \frac{0,705}{6,496 \cdot 5,496} \right) + \frac{2,148}{6,496^2} q - \left(\frac{1,76}{6,496} - \frac{1,074}{6,496^2} - h \right) = 0;$$

$$q = -4,46 + \sqrt{62,94 - 175,3h}.$$

$$24. q_{\text{кв}} = 0,974 \cdot 0,95 \left(6,496 - \sqrt{\frac{190,89 - 14,6}{190,89 + 9,55}} \right) \sqrt{\frac{9,55 + 14,6}{190,89 - 14,6}} = 1,899.$$

$$25. Q_{\text{вых.кв}} = (1 + 1,899) \cdot 0,142 = 0,412 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$26. h_{\text{кв}} = \frac{62,94 - (1,899 + 4,46)}{175,3} = 0,1284.$$

$$27. H_{\text{вых.кв}} = 0,1284 (190,89 - 14,6) + 14,6 = 37,14 \text{ м.}$$

$$28. Q_{\text{вс.кв}} = 0,412 - 0,142 = 0,27 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$29. \Delta h_{\text{вс}} = 12 \cdot 0,27^2 = 0,88 \text{ м.}$$

$$30. H_{\text{вс.кв}} = 15,5 - 0,88 = 14,62 \text{ м. Заданное в п. 19 расчета значение } H_{\text{вс}} = 14,6 \approx 14,62 \text{ м.}$$

В последующем задают другие значения открытия сопла и проводят расчет в такой же последовательности.

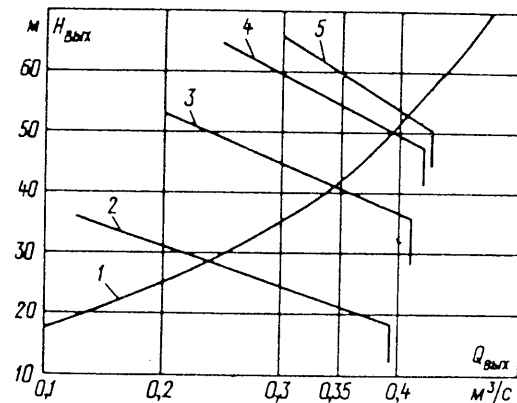


Рис. 17. Эксплуатационные характеристики регулируемого эжектора при $D_H = 70$ мм, $D_{\text{к.см}} = 145$ мм, $H_p = 195$ мм, $H_{\text{вс}} = 16,5$ м
1 — характеристика потребителя; 2 — $S' = 0,1$; 3 — $S' = 0,3$; 4 — $S' = 0,63$; 5 — $S' = 1,0$

На основании полученных данных строят эксплуатационные характеристики регулируемого эжектора и соответствующую характеристику потребителя (рис. 17).

Анализ эксплуатационных характеристик регулируемого эжектора показывает возможность высокоэффективной его работы в широком диапазоне изменения производительности при условии больших колебаний уровней верхнего и нижнего бьефов, а также мощности гидроагрегата. Расчет регулируемого эжектора сводится к расчету двух поперечных размеров: диаметра сопла и диаметра камеры смешивания. Продольные размеры проточной части эжектора, как и для нерегулируемого эжектора, являются нерасчетными и принимаются на основании экспериментальных данных. Экспериментальным путем также устанавливается оптимальное сочетание углов конусности насадка и иглы сопла регулируемого эжектора. Рекомендации к проектированию регулируемых эжекторов приводятся в § 9.

9. РЕКОМЕНДАЦИИ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭЖЕКТОРОВ

При проектировании эжектора необходимо учитывать, что большое значение имеет соответствие профиля проточной части эжектора естественному профилю движущегося потока, иначе возникают дополнительные потери из-за дросселирования или завихрений. Оптимальная конструкция эжектора, обеспечивающая максимальную работоспособность эжектора с минимальными гидравлическими потерями при заданных исходных данных, во многом определяется нерасчетными продольными размерами, которые должны находиться в строго определенном соотношении с расчетными поперечными размерами и конфигурацией входного участка в камеру смешивания. Экспериментальные исследования, проведенные на Братской ГЭС (см. гл. 3), дали результаты, которые легли в основу рекомендаций к проектированию проточной части эжектора. Конфигурация проточной части эжектора определяет процесс смешивания рабочего и всасываемого потоков. Процесс смешивания в эжекторе, главным образом, зависит от трех элементов: удаления среза сопла от начала камеры смешивания, длины камеры смешивания (сюда же относится конфигурация входного участка камеры смешивания) и угла конусности диффузора. Эти элементы взаимосвязаны и предопределяют размеры друг друга. Рассмотрим назначение и характер воздействия на производительность эжектора каждого из этих элементов.

Камера смешивания. Камера смешивания предназначена, во-первых, для смешивания рабочего и всасываемого потоков, т. е. для обеспечения захвата рабочей струей нужного количества всасываемой жидкости и, во-вторых, для выравнивания (распределения по сечению) скорости смешанного потока перед его поступлением в диффузор с целью уменьшения потерь в диффузоре.

Потери в камере смешивания складываются из потерь, возникающих при смешивании двух потоков с разными скоростями, и потерь на трение по длине. Очевидно, что с уменьшением длины камеры смешивания

в ней уменьшаются потери на трение по длине, однако ухудшение выравнивания скорости смешанного потока перед входом в диффузор приводит к увеличению гидравлических потерь в диффузоре. С другой стороны, удаление среза сопла от начала камеры смешивания компенсируется уменьшением длины камеры смешивания. Отсюда следует, что нахождение оптимальной длины камеры смешивания для данного эжектора сводится к решению задачи нахождения минимальной суммы гидравлических потерь в эжекторе, зависящих от удаления среза сопла от начала камеры смешивания, длины камеры смешивания и конфигурации диффузора. Наиболее совершенной считается камера смешивания, построенная по закону, обеспечивающему наименьшие потери при смешивании потоков вследствие того, что профиль камеры смешивания соответствует линиям тока всасываемого потока. Однако при больших напорах, имеющих место на гидроэлектростанциях, эжектор с такой камерой смешивания мало чем отличается от эжектора с обычной цилиндрической камерой смешивания, а применение ее приводит к дополнительным трудностям при расчете и изготовлении. Поэтому в системах ТВС рекомендуется применять камеры смешивания цилиндрической формы, дающие наибольшую степень восстановления напора. Рекомендуемые отношения длины камеры смешивания к диаметру ее приводятся ниже в совокупности с рекомендациями по другим элементам проточного тракта.

Конструкция входного участка в камеру смешивания влияет на процесс всасывания потока и, являясь звеном в цепи гидравлических сопротивлений (от среза сопла до выхода из эжектора), влияет на работоспособность и кавитационную стойкость эжектора. Неправильная конфигурация входного участка в камеру смешивания может способствовать образованию обратных токов всасываемого потока, тем самым создавать дополнительные сопротивления. Наиболее рациональным следует считать входной участок в камеру смешивания конусообразной формы с большим радиусным скруглением. Соотношения длины входного участка камеры смешивания с другими элементами эжектора указываются ниже.

Удаление среза сопла от начала камеры смешивания. Удаление среза сопла от начала камеры смешивания оказывает существенное влияние на производительность эжектора, но не может рассматриваться как автономная проблема, так как оптимальное удаление зависит от длины камеры смешивания и определяется закономерностями, связанными с явлением истечения из сопла затопленной струи, т. е. с явлением расширения струи (на расстоянии $l \leq d_c$) и сохранения ядра сечения (на расстоянии $l \leq 2d_c$).

Удаление сопла от начала камеры смешивания, форма входа в камеру смешивания, длина и диаметр камеры смешивания определяют степень ограничения рассеянной струи рабочего потока, площадь и профиль прохода всасываемого потока, габариты начального участка смешивания потоков.

Значительное приближение сопла к камере смешивания сопровождается пережатием перекачиваемого всасываемого потока на входе в камеру смешивания и, следовательно, увеличением сопротивления этого участка и появлением кавитационных явлений. Значительное удаление сопла

от входа в камеру смешивания также ведет к снижению производительности эжектора, т. е. к уменьшению расхода всасываемого потока, так как удлиняется рабочая струя, которая соприкасается с входным участком камеры смешивания большего диаметра; в камеру смешивания вносится большее количество всасываемой воды, чем она может пропустить, и часть воды вытекает обратно в приемную камеру, образуя обратные потоки (дополнительные потери). Относ сопла от входа в камеру смешивания можно считать целесообразным только при проектировании эжектора для перекачивания смесей, содержащих крупные твердые тела.

Величина удаления среза сопла от начала камеры смешивания определяется, по-видимому, диаметром и толщиной выходной кромки среза сопла, диаметром и очертаниями входного участка в камеру смешивания. Для регулируемого эжектора оптимальное удаление несколько больше, что тоже объясняется энергетическими свойствами турбулентной струи рабочего потока.

Диффузор. Диффузор служит для окончательного смешивания потоков и преобразования скоростного напора смешанного потока в статический напор положения выходного потока. Гидравлические потери в диффузоре определяются увеличением турбулентного обмена между частицами жидкости, расширением потока, колебанием потока вблизи стенок, вихреобразованием и обратными потоками. Гидравлические потери в диффузоре зависят от условий втекания потока, т. е. от степени выравнивания скорости потока во входном сечении или степени турбулизации потока, от геометрических параметров режима течения, характеризующегося числом Рейнольдса, от формы внутреннего профиля, рациональности конструкции, т. е. градиента скорости вдоль стенок диффузора по его длине и от шероховатости стенок диффузора. Гидравлические потери в диффузоре представляют собой суммарные потери на трение и расширение и рассчитываются по справочнику И. Е. Идельчика "Гидравлические сопротивления".

Некоторые авторы рекомендуют диффузор делать составным из нескольких частей разной конусности, спроектированных исходя из условия равенства изменения количества движения или падения скоростных напоров по участкам. Так, например, П. Н. Каменев [6] рекомендует выполнять диффузор из трех частей с углами конусности по участкам 2, 4, 13° соответственно.

Однако, как показали испытания, применение составных диффузоров незначительно уменьшает гидравлические сопротивления, а изготовления таких диффузоров по сравнению с диффузорами, имеющими постоянный угол конусности (при условии обеспечения хорошей внутренней поверхности при больших размерах), затруднительно. Немаловажно, что длина составного диффузора больше длины диффузора с постоянным углом конусности приблизительно в 1,5 раза. Поэтому рекомендуется для эжекторов ГЭС применять диффузоры с постоянным углом конусности по всей длине. Исследования в этой области показали, что минимальной суммой потерь обладают диффузоры с углами конусности 6–8°, так как при этом эпюра скоростей в конце диффузора симметрична и отсутствует отрыв потока от стенок.

Натурные гидравлические испытания эжекторов всех типоразмеров и при разных значениях h , проведенные на Братской ГЭС, позволяют рекомендовать при проектировании нерегулируемых эжекторов следующие соотношения:

1. Угол конусности по всей длине равен 8°.

2. Длина камеры смешивания $L_{к.см}$ и удаление среза сопла от начала камеры смешивания x : для высоконапорных эжекторов $L_{к.см} = 6 \div 7 D_{к.см}$, $x \approx d_c$; для средненапорных эжекторов $L_{к.см} \approx 7 D_{к.см}$, $x \approx 0,5 d_c$; для низконапорных эжекторов $L_{к.см} \approx 7 \div 8 D_{к.см}$, $x \approx 0,3 d_c$.

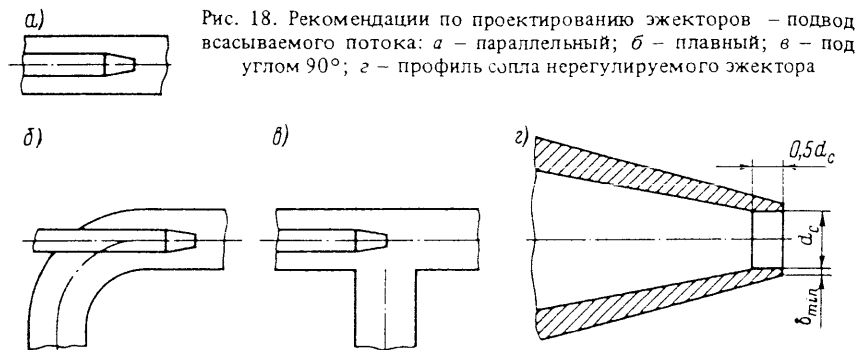
3. Входной участок в камеру смешивания конфузорно-сферической формы длиной $L_{вх} \approx 0,5 D_{к.см}$, соблюдая при этом следующие соотношения: для высоконапорных эжекторов $x/L_{вх} \approx 1,0$; для средненапорных эжекторов $x/L_{вх} \approx 0,5$; для низконапорных эжекторов $x/L_{вх} \approx 0,2$.

Совокупность этих соотношений обеспечивает минимальные потери в тракте смешивания потоков, полное перемешивание потоков и стабилизацию скоростей на выходе из диффузора.

Рассмотрим далее другие конструктивные элементы эжектора, влияющие на его производительность.

Месторасположение и угол подвода всасываемого потока. Месторасположение патрубка всасываемого потока по отношению к срезу сопла эжектора, как показали испытания, оказывает влияние на производительность эжектора. Патрубок необходимо располагать в непосредственной близости к срезу сопла. Удаление патрубка в сторону, противоположную движению потока, приводит к снижению производительности за счет увеличения гидравлических сопротивлений на трассе всасывания. Угол подвода всасываемого потока также влияет на производительность эжектора. Так, для уменьшения гидравлических потерь подвод всасываемого потока должен осуществляться параллельно рабочему потоку или плавно вписываться во входное сечение камеры смешивания. Однако плавный подвод всасываемого потока незначительно повышает производительность по сравнению с менее выгодным подводом под 90° к оси эжектора. Зато по технологическим, конструктивным и габаритным соображениям, плавный подвод менее экономичен. Исходя из этих соображений подвод всасываемого потока рекомендуется производить под углом 90° к оси эжектора так, чтобы внутренняя кромка всасываемого трубопровода совпадала (или была близка) со срезом сопла (рис. 18).

Профиль сопла нерегулируемого эжектора. Профиль сопла нерегулируемого эжектора (рис. 18, з) определяет, под каким углом будут подаваться струи рабочего и всасываемого потоков, благодаря чему непосредственно влияет на коэффициент полезного действия эжектора. Испытания показали, например, что отсутствие цилиндрического участка по внутреннему диаметру на выходе из сопла или увеличение шероховатости поверхности сопла значительно снижают производительность эжектора, так как эти факторы влияют на сжатие струи в срезе сопла и на гидравлические сопротивления в трактах всасывания и подвода рабочего потока. Поэтому сопло нерегулируемого эжектора рекомендуется выполнять тщательно обработанным, конически сходящимся, с цилиндрическим участком на выходе из сопла по внутреннему диаметру длиной



около $0,5d_c$ (рис. 18). Кроме того, учитывая рекомендации по удалению среза сопла от начала камеры смешивания, следует отметить, что они правомерны при исполнении выходных кромок сопла минимальной толщины. Это уменьшает турбулентность в слое смешивания и предотвращает более раннее появление кавитации. В первую очередь, важно, чтобы основные детали эжектора (сопло, камера смешивания, диффузор) находились на одной оси. Ясно, что несоблюдение соосности, например, сопла и входного участка камеры смешивания приводит к значительным потерям энергии рабочей струи, возникновению обратных потоков, а следовательно, к снижению производительности эжектора.

Особенности конструкции регулируемого эжектора. Экспериментальные исследования крупномасштабной модели регулируемого эжектора ТВС для Саяно-Шушенской ГЭС и их анализ позволили установить необходимые соотношения между конструктивными элементами регулируемых эжекторов и выработать рекомендации:

1. Удаление среза насадка сопла от начала камеры смешивания необходимо выбирать в интервале $(0,3-1,0)D_n$, т. е. в том же интервале, что и для нерегулируемого эжектора. Причем большее удаление насадка от камеры смешивания следует применять для регулируемых эжекторов ТВС, работающих при значительных колебаниях уровней верхнего и нижнего бьефов и необходимого расхода на выходе из эжектора.

2. Наиболее рациональным представляется выбор сочетания углов конусности иглы и насадка сопла в интервале $50-60^\circ$. Это обеспечивает максимальную производительность сопла, хорошие кавитационные свойства эжектора и удовлетворительную плавность изменения характеристики рабочего расхода в зависимости от открытия сопла, что характеризует плавность регулирования производительности эжектора. Немаловажное значение имеет наружный и внутренний профиль насадка, иглы и входного участка камеры смешивания. Все эти элементы необходимо выполнять тщательно обработанными, сферической формы и таким образом, чтобы для рабочего, всасываемого и смешивающегося потоков образовывался профилированный тракт следования.

3. Рекомендации, относящиеся к таким элементам нерегулируемого эжектора, как камера смешивания и диффузор, справедливы и для регулируемого эжектора.

Известно, что производительность и кавитационные свойства эжектора зависят от удаления среза сопла от начала камеры смешивания. При оптимальном удалении $x_{opt} = (0,3 \pm 1,0)d_c$ эжектор при прочих равных условиях обладает максимальной производительностью. Варьируя x , можно менять производительность и кавитационные свойства эжектора. Например, с увеличением x (то же самое длины тракта смешивания) производительность эжектора падает, зато улучшаются кавитационные свойства.

Кроме того, известно и то, что регулируемое сопло, состоящее из насадка и иглы, позволяет при перемещении иглы относительно насадка, изменять проходное сечение сопла и тем самым — расход рабочего потока, вакуум в срезе сопла, расход всасываемого потока и расход выходного потока в широких пределах. Эжектор с регулируемым соплом заменяет некоторые нерегулируемые эжекторы с разными диаметрами сопел. При каждом фиксированном открытии сопла S (положении иглы относительно насадка) регулируемый эжектор идентичен нерегулируемому эжектору с соответствующим диаметром сопла. Следовательно, при каждом фиксированном открытии сопла регулируемый эжектор будет обладать максимальной производительностью при определенном удалении насадка от начала камеры смешивания.

Однако для регулируемых эжекторов удаление насадка от начала камеры смешивания выбирается оптимальным только для расчетного значения открытия насадка. При иных открытиях регулируемый эжектор работает с несколько меньшим коэффициентом полезного действия. Поэтому изменение удаления насадка x от начала камеры смешивания соответственно для каждого фиксированного открытия сопла S позволяет добиваться максимально возможных производительности и коэффициента полезного действия (рис. 19, а).

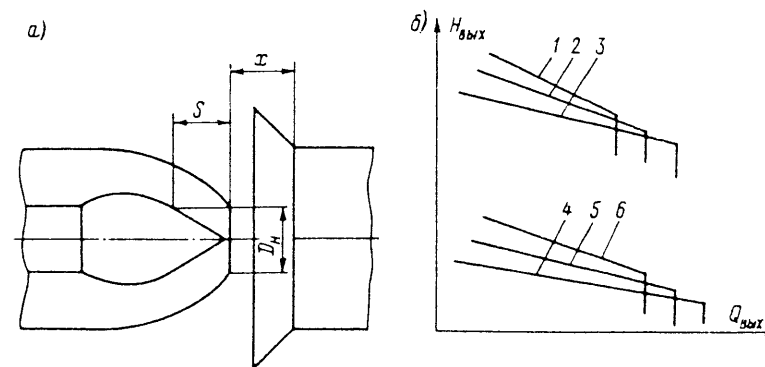


Рис. 19. Сопло регулируемого эжектора (а) и его эксплуатационные характеристики (б) при различных открытиях сопла (S_{max} , S_{min}) и удалениях среза насадка от начала камеры смешивания (x_{max} , x_{cp} , x_{min})
1 — S_{max} , x_{min} ; 2 — S_{max} , x — среднее; 3 — S_{max} , x_{max} ; 4 — S_{min} , x_{max} ; 5 — S_{min} , x — среднее; 6 — S_{min} , x_{min}

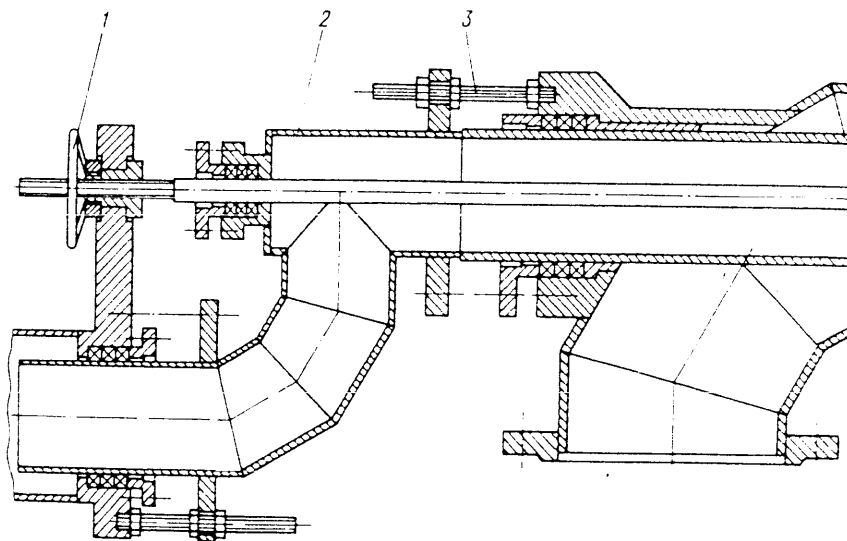
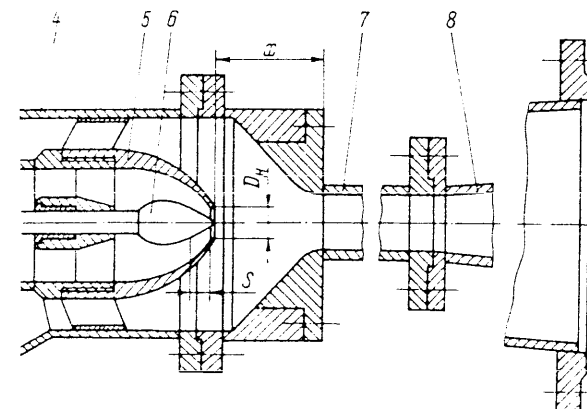


Рис. 20. Схематическая конструкция эжектора с
1 — маховик; 2 — подвижный патрубок насадка сопла; 3 — крепление, фиксирующее
смешивания;

Совершенно очевидно, что для получения режимов работы эжектора с максимальным коэффициентом полезного действия в широком диапазоне изменения производительности и расширения бескавитационной зоны работы, конструкция эжектора должна обеспечивать осевое перемещение иглы относительно насадка сопла и зависимое (или независимое) осевое перемещение сопла (насадка с иглой) относительно начала цилиндрической камеры смешивания. Подобный эжектор называется регулируемым эжектором с двойным регулированием, осуществляемым механическим приводом вручную (рис. 20).

Для автоматизации процесса регулирования расхода охлаждающей воды в системе технического водоснабжения необходимо предусматривать электро- или гидропривод, приводящий в осевое перемещение иглу относительно насадка, и зависимое (или независимое) перемещение насадка вместе с иглой относительно начала камеры смешивания на основе запрограммированного взаимоположения этих конструктивных элементов эжектора при любых режимах его работы. На рис. 19, б приведена эксплуатационная характеристика эжектора при определенном режиме (сочетание H_p и $H_{вс}$) при двух открытиях сопла $S'_{\max} = 1,0$ и $S'_{\min} = 0,1$. Характеристика дает наглядное представление о возможностях двойного регулирования эжектора. Максимальная производительность эжектора при каждом открытии насадка обеспечивается оптимальным удалением насадка от начала камеры смешивания. Наилучшие кавитационные свойства имеет эжектор при значительном удалении насадка от начала камеры смешивания.

В итоге следует отметить, что двойное регулирование весьма перспек-



двойным регулированием и механическим приводом
насадок в разных положениях; 4 — корпус; 5 — насадка; 6 — игла; 7 — камера
8 — диффузор

тивно, так как в результате незначительного конструктивного усложнения обеспечиваются режимы работы эжектора с максимальным коэффициентом полезного действия в широком диапазоне изменения производительности и расширяется бескавитационная зона работы эжектора

11.0 СИСТЕМАТИЗАЦИИ И СТАНДАРТИЗАЦИИ ЭЖЕКТОРОВ ТВС

Стандартизация позволяет получить значительный экономический эффект, являясь одним из факторов, влияющих на формирование цен на промышленные товары. Многообразие энергетических параметров ГЭС определяет большое число сочетаний самых различных напоров и расходов, что требует изготовления эжекторов ТВС самых разных типов, размеров и конструкций. Большой спрос на эжекторы выдвигает задачу, с одной стороны, удовлетворить все запросы гидроэлектростанций, с другой — ограничить многообразие типов и конструкций эжекторов и создать условия для серийного производства эжекторов. В настоящее время проектирование и производство эжекторов осуществляется различными организациями, и естественно, что даже аналогичные по назначению детали эжекторов резко отличаются по размерам, своему конструктивному исполнению и по технологии изготовления. Все это усложняет материально-техническое снабжение при изготовлении эжекторов, удорожает себестоимость эжекторов и создает большие трудности в обеспечении производственных участков необходимым оборудованием и технологией. Поэтому важнейшим резервом улучшения проектиро-

Таблица 2

Наименование ГЭС	Мощность агрегата, МВт	Характеристики эжекторов ТВС					
		расчетные				геометрические	
		H_p , м	$H_{вс}$, м	$H_{вых}$, м	$Q_{вых}$, м³/с	$d_c(D_H)$, мм	$D_{к.см.}$, мм
Колымская	184	120	9,0	24,0	0,117	39,2	98,5
Братская	230	108	6,0	33,0	0,167	50,9	98,5
Усть-Илимская	245	90	9,0	35,0	0,206	64,3	113,0
Чарвакская	155	150	4,0	33,0	0,222	31,0	54,0
Зейская	220	92	13,8	23,5	0,242	82 (84)	132,0
Нурекская	300	280	15,0	17,0	0,333	42,8	170,0
Саяно-Шушенская	650	200	14,0	50,0	0,445	72 (75)	170,0

вания и производства является унификация типоразмеров и конструкции эжекторов ТВС ГЭС. Примером тому служит выпущенный на ЛМЗ ОСТ 108.122.05-81 "Эжекторы для гидравлических турбин. Параметры и размеры", который распространяется на нерегулируемые эжекторы первого типа, предназначенные для откачки воды из крышки гидравлических турбин и рассчитанные на небольшой расход всасываемого потока (около 0,005 м³/с). Стандарт создавался на основе опыта проектирования и эксплуатации подобных дренажных эжекторов, который, к сожалению, невелик.

В табл. 2 приведены основные характеристики эжекторов ТВС, спроектированных и установленных на некоторых ГЭС в СССР в последние годы.

На ЛМЗ проведена значительная работа по унификации эжекторов технического водоснабжения ГЭС. Решение проблемы унификации эжекторов связано с решением вопросов по выбору интервала исходных значений напоров, потребного расхода охлаждающей воды, параметров

Таблица 3

$D_H, \text{мм}$	Разность напоров $H_p - H_{вс}$, м, при относительном расходе $S' = 1,0$ при следующих значениях								
	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
40	15,8	63,4	142,6	253,6	—	—	—	—	—
50	—	—	58,4	103,9	162,3	233,7	—	—	—
60	—	—	—	—	78,3	112,7	153,4	200,3	253,6
70	—	—	—	—	—	60,8	—	108,1	—
80	—	—	—	—	—	—	—	63,4	—
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—

координатной сетки эксплуатационной характеристики каждого типоразмера эжектора, числа типоразмеров эжекторов и так далее. Интервал исходных значений напоров был выбран исходя из опыта проектирования гидроэлектростанций на ЛМЗ и условий целесообразности установки эжекторов на достаточно высоконапорных ГЭС. Необходимый расход охлаждающей воды определялся по существующим и прогнозируемым данным Ленгидропроекта имени С. Я. Жука и ЛПЭО "Электросила" имени С. М. Кирова. Параметры координатной сетки эксплуатационных характеристик эжектора выбирались исходя из условий простоты и удобства пользования стандартом. Характеристики эжектора рассчитывались на электронно-вычислительной машине ЭВМ ЕС 1060, и было определено 55 сочетаний типоразмеров регулируемых эжекторов при исходных значениях напоров $H_p - H_{вс} = 40 \div 300$ м, $H_{вых} - H_{вс} = 5 \div 60$ м, $H_{вс} = 5 \div 20$ м; причем каждый типоразмер рассчитывался при четырех относительных открытиях сопла 0,1; 0,3; 0,6; 1,0. Далее на алфавитно-цифровом печатающем устройстве (АШПУ) по результатам расчетов были построены зависимости $Q_{вых} = f(H_p - H_{вс})$ для разных $(H_{вых} - H_{вс})$ с указанием зон кавитации при разных $H_{вс}$. Анализ зависимости $Q_{вых} = f(H_p - H_{вс})$ показал, что целесообразно использовать всего тринадцать типоразмеров регулируемых эжекторов, для которых на графопостроителе и были получены указанные выше зависимости. Предлагаемые регулируемые эжекторы тринадцати типоразмеров можно использовать в системе технического водоснабжения гидроагрегатов или в других отраслях промышленности, где применение эжекторов связано с регулированием производительности эжектора.

По гидравлическим характеристикам эжекторов, приведенным на рис. 21-36 в зависимости от заданных напоров рабочего H_p , всасываемого $H_{вс}$ и выходного $H_{вых}$ потоков, определяется основной параметр эжекторов ТВС — расход выходного потока $Q_{вых}$, расход рабочего потока Q_p и граница ограничения работы эжектора по условиям кавитации в зави-

ходе рабочего потока $Q'_p = 3,14$ м³/с и открытии сопла расхода рабочего потока Q_p , м³/с

0,20	0,24	0,25	0,28	0,30	0,32	0,35	0,40	0,50
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
169,0	243,3	—	—	—	—	—	—	—
99,0	142,6	—	194,1	—	253,5	—	—	—
61,8	—	96,6	—	139,1	—	189,4	247,4	—
—	—	63,4	—	91,3	—	124,2	162,3	253,6

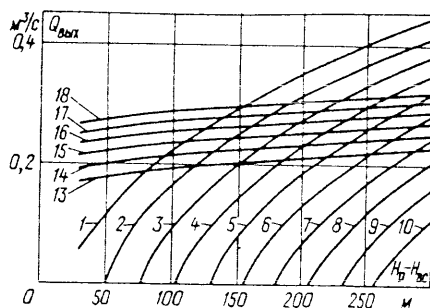


Рис. 21. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 40 \times 120$ ($S' = 1,0$)
 $H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}$: 1 – 5 м; 2 – 10 м; 3 – 15 м; 4 – 20 м; 5 – 25 м; 6 – 30 м; 7 – 35 м; 8 – 40 м; 9 – 45 м; 10 – 50 м;
 $H_{\text{вс}}$: 13 – 5 м; 14 – 10 м; 15 – 15 м; 16 – 20 м; 17 – 25 м; 18 – 30 м

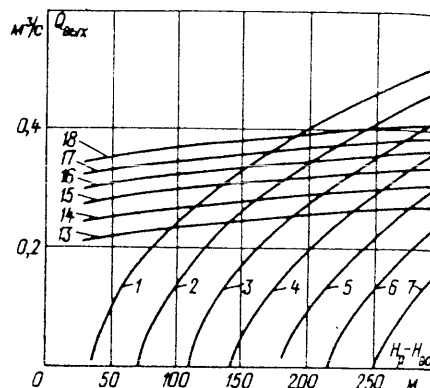


Рис. 22. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 40 \times 140$ ($S' = 1,0$)
 $H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}$: 1 – 5 м; 2 – 10 м; 3 – 15 м; 4 – 20 м; 5 – 25 м; 6 – 30 м; 7 – 35 м;
 $H_{\text{вс}}$: 13 – 5 м; 14 – 10 м; 15 – 15 м; 16 – 20 м; 17 – 25 м; 18 – 30 м

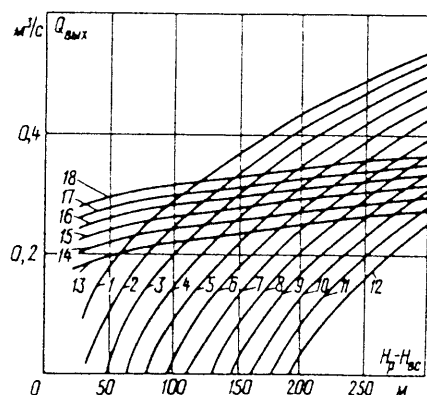


Рис. 23. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 50 \times 120$ ($S' = 1,0$)
 $H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}$: 1 – 5 м; 2 – 10 м; 3 – 15 м; 4 – 20 м; 5 – 25 м; 6 – 30 м; 7 – 35 м; 8 – 40 м; 9 – 45 м; 10 – 50 м; 11 – 55 м; 12 – 60 м;
 $H_{\text{вс}}$: 13 – 5 м; 14 – 10 м; 15 – 15 м; 16 – 20 м; 17 – 25 м; 18 – 30 м

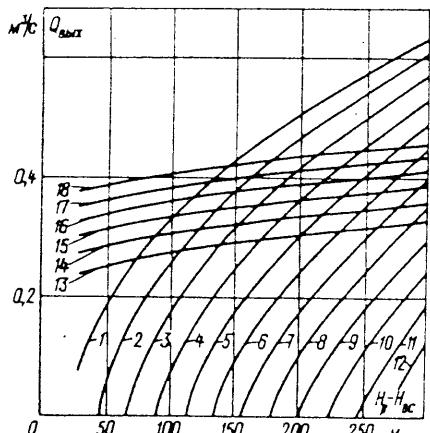


Рис. 24. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 50 \times 140$ ($S' = 1,0$)
 $H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}$: 1 – 5 м; 2 – 10 м; 3 – 15 м; 4 – 20 м; 5 – 25 м; 6 – 30 м; 7 – 35 м; 8 – 40 м; 9 – 45 м; 10 – 50 м; 11 – 55 м; 12 – 60 м;
 $H_{\text{вс}}$: 13 – 5 м; 14 – 10 м; 15 – 15 м; 16 – 20 м; 17 – 25 м; 18 – 30 м

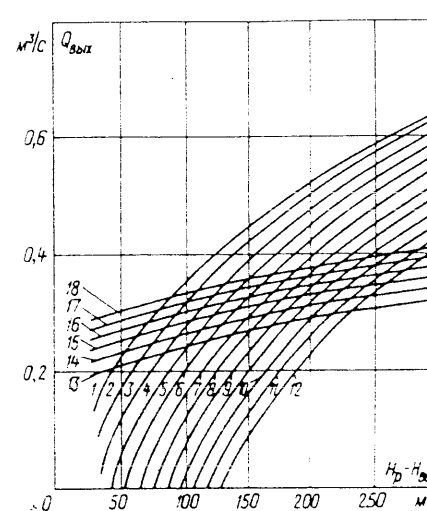


Рис. 25. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 60 \times 120$ ($S' = 1,0$)
 $H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}$: 1 – 5 м; 2 – 10 м; 3 – 15 м; 4 – 20 м; 5 – 25 м; 6 – 30 м; 7 – 35 м; 8 – 40 м; 9 – 45 м; 10 – 50 м; 11 – 55 м; 12 – 60 м;
 $H_{\text{вс}}$: 13 – 5 м; 14 – 10 м; 15 – 15 м; 16 – 20 м; 17 – 25 м; 18 – 30 м

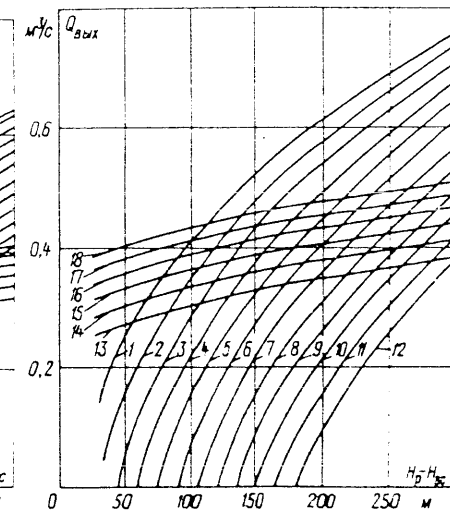


Рис. 26. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 60 \times 140$ ($S' = 1,0$)
 $H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}$: 1 – 5 м; 2 – 10 м; 3 – 15 м; 4 – 20 м; 5 – 25 м; 6 – 30 м; 7 – 35 м; 8 – 40 м; 9 – 45 м; 10 – 50 м; 11 – 55 м; 12 – 60 м;
 $H_{\text{вс}}$: 13 – 5 м; 14 – 10 м; 15 – 15 м; 16 – 20 м; 17 – 25 м; 18 – 30 м

симости от напора всасываемого потока. Ввиду большого объема графического материала в книге представлены зависимости $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{п}} - H_{\text{вс}})$ для всех типоразмеров эжекторов только при относительных открытиях сопла $S' = 1,0$.

Приведенные эксплуатационные характеристики регулируемых эжекторов построены на основании расчетов, поэтому ориентировочная точность определения выходного расхода $\pm 10\%$. Следует отметить, что по приведенным характеристикам можно определить значения расхода рабочего потока $Q_{\text{р}}$ (табл. 3).

Выбор типоразмера регулируемого эжектора с помощью приведенных эксплуатационных характеристик производится в следующей последовательности. Сначала производится предварительная оценка потерь напора во всех трубопроводах и по заданным для проектирования эжектора значениям напорам ориентировочно определяются напоры рабочего, всасываемого и выходного потоков с учетом потерь напора в соответственных трубопроводах. Составляются всевозможные сочетания разностей напоров $H_{\text{р}} - H_{\text{вс}}$ и $H_{\text{вых}} - H_{\text{вс}}$. Выбирается какой-либо типоразмер эжектора и по его эксплуатационным характеристикам для разных относительных открытий сопла проверяется работоспособность регулируемого эжектора при всевозможных сочетаниях разностей напоров в заданном интервале их изменения. Это делается следующим образом:

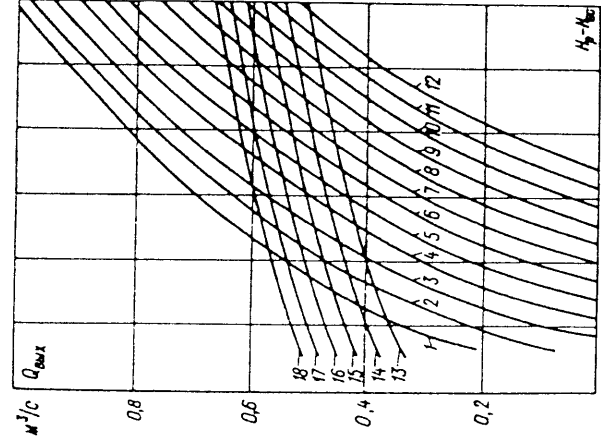


Рис. 27. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_n \times D_{к.см} = 70 \times 160$ ($S' = 1,0$)

$H_{вых} - H_{вс}$: 1 — 5 м; 2 — 10 м; 3 — 15 м; 4 — 20 м; 5 — 25 м; 6 — 30 м; 7 — 35 м; 8 — 40 м; 9 — 45 м; 10 — 50 м; 11 — 55 м; 12 — 60 м; $H_{вс}$: 13 — 5 м; 14 — 10 м; 15 — 15 м; 16 — 20 м; 17 — 25 м; 18 — 30 м

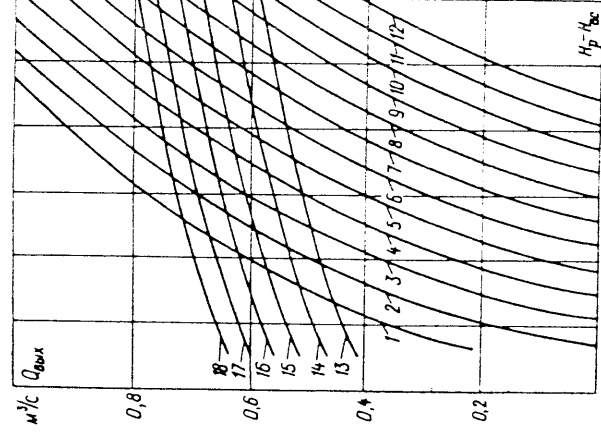


Рис. 28. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_n \times D_{к.см} = 70 \times 180$ ($S' = 1,0$)

$H_{вых} - H_{вс}$: 1 — 5 м; 2 — 10 м; 3 — 15 м; 4 — 20 м; 5 — 25 м; 6 — 30 м; 7 — 35 м; 8 — 40 м; 9 — 45 м; 10 — 50 м; 11 — 55 м; 12 — 60 м; $H_{вс}$: 13 — 5 м; 14 — 10 м; 15 — 15 м; 16 — 20 м; 17 — 25 м; 18 — 30 м

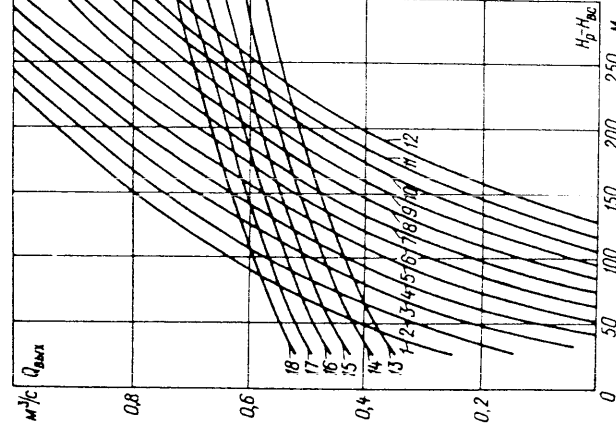


Рис. 29. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_n \times D_{к.см} = 80 \times 160$ ($S' = 1,0$)

$H_{вых} - H_{вс}$: 1 — 5 м; 2 — 10 м; 3 — 15 м; 4 — 20 м; 5 — 25 м; 6 — 30 м; 7 — 35 м; 8 — 40 м; 9 — 45 м; 10 — 50 м; 11 — 55 м; 12 — 60 м; $H_{вс}$: 13 — 5 м; 14 — 10 м; 15 — 15 м; 16 — 20 м; 17 — 25 м; 18 — 30 м

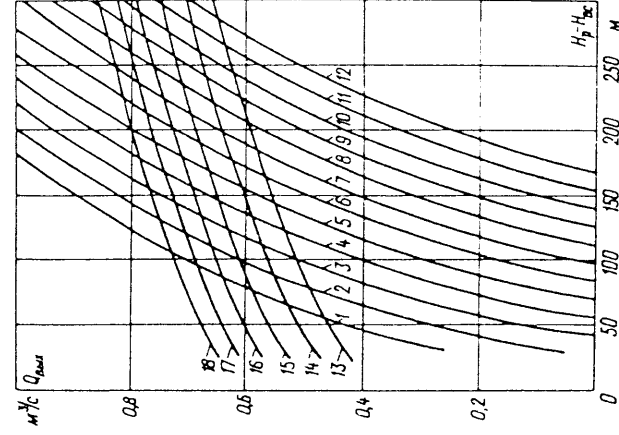


Рис. 30. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_n \times D_{к.см} = 80 \times 180$ ($S' = 1,0$)

$H_{вых} - H_{вс}$: 1 — 5 м; 2 — 10 м; 3 — 15 м; 4 — 20 м; 5 — 25 м; 6 — 30 м; 7 — 35 м; 8 — 40 м; 9 — 45 м; 10 — 50 м; 11 — 55 м; 12 — 60 м; $H_{вс}$: 13 — 5 м; 14 — 10 м; 15 — 15 м; 16 — 20 м; 17 — 25 м; 18 — 30 м

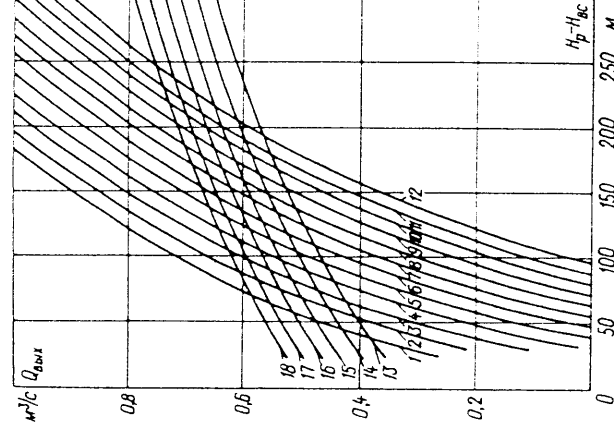


Рис. 31. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_n \times D_{к.см} = 90 \times 160$ ($S' = 1,0$)

$H_{вых} - H_{вс}$: 1 — 5 м; 2 — 10 м; 3 — 15 м; 4 — 20 м; 5 — 25 м; 6 — 30 м; 7 — 35 м; 8 — 40 м; 9 — 45 м; 10 — 50 м; 11 — 55 м; 12 — 60 м; $H_{вс}$: 13 — 5 м; 14 — 10 м; 15 — 15 м; 16 — 20 м; 17 — 25 м; 18 — 30 м

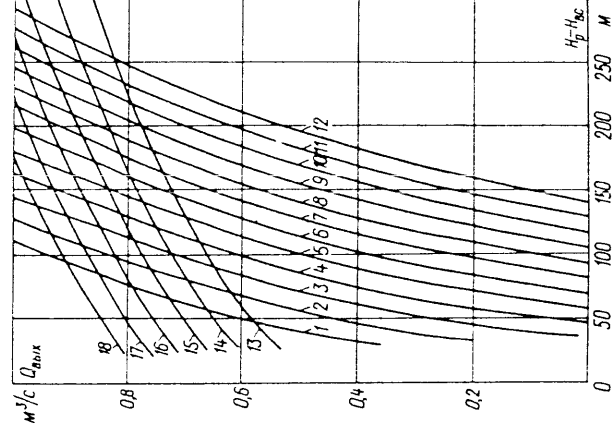


Рис. 32. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_n \times D_{к.см} = 90 \times 180$ ($S' = 1,0$)

$H_{вых} - H_{вс}$: 1 — 5 м; 2 — 10 м; 3 — 15 м; 4 — 20 м; 5 — 25 м; 6 — 30 м; 7 — 35 м; 8 — 40 м; 9 — 45 м; 10 — 50 м; 11 — 55 м; 12 — 60 м; $H_{вс}$: 13 — 5 м; 14 — 10 м; 15 — 15 м; 16 — 20 м; 17 — 25 м; 18 — 30 м

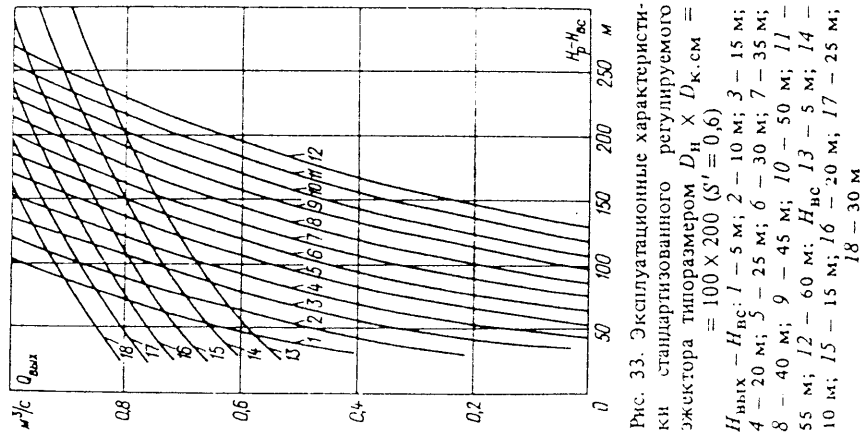


Рис. 33. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 100 \times 200$ ($S' = 0,6$)

$H_{\text{вс}} - H_{\text{вс}}$: 1 - 5 м; 2 - 10 м; 3 - 15 м; 4 - 20 м; 5 - 25 м; 6 - 30 м; 7 - 35 м; 8 - 40 м; 9 - 45 м; 10 - 50 м; 11 - 55 м; 12 - 60 м; 13 - 5 м; 14 - 10 м; 15 - 15 м; 16 - 20 м; 17 - 25 м; 18 - 30 м

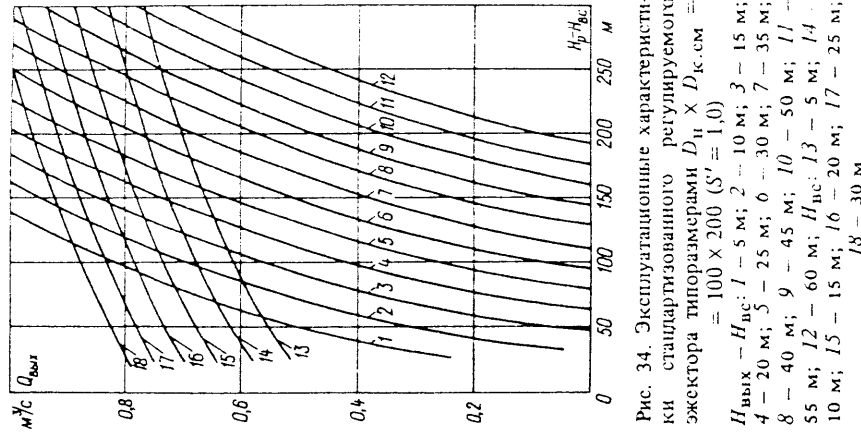


Рис. 34. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмерами $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 100 \times 200$ ($S' = 1,0$)

$H_{\text{вс}} - H_{\text{вс}}$: 1 - 5 м; 2 - 10 м; 3 - 15 м; 4 - 20 м; 5 - 25 м; 6 - 30 м; 7 - 35 м; 8 - 40 м; 9 - 45 м; 10 - 50 м; 11 - 55 м; 12 - 60 м; 13 - 5 м; 14 - 10 м; 15 - 15 м; 16 - 20 м; 17 - 25 м; 18 - 30 м

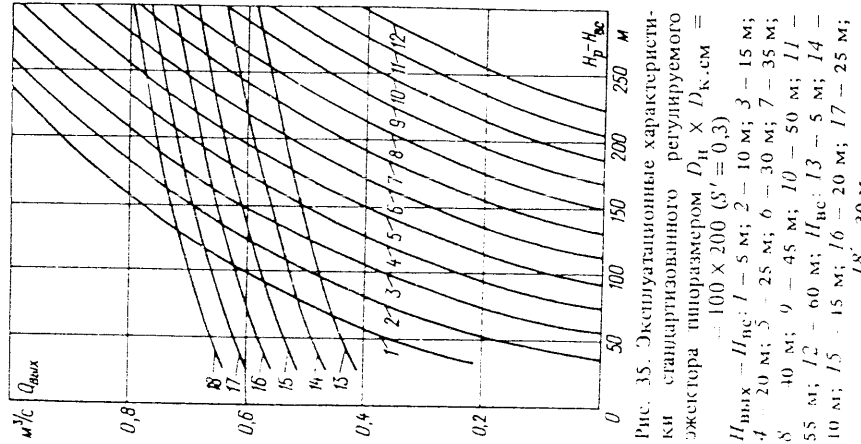
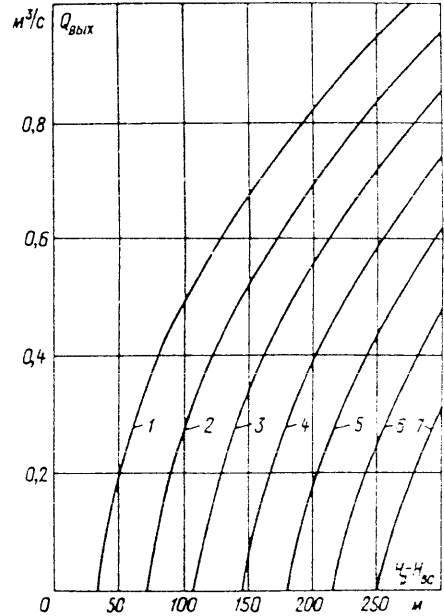


Рис. 35. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 100 \times 200$ ($S' = 0,3$)

$H_{\text{вс}} - H_{\text{вс}}$: 1 - 5 м; 2 - 10 м; 3 - 15 м; 4 - 20 м; 5 - 25 м; 6 - 30 м; 7 - 35 м; 8 - 40 м; 9 - 45 м; 10 - 50 м; 11 - 55 м; 12 - 60 м; 13 - 5 м; 14 - 10 м; 15 - 15 м; 16 - 20 м; 17 - 25 м; 18 - 30 м

Рис. 36. Эксплуатационные характеристики стандартизованного регулируемого эжектора типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 100 \times 200$ ($S' = 0,1$)

$H_{\text{вс}} - H_{\text{вс}}$: 1 - 5 м; 2 - 10 м; 3 - 15 м; 4 - 20 м; 5 - 25 м; 6 - 30 м; 7 - 35 м



проводят вертикали, соответствующие каждому заданному значению разностей напоров ($H_p - H_{\text{вс}}$), до пересечения с кривыми, соответствующими заданным разностям напоров $H_{\text{вс}} - H_{\text{вс}}$. Горизонталь, проведенная через точки пересечения, указывает искомые значения расходов на выходе из эжектора. По вертикали определяются ориентировочные значения расходов рабочего (а следовательно, и всасываемого) потока. Полученные значения расходов должны быть равны (или достаточно близки) заданным при предварительной оценке потерь напоров, в противном случае следует повторить указанный выше расчет. Затем производят оценку того, как обеспечивается заданная работоспособность регулируемого эжектора во всем диапазоне изменения напоров при всех относительных открытиях сопла, рассчитывают эжектор по такому же принципу при разных значениях $H_{\text{вс}}$ на кавитационную стойкость и в случае положительного результата выбор типоразмера эжектора можно считать законченным. В противном случае выбирают другой типоразмер эжектора и продолжают работу в той же последовательности.

Пример. 1. Возьмем произвольные исходные значения характеристик регулируемого эжектора в эксплуатационный (и пусковой) период ГЭС: отметки верхнего бьефа - 300,5 (238,0) м, 240,0 (207,6) м, отметки нижнего бьефа - 116,2 (114,6), 114,8 (114,0) м, отметка оси расположения эжектора в галерее ТВС - 100,0 м, необходимый расход выходного потока эжектора 0,65-0,6 (0,55-0,5) м³/с. Зависимость потерь напора в трубопроводах рабочего, всасываемого и выходного потоков от соответственных расходов: $\Delta H_{\text{вс}} = 60 Q_{\text{вс}}^2$; $\Delta H_p = 50 Q_p^2$; $\Delta H_{\text{вс}} = 10 Q_{\text{вс}}^2$.

2. Поставим задачу проверить работоспособность регулируемого эжектора с типоразмером $D_{\text{н}} \times D_{\text{к.см}} = 100 \text{ мм} \times 200 \text{ мм}$ при заданных условиях работы ГЭС.

3. Определение статических напоров рабочего, всасываемого и выходного потоков и всевозможных экстремальных сочетаний разностей напоров.

В эксплуатационный период: $H_{p1} = 300,5 - 100,0 = 200,5$ м; $H_{p2} = 240,0 - 100,0 = 140,0$ м; $H_{вс1} = 116,2 - 100,0 = 16,2$ м; $H_{вс2} = 114,8 - 100,0 = 14,8$ м; $H_{p1} - H_{вс2} = 200,5 - 14,8 = 185,7$ м; $H_{p2} - H_{вс1} = 140,0 - 16,2 = 123,8$ м.

В пусковой период: $H_{p3} = 238,0 - 100,0 = 138,0$ м; $H_{p4} = 207,6 - 100,0 = 107,6$ м; $H_{вс3} = 114,6 - 100,0 = 14,6$ м; $H_{вс4} = 114,0 - 100,0 = 14,0$ м; $H_{p3} - H_{вс4} = 138,0 - 14,0 = 124,0$ м; $H_{p4} - H_{вс3} = 107,6 - 14,6 = 93,0$ м.

4. Оценка потерь напора во всех трубопроводах.

Для рассматриваемого случая расход на выходе из эжектора принимаем несколько большим заданного и при относительном открытии сопла эжектора $S' = 0,6$ имеем $Q_{вых} = 0,66$ м³/с и $Q_{всх} = 0,56$ м³/с, соответственно в эксплуатационный и пусковой периоды. В зависимости $Q' = f(S')$ находим $Q' = 2,9$ м³/с при $S' = 0,6$. Потери напора на выходе из эжектора в этом случае соответственно равны $\Delta H_{вых1} = 60 \cdot 0,66^2 = 26,0$ м; $\Delta H_{вых2} = 60 \cdot 0,56^2 = 18,8$ м.

Расход рабочего потока оценивается по формуле $Q_p = Q' D_n^2 \sqrt{H_p - H_{вс}}$, где значение $H_p - H_{вс}$ берется меньшим из имеющихся в п. 3 настоящего расчета и с ориентировочным учетом потерь напора. Примем для эксплуатационного периода $H_p - H_{вс} = 120,0$ м, для пускового периода $H_p - H_{вс} = 90$ м. Тогда расход и потери напора в трубопроводе рабочего потока определяются так: для эксплуатационного периода $Q_p = 2,9 \cdot 0,1^2 \cdot \sqrt{120} = 0,317$ м³/с; $\Delta H_p = 5,0 \cdot 0,317^2 = 5$ м и для пускового периода $Q_p = 2,9 \cdot 0,1^2 \cdot \sqrt{90} = 0,275$ м³/с; $\Delta H_p = 5,0 \cdot 0,275^2 = 3,8$ м. Потери напора рабочего потока пропорциональны квадрату расхода, а следовательно, разности напоров $H_p - H_{вс}$, поэтому потери напора при других сочетаниях напоров определяются пропорционально отношению разностей напоров.

Расход всасываемого потока и потери напора в трубопроводах всасываемого потока определяются так: для эксплуатационного периода $Q_{вс} = 0,66 - 0,317 = 0,343$ м³/с; $\Delta H_{вс} = 10 \cdot 0,343^2 = 1,2$ м и для пускового периода $Q_{вс} = 0,56 - 0,275 = 0,285$ м³/с; $\Delta H_{вс} = 10 \cdot 0,285^2 = 0,8$ м. Изменение потерь напора во всасывающем трубопроводе при других напорах ориентировочно можно принять пропорциональным изменению потерь напора в трубопроводе рабочего потока.

5. Определение напоров рабочего и всасываемого потоков с учетом потерь напоров и разностей этих напоров.

В эксплуатационный период: $H_{p2} = 140,0 - 5,0 = 135,0$ м, $H_{p1} = 200,5 - 5 \cdot (185,7/123,8) = 193,0$ м, $H_{вс1} = 16,2 - 1,2 = 15,0$ м, $H_{вс2} = 14,8 - 1,2 \cdot (185,7/123,8) = 13,0$ м, $H_{p2} - H_{вс1} = 135,0 - 15,0 = 120,0$ м, $H_{p1} - H_{вс2} = 193,0 - 13,0 = 180,0$ м.

В пусковой период: $H_{p4} = 107,6 - 3,8 = 103,8$ м, $H_{p3} = 138 - 3,8 \cdot (124,0/93,0) = 132,9$ м, $H_{вс3} = 14,6 - 0,8 = 13,8$ м, $H_{вс4} = 14,0 - 0,8 \cdot (124,0/93,0) = 12,9$ м, $H_{p4} - H_{вс3} = 103,8 - 12,9 = 90,9$ м, $H_{p3} - H_{вс4} = 132,9 - 12,9 = 120,0$ м.

Если рассчитанные напоры значительно отличаются от заданных в п. 4 (более чем на 5%), то расчет необходимо повторить, начиная с п. 4.

6. Определение расходов на выходе из эжектора по эксплуатационным характеристикам при S' , равном 1,0; 0,6; 0,3; 0,1 в зависимости от расчетных разностей напоров $H_p - H_{вс}$. При этом значения $\Delta H_{вых}$ для каждого напорного режима $H_p - H_{вс}$ выбираются так, чтобы сохранялось равенство $\Delta H_{вых} = 60 \cdot Q_{вых}^2$. Результаты определения расходов на выходе из эжектора сведены в табл. 4.

Далее рекомендуется строить график зависимости $Q_{вых} = f(S')$, позволяющий наглядно оценить пригодность регулируемого эжектора данного типоразмера для работы в заданных условиях и значительно облегчающий впоследствии работу эксплуатационных работников ГЭС.

7. Зависимость $Q_{вых} = f(S')$ (рис. 37) показывает, что регулируемый эжектор с выбранным типоразмером может быть установлен на ГЭС с заданными изменениями напоров и расходов, т. е. при всех сочетаниях напоров эжектор будет давать необходимый расход на выходе и обеспечивать достаточную кавитационную устойчивость. Кроме того, с помощью этой зависимости оценивается необходимое значение относительного открытия сопла S' при разных напорах. Так, при отметках верхнего и нижнего бьефа 300,5 м и 114,8 м относительное открытие сопла S' эжектора должно быть равно 0,18–0,23, при отметках 240,0 м и 116,2 м и 238,0 м

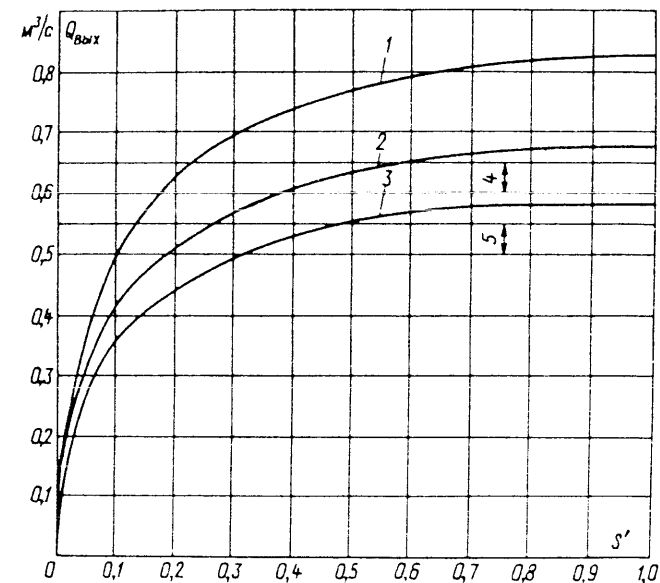


Рис. 37. Зависимость $Q_{вых} = f(S')$

1 — $(H_p - H_{вс}) = 180,0$ м; 2 — $(H_p - H_{вс}) = 120,0$ м; 3 — $(H_p - H_{вс}) = 90,0$ м; 4, 5 — интервалы изменения необходимого расхода на выходе из эжектора в эксплуатационный и пусковой периоды соответственно

Таблица 4

$\frac{S'}{Q', \text{ м}^3/\text{с}}$	$(H_p - H_{вс}), \text{ м}$	$\Delta H_{вых}, \text{ м}$	$Q_{вых}, \text{ м}^3/\text{с}$	$Q_{кв}, \text{ м}^3/\text{с}$
0,1	180	15,0	0,500	—
1,02	120	10,0	0,410	—
	90	7,6	0,355	—
0,3	180	29,2	0,697	0,780
2,19	120	19,5	0,570	0,750
	90	14,4	0,490	0,715
0,6	180	37,5	0,790	0,850
2,90	120	25,4	0,650	0,800
	90	19,5	0,570	0,760
1,0	180	40,8	0,825	0,865
3,14	120	27,3	0,675	0,820
	90	20,2	0,580	0,765

и 114,8 м имеем $S' = 0,38 \pm 0,6$ и $0,19 \pm 0,27$, при отметках 207,6 м и 114,6 м — $S' = 0,31 \pm 0,47$. На этом решение поставленной задачи заканчивается. Если эжектор выбранного типоразмера по каким-либо параметрам (производительность, кавитация и прочее) не подходит для заданных условий работы, выбирают эжектор с другим типоразмером и проверяют его в такой же последовательности.

12. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ, ИЗГОТОВЛЕНИЯ, МОНТАЖА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЖЕКТОРОВ

В настоящее время зачастую проектирование, изготовление, монтаж и эксплуатация эжекторов производится разными организациями. В этом случае проект и технические условия на изготовление эжекторов проектировщику необходимо согласовать с заказчиком, а за правильность конструкции, расчет его гидравлических характеристик, выбор материалов, качество изготовления, монтаж и ремонт отвечает организация, выполняющая соответствующие работы.

Рекомендации, приведенные в этом параграфе, основаны на опыте работы ЛМЗ. Конструкция проточного тракта эжектора, как известно, должна обеспечивать соответствие профиля естественному профилю движущегося потока, иначе происходит дросселирование в узких местах и образование завихрений в широких. Поэтому важнейшим требованием, предъявляемым к конструкции эжектора в целом, является строгая соосность сопла (для регулируемого эжектора — насадка и иглы), камеры смешивания и диффузора. Выполнение этого требования контролируется при изготовлении.

Отдельные узлы эжектора центруются с помощью выступа и впадины во фланцах, диаметры которых выполняются по третьему классу точности изготовления, что соответствует седьмому качеству СТ СЭВ. Шероховатость поверхностей изделия влияет на его эксплуатационные качества; износостойкость, прочность (особенно усталостную), коррозионную стойкость, гидравлические сопротивления и так далее. Поэтому класс чистоты обработки проточного тракта эжектора и, в первую очередь, сопла и камеры смешивания рекомендуется выбирать не менее шестого. При изготовлении эжекторов рассчитанные диаметры сопла и камеры смешивания необходимо выполнять с достаточной степенью точности — не ниже третьего класса точности, что соответствует седьмому качеству по СТ СЭВ.

Пример конструкции нерегулируемого эжектора, установленного на Усть-Илимской ГЭС, приведен на рис. 38. Так как в эжекторе кавитационные режимы недопустимы, то конструкция проточного тракта и особенно конструкция подвода всасываемого потока должны быть такими, чтобы отсутствовали обратные уклоны, резкие переходы, зазоры, выступы (т. е. источники завихрений и воздушных мешков) и, кроме того, они должны обеспечивать герметичность эжектора (уплотнение всех мест соединения узлов эжектора). Сопло и входной участок в камеру смешивания эжектора находятся в зоне вакуума (соударения двух потоков), поэтому с целью исключения кавитационной коррозии сопло (для регулируемого эжектора насадок и игла) и камеру смешивания необходимо выполнять из нержавеющей стали.

Для оперативной замены сопла в процессе эксплуатации эжектора рекомендуется сопло выполнять съемным, присоединяя его к трубопроводу рабочего потока с помощью фланцевого соединения или резьбы, которая уплотняется суриком или лентой ФУМ. При конструировании регулируемого эжектора конфигурацию внутренней поверхности насадки

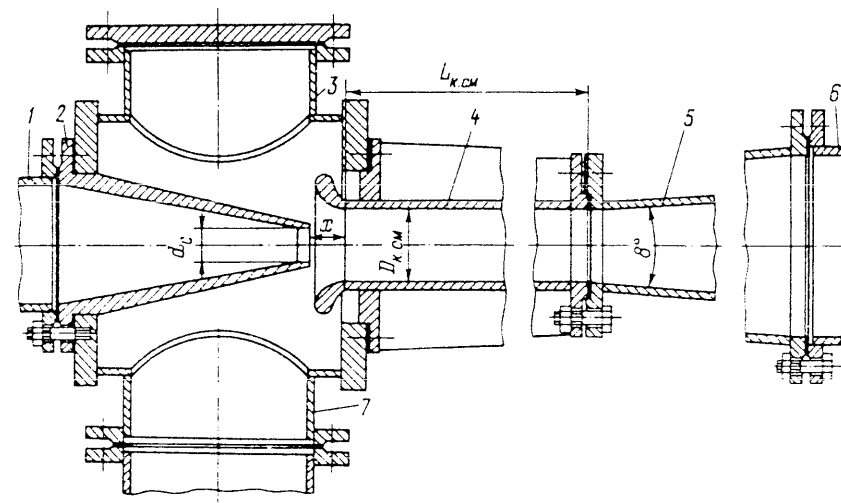


Рис. 38. Конструкция нерегулируемого эжектора ГЭС Усть-Илимской ГЭС
1 — патрубок рабочего потока $D_y = 200$ мм, $p_y = 1$ МПа; 2 — сопло; 3 — приемная камера; 4 — камеры смешивания; 5 — диффузор; 6 — патрубок выходного потока $D_y = 300$ мм, $p_y = 0,6$ МПа; 7 — патрубок всасываемого потока $D_y = 300$ мм; $p_y = 0,6$ МПа

и иглы сопла, наружной поверхности насадки и входного участка в камеру смешивания необходимо выполнять таким образом, чтобы площади сечений рабочего и всасываемого потоков (а следовательно, и скорости) изменялись равномерно.

Крестовина в регулируемом эжекторе служит для направления движения иглы относительно насадки сопла и выполняет роль стабилизатора потока перед выходным сечением насадки, способствуя тем самым улучшению условий формирования напорной струи. Чтобы не нарушать обтекаемость проточной части, втулка крестовины должна быть строго концентрична относительно обода, а расположение, число и толщина ребер должны быть строго регламентированы. Рекомендуется устанавливать шесть ребер с минимально возможной (исходя из условий прочности) толщиной равномерно по окружности (причем одно из ребер устанавливают на вертикальной оси).

В технологическом процессе изготовления эжекторов значительное место занимают сварные работы (особенно сложная сварная конструкция — корпус регулируемого эжектора), поэтому к сварным швам предъявляются жесткие требования. Сварка должна производиться квалифицированным сварщиком. При пересечении швов допускается только автоматическая сварка. Недопустимые дефекты сварки, обнаруженные в процессе изготовления эжекторов, устраняют срезкой и подвергают повторному контролю. Основные сварные конструктивные элементы эжектора (корпус, камера смешивания, диффузор) должны подвергаться термообработке после сварки.

Контроль сварных швов необходимо производить согласно соответ-

ствующим нормативным материалам. Сварные швы узлов эжектора подвергаются внешнему осмотру, просвечиванию рентгеновскими или гамма-лучами и гидравлическому испытанию на прочность пробным давлением P , равным $1,5P_{\text{ном}}$ с временем выдержки — 10 мин.

Изготовитель в присутствии заказчика производит техническое освидетельствование эжектора: приемо-сдаточные испытания (куда обязательно входят гидравлические испытания на плотность соединения узлов эжектора давлением, равным $1,25P_{\text{ном}}$, с выдержкой 10 мин) и контрольную сборку.

Установка эжекторов ТВС на ГЭС обычно производится в специально отведенном помещении, достаточно удаленном от места нахождения обслуживающего персонала (например, в патернах над отсасывающей трубой) и именуемом галереей ТВС, и должна обеспечивать возможность осмотра и ремонта. Компоновка оборудования эжектора ТВС в галерее ТВС должна отвечать требованиям безопасности и производственной санитарии в соответствии с ГОСТ 12.2.003—74 и "Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением", утвержденными Госгортехнадзором СССР, с учетом требований эргономики, внешний вид должен соответствовать требованиям промышленной эстетики.

Для снижения уровня шума и вибрации деталей работающих эжекторов до допустимых пределов (ГОСТ 12.1.003—76) необходимо устанавливать две-три жесткие опоры по длине эжектора и опоры на всей трубопроводной трассе эжектора и, кроме того, предусмотреть изолирующие футляры на каждый эжектор (например, керамзитовая засыпка

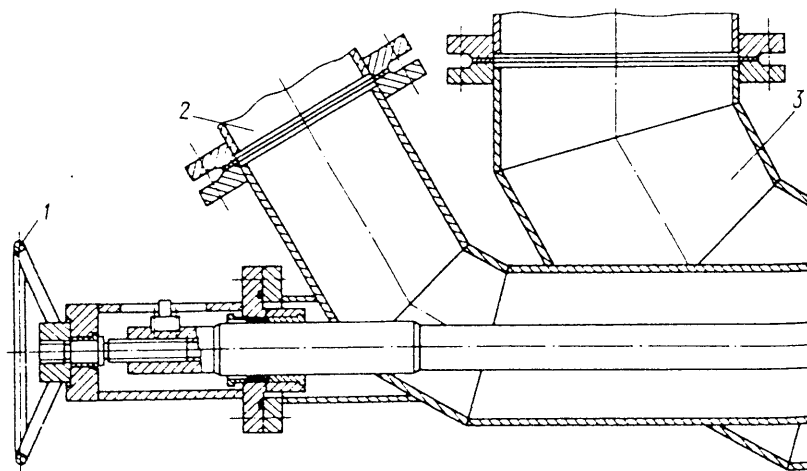


Рис. 39. Конструкция регулируемого
1 — маховик; 2 — патрубок рабочего потока $D_y = 250$ мм, $p_y = 2,5$ МПа; 3 — патрубок
камера смешивания; 7 — диффузор; 8 — патрубок

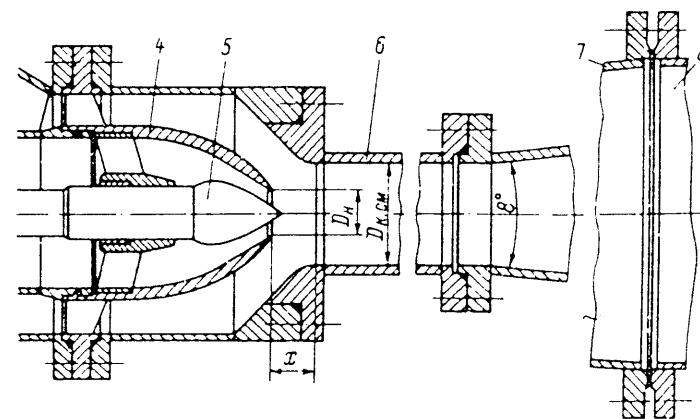
в деревянной обшивке или обвязка звукопоглощающим материалом).

Для управления работой и обеспечения нормальных условий эксплуатации эжекторы должны быть снабжены приборами для измерения давления (манометрами), предохранительными устройствами разного назначения (обратными клапанами, фильтрами, защитными сетками), запорной арматурой с автоматическим и ручным управлением.

Система регулирования и автоматического управления должна обеспечивать ручное и автоматическое управление эжектором во всех напорных режимах ГЭС. Регулируемый эжектор (рис. 39) оснащается электроприводом для дистанционного или автоматического управления перемещением иглы при изменении подачи воды. Применяются электрические, гидравлические или пневматические приводы. Манометры, устанавливаемые на штуцерах с трехходовыми кранами, должны иметь: класс точности не ниже 2,5, шкалу с такими пределами измерений, чтобы измеряемое рабочее давление находилось во второй трети шкалы, иметь красную черту по делению, соответствующему разрешенному давлению в эжекторе.

Контрольно-измерительные приборы, механизмы оперативного управления эжектором должны быть расположены на видных местах и легко доступны. Предохранительные клапаны выбирают так, чтобы в эжекторе не могло образоваться давление, превышающее рабочее более чем на 0,05 МПа. Электрооборудование эжектора должно отвечать требованиям "Правил устройства электроустановок".

Изготовитель (или проектировщик) должен осуществлять технический надзор за монтажом и пуском первого эжектора ТВС в эксплуатацию. Надежность работы эжекторов настолько велика, а обслуживание их настолько простое, что требования, предъявляемые к эжекторам при их эксплуатации, сводятся только к строгой последовательности работы с задвижками. Так, при пуске эжекторов сначала открываются



эжектора ТВС Саяно-Шушенской ГЭС
блок всасываемого потока $D_y = 400$ мм, $p_y = 0,6$ МПа; 4 — раскок; 5 — игла; 6 — блок
выходного потока $D_y = 500$ мм, $p_y = 0,6$ МПа

задвижки трубопровода всасываемого потока, затем выходного потока и только потом рабочего потока; при остановке эжекторов последовательность действий обратная: сначала закрываются задвижки трубопровода рабочего потока, затем выходного и в конце всасываемого. Такая последовательность обеспечивает надежность всей эжекторной системы при пуске и остановке эжекторов и экономии расхода рабочего потока. Если существует возможность засорения, то до пуска эжекторов в работу нужно проверить состояние сопел, всех соединений узлов эжектора, а также сеток, решеток и пр. Для обеспечения надежной и безопасной работы эжекторов на ГЭС создаются ремонтные службы, устанавливается порядок профилактических осмотров и ремонтов эжекторов. Ремонт эжекторов и его отдельных деталей во время работы не допускается. Необходимо периодически проверять исправность действия арматуры, контрольно-измерительной аппаратуры и предохранительных устройств. При отклонениях от нормальных условий эксплуатации (повышение давления, неисправность клапанов) эжектор должен быть остановлен. Эжектор подлежит техническому освидетельствованию не реже одного раза в пять лет.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЖЕКТОРОВ

13. НАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Натурные исследования нерегулируемых эжекторов различных типов в условиях Братской ГЭС. Натурные исследования на Братской ГЭС были проведены в 1971 г. сотрудниками ЛМЗ при содействии персо-

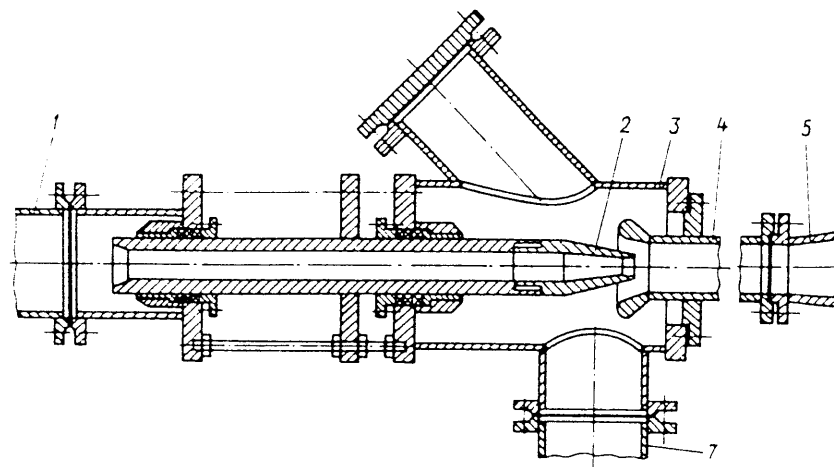
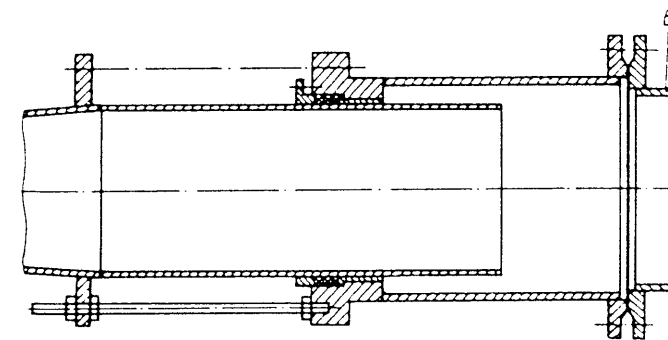


Рис. 40. Конструкция нерегулируемого эжектора
1 — патрубок рабочего потока $D_y = 200$ мм, $p_y = 1,6$ МПа; 2 — сопло; 3 — приемная труба рабочего потока $D_y = 300$ мм, $p_y = 1$ МПа; 7 — патру

нала Братской ГЭС. Исследования проводились теоретическим и экспериментальным путем. Для трех типов эжекторов: высоконапорных ($h \approx 0,35$) — 9 типоразмеров, средненапорных ($h \approx 0,25$) — 9 типоразмеров и низконапорных ($h \approx 0,1$) — 9 типоразмеров, были выполнены необходимые расчеты с учетом напорных условий Братской ГЭС тремя методами [11, 12, 13, 17]. Конструкция эжектора, спроектированного на основании проведенных расчетов (см. рис. 40), предусматривала возможность замеры сопел, камер смешивания, диффузора, конструкции подвода всасываемого потока, а также изменение длины камеры смешивания и удаления среза сопла от начала камеры смешивания.

Установка для испытания эжекторов была смонтирована в помещении галереи ТВС на 14-м агрегате (рис. 41). Забор воды рабочего потока производился из трубопровода пожарного резерва ТВС (т. е. от спирали), всасываемого потока — из корпуса стационарного эжектора. Отводящий трубопровод присоединялся к патрубку между обратным клапаном и задвижкой перед фильтром, соединенным с системой промывки фильтра, т. е. с нижним бьефом. В трубопроводах рабочего, всасываемого и выходного потоков были установлены задвижки, которые служили запорным и регулирующим давление органом. Испытательная установка эжектора работала автономно только некоторое время, когда 14-й агрегат не работал. Во время испытаний производились измерения (рис. 42) расхода рабочего и выходного потоков, напора в характерных точках эжектора и зондирование скоростей потока в поперечном сечении в конце камеры смешивания и диффузора. Напоры измеряли образцовыми манометрами класса 0,3, расход — расходомерными шайбами с дифманометрами. Погрешность измерений напора составляла 0,3–0,6 м, расхода — 0,001–0,003 м³/с. По ходу испытаний заменялись (всего 100 замен) сопла, камеры смешивания, диффузоры, конструкции входа в камеру смешивания, изменялась длина камеры смешивания, перемещались сопла относительно камеры смешивания и замерялись (всего 520 замеров) расход рабочего и выходного потоков в диапазоне 0,04–0,12 м³/с и 0,15–0,18 м³/с



тора ТВС, испытываемого на Братской ГЭС
камера; 4 — камера смешивания; 5 — диффузор передвижной; 6 — патрубок выходного потока $D_y = 200$ мм, $p_y = 1$ МПа

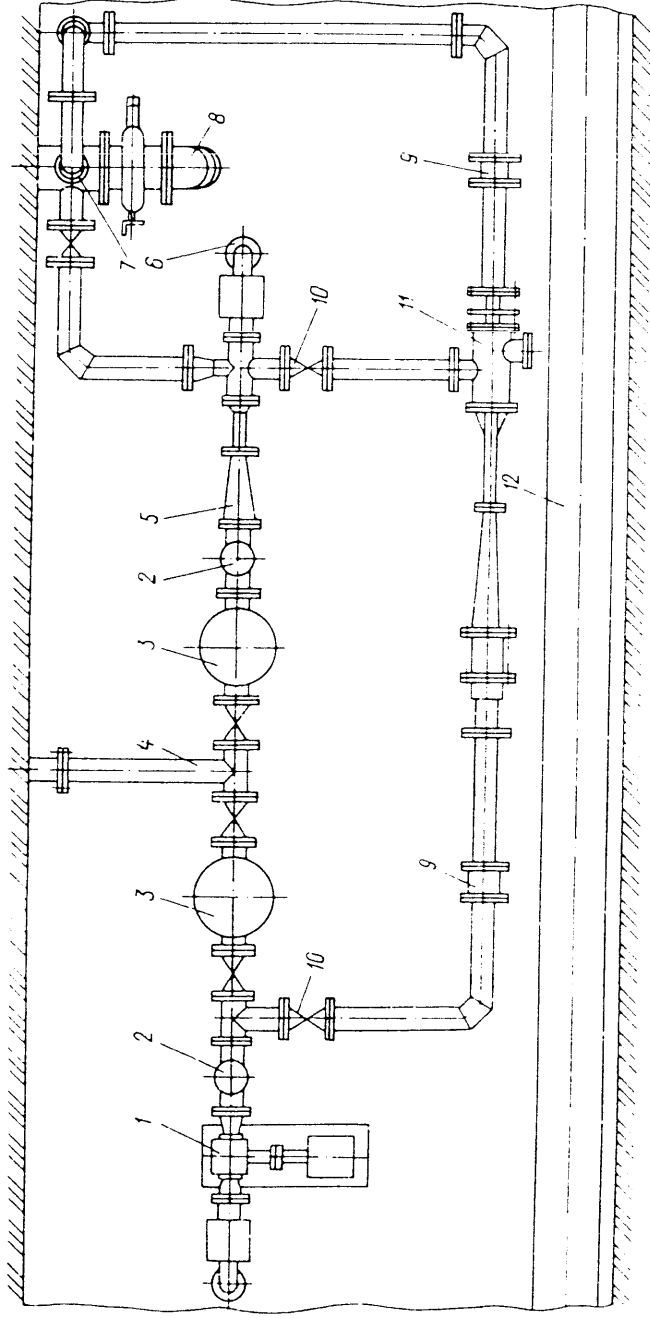


Рис. 4.1. Схема установки для испытаний эжектора на 14-м агрегате Братской ГЭС

1 – стационарный резервный насос ТВС; 2 – обратные клапаны; 3 – фильтры; 4 – трубопровод к потребителю ТВС; 5 – стационарный эжектор ТВС; 6 – забор воды из нижнего бьефа с затопкой; 7 – забор воды из верхнего бьефа; 8 – трубопровод из спирали гидроагрегата; 9 – расходомерные устройства (шайбы с дифманометрами); 10 – задвижки; 11 – эжектор для испытаний; 12 – вентиляционная труба

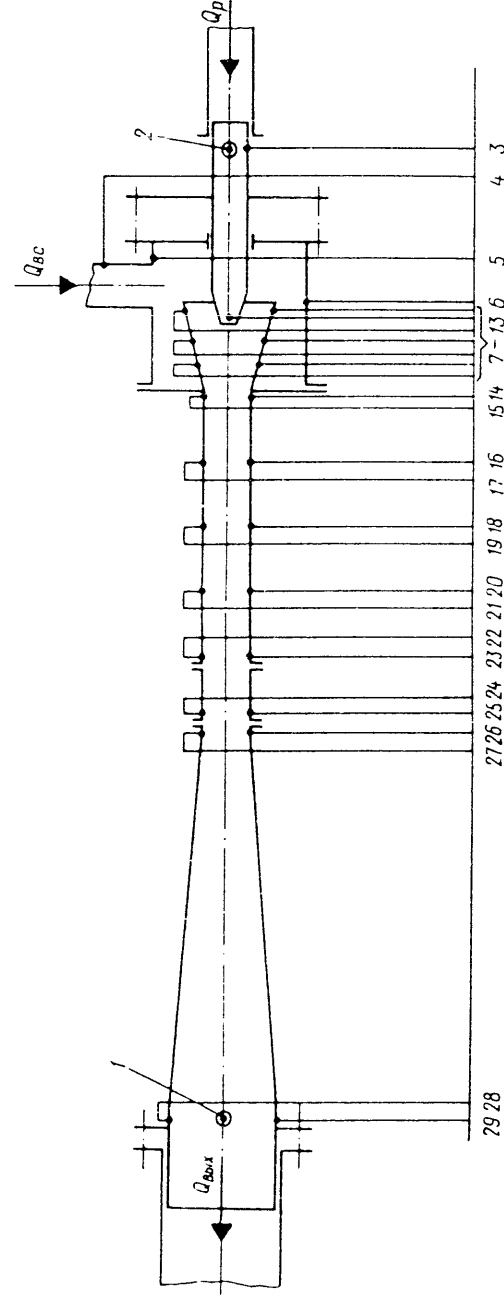


Рис. 42. Схема точек замеров

Точки замеров расхода: 1 – потока на выходе из эжектора; 2 – рабочего потока; 4 – в подводящем трубопроводе всасываемого потока; 5, 6 – в приемной камере; 7-13 – в срезе сопла и входном участке камеры смешивания; 14-25 – в камере смешивания; 26-29 – в диффузоре

соответственно и давление в характерных точках. Напор рабочего потока при этом изменялся и составил 100–108 м, всасываемого потока 4–6 м, выходного потока – 15–45 м. Напорные режимы работы эжектора устанавливались путем дросселирования выходного потока с помощью задвижки на выходе из эжектора. Испытания проводились в три этапа: 1. Определение оптимальной геометрии трех типов эжекторов в расчетном режиме. 2. Исследование переменного режима эжекторов оптимальной геометрии. 3. Исследование нерасчетных геометрических и конструктивных параметров эжекторов. В качестве показателя эффективности эжекторов использовались как обязательное условие – обеспечение заданных значений напоров и расходов на выходе из эжектора, коэффициентов полезного действия, стабильность работы эжектора (без кавитации).

Экспериментальные исследования дали следующие результаты:

1. Лучшую сходимость опытных и расчетных данных показала методика расчета Е. Я. Соколова [13], которая и была принята в дальнейшем за основу расчетов эжекторов.

2. Анализ энергетических характеристик эжекторов (высоконапорного, средненапорного и низконапорного) оптимальной геометрии (рис. 43) позволил уточнить расчет геометрического параметра эжектора k введением опытного коэффициента k_r (см. гл. 2).

3. Исследования переменного режима эжекторов оптимальной геометрии показали некоторое расхождение опытных и расчетных данных, а также позволили уточнить уравнение гидравлической характеристики эжектора [вводится опытный коэффициент φ_n , приблизительно равный единице] и расчет кавитационного режима (вводится опытный коэффициент $k_{кв}$ (см. гл. 2)). На рис. 44 представлены опытные и расчетные характеристики эжекторов (в координатах q, h), являющиеся сводными характеристиками эжекторов оптимальной геометрии. Огибающие кривые позволяют по известному относительному напорному коэффициенту ориентировочно оценить оптимальное значение относительного расходного коэффициента для этих напорных условий.

4. Экспериментальные исследования нерасчетных геометрических и конструктивных параметров позволили дать рекомендации по проектированию эжекторов (см. гл. 2).

Натурные исследования головного нерегулируемого эжектора ТВС Усть-Илимской ГЭС. Натурные исследования эжектора ТВС Усть-Илимской ГЭС были проведены на Братской ГЭС в 1974 г. сотрудниками ЛМЗ, московского института Гидропроект имени С. Я. Жука, Усть-Илимской ГЭС при содействии персонала Братской ГЭС. Головной эжектор ТВС был спроектирован и изготовлен на ЛМЗ. Конструкция головного эжектора ТВС предусматривала возможность замены сопел ($d_c = 62$ мм, 64,3 мм, 68 мм) и камер смешивания ($D_{к.см} = 113$ мм, 119,2 мм), а также установки диффузора с переменными по длине углами конусности (2, 4, 12°) и корпуса с плавным подводом всасываемого потока. Установка для испытания эжекторов была смонтирована в помещении галереи ТВС на 16-м и 18-м агрегатах. Забор и отвод воды, замеры расхода и напора (напор измерялся только в трех точках, определяющих

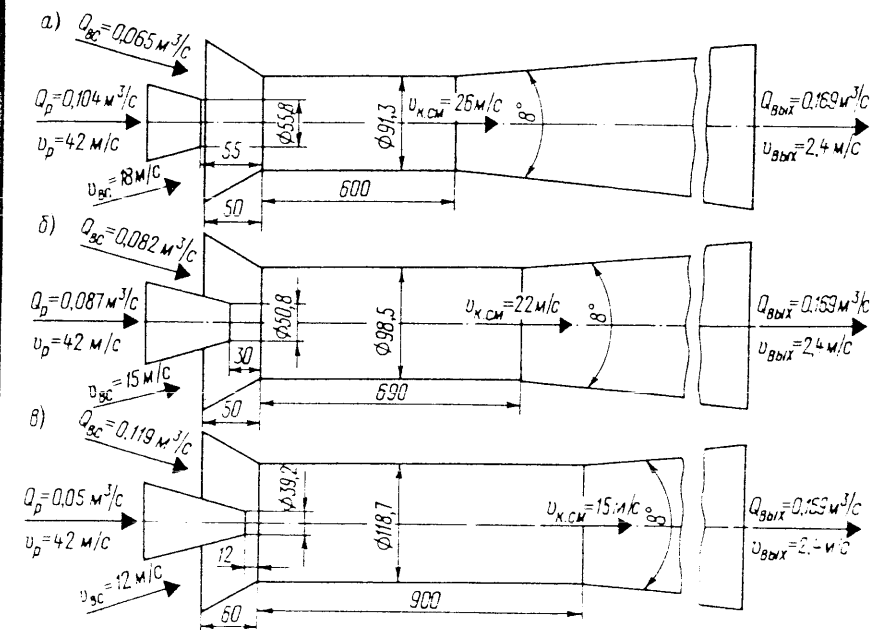


Рис. 43. Энергетические характеристики нерегулируемых эжекторов ТВС оптимальной геометрии: а – высоконапорный эжектор ($h = 0.35$; $H_{вых} = 40$ м; $k = 2.7$; $q = 0.63$; давление в конце камеры смешивания 0.26 МПа; вакуум в срезе сопла 5 м; $\eta_1 = 0.34$); б – средненапорный эжектор ($h = 0.25$; $H_{вых} = 30$ м; $k = 3.8$; $q = 0.95$; давление в конце камеры смешивания 0.09 МПа; вакуум в срезе сопла 6 м; $\eta_1 = 0.35$); в – низконапорный эжектор ($h = 0.1$; $H_{вых} = 14$ м; $k = 9.2$; $q = 2.4$; давление в конце камеры смешивания 0.04 МПа, вакуум в срезе сопла 7 м; $\eta_1 = 0.28$)

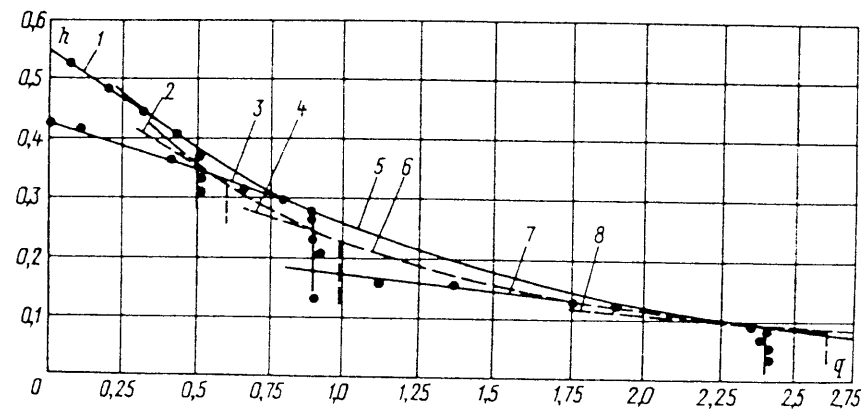


Рис. 44. Обобщенная характеристика эжекторов
1, 3, 7 – опытные эксплуатационные характеристики для эжекторов с $k_1 = 2.7$; $k_3 = 3.5 \div 3.8$; $k_7 = 7.9 \div 9.2$; 2, 4, 8 – расчетные эксплуатационные характеристики для эжекторов с $k_2 = 2.3 \div 2.7$; $k_4 = 3.5 \div 3.8$; $k_8 = 7.9 \div 9.2$; 5, 6 – опытная и расчетная обгибающие кривые соответственно; точками выделены опытные значения

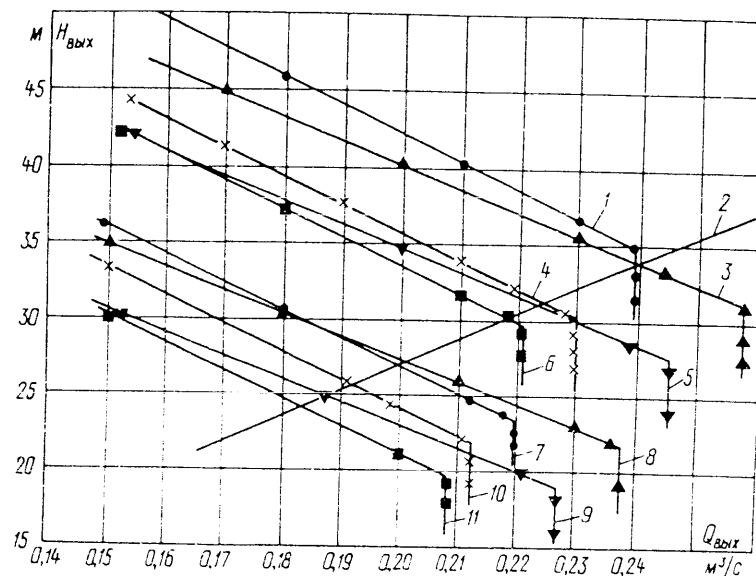


Рис. 45. Сравнение экспериментальных характеристик нерегулируемых эжекторов ТВС разных типоразмеров в условиях Усть-Илимской ГЭС
 1, 7 — $\bullet$ — $d_c = 68,0$ мм; $D_{k,cm} = 100,0$ мм; 3, 8 — $\blacktriangle$ — $d_c = 68,0$ мм; $D_{k,cm} = 119,2$ мм; 4, 10 — $\times$ — $d_c = 64,3$ мм; $D_{k,cm} = 113,0$ мм; 5, 9 — $\blacktriangledown$ — $d_c = 64,3$ мм; $D_{k,cm} = 119,2$ мм; 6, 11 — $\blacksquare$ — $d_c = 62,0$ мм; $D_{k,cm} = 113,0$ мм; 1, 3, 4, 5, 6 — $H_p = 90,6$ м; 7, 8, 9, 10, 11 — $H_p = 68$ м; 2 — характеристика потребителя

напорный режим эжектора) осуществлялись так же, как и в предыдущем случае (испытания на Братской ГЭС). Цель проводимых испытаний — отработка конструкции эжектора ТВС, удовлетворяющей по производительности и КПД потребителей системы ТВС Усть-Илимской ГЭС, а также экспериментальное подтверждение рекомендаций ЛМЗ по расчету и проектированию нерегулируемых эжекторов ТВС.

Экспериментальные гидравлические исследования дали следующие результаты:

1. Расчетный эжектор с $d_c = 64,3$ мм и $D_{k,cm} = 113$ мм по всем показателям (производительность, КПД, стабильность работы) удовлетворяет требованиям системы ТВС Усть-Илимской ГЭС.

2. Подтверждена хорошая сходимость опытных и расчетных значений, поэтому предлагаемая выше методика расчета нерегулируемых эжекторов ТВС рекомендована для промышленного использования.

3. Получен интересный материал (подтвержденный расчетом), помогающий оценить влияние на характеристику эжектора изменения диаметров сопла и камеры смешивания (рис. 45).

4. Испытания позволили окончательно решить вопросы формообразования диффузора и конструкции подвода всасываемого потока. Сопоставление составного диффузора (с переменными по длине углами конусности) с диффузором, имеющим постоянный по всей длине угол конусности 8° , показало некоторое преимущество составного диффузора

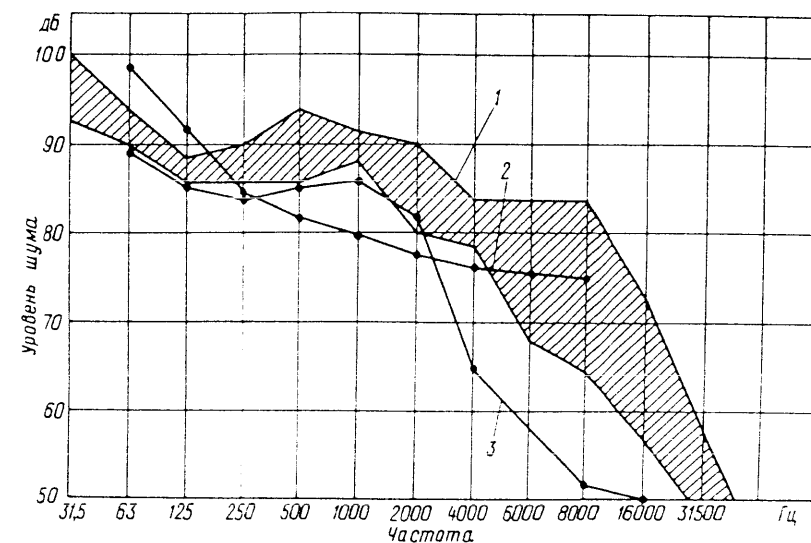


Рис. 46. Зависимость уровня шума нерегулируемого эжектора ТВС Усть-Илимской ГЭС от частоты

1 — зона уровня шума испытуемых эжекторов ТВС разных типоразмеров; 2 — допустимый уровень шума; 3 — уровень шума эжектора, закрытого керамзитовым кожухом

(в расходе), однако очень незначительное (в пределах точности измерения) и, кроме того, даже не при всех режимах работы. Поэтому окончательно было принято решение — устанавливать в эжекторе ТВС диффузоры с постоянным углом конусности 8° . Сопоставление конструкций подвода всасываемого потока (плавного и под углом 90° к оси эжектора) также подтвердило результаты предыдущих испытаний на Братской ГЭС. Плавный подвод по сравнению с подводом под углом 90° дает незначительное в численном выражении ($0,003$ – $0,005$ м³/с) преимущество в расходе и КПД, но проигрывает в запасе кавитации. Поэтому, учитывая сказанное и трудности в изготовлении сварной конструкции сложной конфигурации с соблюдением строгой соосности сопла и камеры смешивания, рекомендовано применение конструкции эжектора с подводом всасываемого потока под углом 90° к оси эжектора.

Были проведены также акустические испытания. Эжектор при работе шумит, причем характер и громкость шума эжектора зависят от геометрических размеров эжектора и режима работы (т. е. от напоров и расходов). Несмотря на то, что эжекторы устанавливаются на ГЭС в отдельной галерее ТВС, обслуживающему персоналу приходится находиться в галерее ТВС продолжительное время. Поэтому целью настоящих акустических испытаний было выявление причин возникновения шумов при работе эжектора и методов снижения уровня громкости.

Для измерения уровня шума использовался прецизионный шумомер типа 2203 с набором активных фильтров. Для уменьшения погрешностей, связанных с наложением шумов, не свойственных эжектору, микрофон

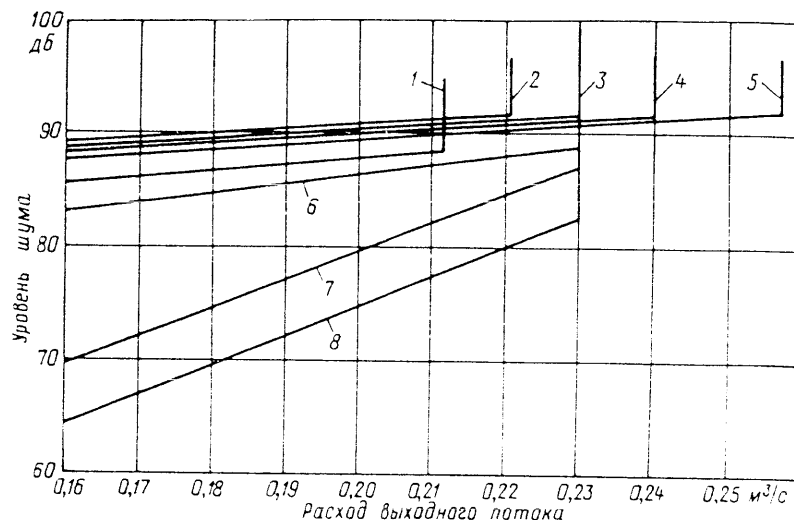


Рис. 47. Зависимость уровня шума нерегулируемого эжектора ТВС Усть-Илимской ГЭС от расхода на выходе из эжектора

1 — $f = 1000$ гц; $d_c = 64,3$ мм; $D_{к.см} = 113,0$ мм; $H_p = 68,0$ м; 2 — $f = 1000$ гц; $d_c = 62,0$ мм; $D_{к.см} = 113,0$ мм; $H_p = 90,6$ м; 3 — $f = 1000$ гц; $d_c = 64,3$ мм; $D_{к.см} = 113,0$ мм; $H_p = 90,6$ м; 4 — $f = 1000$ гц; $d_c = 68,0$ мм; $D_{к.см} = 113,0$ мм; $H_p = 90,6$ м; 5 — $f = 1000$ гц; $d_c = 68,0$ мм; $D_{к.см} = 119,2$ мм; $H_p = 90,6$ м; 6 — $f = 2000$ гц; $d_c = 64,3$ мм; $D_{к.см} = 113,0$ мм; $H_p = 90,6$ м; 7 — $f = 4000$ гц; $d_c = 64,3$ мм; $D_{к.см} = 113,0$ мм; $H_p = 90,6$ м; 8 — $f = 8000$ гц; $d_c = 64,3$ мм; $D_{к.см} = 113,0$ мм; $H_p = 90,6$ м

шумомера отстоял на расстояние около 1 м от эжектора в течение всех испытаний. Ежедневно оценивался уровень общего фона шумов. Однако в процессе акустических испытаний в галерее ТВС было много источников наложения шумов как периодического действия (включение компрессоров и дренажных насосов, срабатывание обратных клапанов ресивера, работа с отбойным молотком и кран-балкой), так и постоянного действия (работа вентиляторов, турбин, стационарных эжекторов). Оказывало влияние на точность измерений и то, что трубопроводная трасса испытуемого эжектора длиной около 60 м не имела жестких опор. Возможно поэтому по полученным результатам не прослеживаются четко закономерности зависимости уровня шума от значения расхода на выходе из эжектора, напоров и геометрических размеров эжектора. Несмотря на это, полученные результаты акустических испытаний позволили сделать некоторые выводы:

1. Причины появления шумов при работе эжектора заложены в самой природе работы эжектора. Соударения потоков воды, имеющих разные скорости, местные пульсации давления, резкое изменение давления по длине эжектора и прочее являются источником шума. Уровень шума работающего эжектора ТВС в диапазоне слышимости в основном превышает допустимые пределы (рис. 46). Поэтому следует сделать вывод, что борьба с шумом при работе эжекторов должна сводиться не к устра-

нению причин возникновения шума (как предполагалось ранее — ограничению работы эжектора зоной определенных напорных режимов и так далее), а к снижению уровня шума работающего эжектора посредством каких-либо мер.

2. Изменение уровня шума на разных частотах в процессе работы эжектора при разных напорных режимах незначительно (около 5 дБ). Зависимость уровня шума от расхода выходящего потока эжектора (рис. 47) в какой-то мере повторяет зависимость $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$. На акустической характеристике так же, как и на гидравлической при кавитационном срыве работы эжектора, наблюдается резкое увеличение уровня шума (на рисунке — вертикальная прямая) — это является еще одной причиной нежелательности работы эжектора в режиме, близком к режиму кавитационного срыва.

3. На Братской ГЭС давно уже ведутся работы по снижению уровня шума стационарных эжекторов ТВС. Некоторые эжекторы помещены в деревянные ящики с керамзитовой засыпкой, некоторые обвязаны звукопоглощающим материалом. Проведенные акустические испытания подтвердили некоторую целесообразность этих защитных мероприятий (рис. 46). Поэтому на основании акустических исследований было рекомендовано проводить борьбу с шумом работающих эжекторов с помощью звукоизоляционных ограждений и звукопоглощающих материалов.

14. МОДЕЛЬНЫЕ И НАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЖЕКТОРА САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС

Использование регулируемых эжекторов для систем технического водоснабжения высоконапорных ГЭС в настоящее время ограничивалось отсутствием как опыта проектирования, так и опыта их эксплуатации. В имеющейся по этому вопросу литературе помещается только популярный материал и отсутствуют рекомендации по проектированию и эксплуатации. Так, например, в работе [4] упоминается о работе регулируемых эжекторов технического водоснабжения на ГЭС Грэнд-Кули в США, отмечается экономичность подобной эжекторной системы ТВС, простота в эксплуатации и приводятся исходные технические данные эжекторов: $H_p = 80-100$ м, $H_{\text{вс}} = 0,5-9$ м, $H_{\text{вых}} = 35$ м, $Q_{\text{вых}} \approx 0,160$ м³/с, $q \approx 0,5$. Высказывалось опасение, что применение регулируемых эжекторов приведет к снижению коэффициента полезного действия эжекторов из-за введения в сопло регулирующей иглы, к возникновению вибрационных и кавитационных явлений. Все эти соображения обуславливали необходимость, помимо создания методики расчета, экспериментальной проверки надежности и оптимальности работы регулируемых эжекторов в целом и отдельных его элементов. Проектирование уникального регулируемого эжектора ТВС для Саяно-Шушенской ГЭС потребовало проведения серии модельных и натурных исследований, а также определения масштабного эффекта при переходе от модели к натуре.

Экспериментальные исследования модели регулируемого эжектора системы технического водоснабжения агрегатов Саяно-Шушенской ГЭС. К р и т е р и и п о-

добия. Как известно, в тех случаях, когда отсутствует система уравнений гидромеханики, описывающих движение жидкости в сложных системах, применяется теория подобия и постановка экспериментов на моделях [8]. Физическое моделирование как один из основных методов изучения гидравлических явлений ставит цель – воспроизвести в уменьшенном масштабе изучаемое гидравлическое явление при обеспечении полного подобия натурального и модельного процессов, т. е. на модели воспроизводятся процессы той же физической природы, что и в натуре. Результаты, полученные на модели, могут быть затем пересчитаны на натуру.

Моделирование гидравлических явлений в сложных системах, к которым относится и движение жидкости в эжекторах, позволяет решать задачи:

- а) определения основных физических закономерностей, управляющих процессом протекания жидкости в системе;
- б) проверки допущений и гипотез, введенных в расчеты при решении системы уравнений, описывающих изучаемый процесс;
- в) разработки методов расчета основных характеристик процесса.

При моделировании требуется соблюдение законов подобия, что позволяет обеспечить правильное воспроизводство явления и последующий перенос результатов эксперимента на натуру. Теория подобия формулирует все требования, которым должна удовлетворять модель, и величины, которые необходимо измерять в опытах, порядок обработки результатов эксперимента и пределы их применимости.

При исследовании движения жидкости в сложных системах основным требованием подобия является обеспечение механического подобия изучаемого процесса, т. е. кинематического и динамического подобия при геометрическом подобии потоков.

Кинематическое подобие процесса требует соблюдения сходности скоростей движения частиц жидкости. Понятие "сходность скоростей" означает, что во всех сходственных точках потока скорости частиц жидкости должны быть пропорциональны друг другу и одинаково направлены по отношению к границам потока. Это обеспечивает геометрическое подобие траекторий движения сходственных частиц жидкости.

Динамическое подобие требует соблюдения параллельности и пропорциональности действующих в сходственных точках потока сил при постоянном отношении между массами двух любых сходственных частиц (т. е. при постоянстве отношений плотностей по всему полю течения).

Для сложных напорных систем, к которым относятся эжекторы, силами, определяющими в целом весь процесс течения жидкости, являются силы вязкости, силы тяжести, а также поля абсолютных значений давлений [8]. Моделирование действия этих сил требует обеспечения постоянства соответствующего комплекса величин, входящих в уравнения движения жидкости и называемых критериями подобия: Рейнольдса (Re), Фруда (Fr), а также Эйлера (Eu).

Критерий Рейнольдса (Re) играет важную роль при моделировании сил вязкости. Он представляет собой меру отношения сил инерции к силам вязкости:

$$Re = L\nu/\nu, \quad (28)$$

где L – линейный размер какого-либо основного элемента системы или характерного линейного параметра потока (например, диаметр или радиус трубы, глубина потока, напор); ν – скорость течения; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости. Подобие систем, находящихся под действием сил вязкости, определяется постоянством безразмерного числа Re.

При моделировании систем, находящихся под действием сил тяжести, важную роль играет критерий Фруда:

$$Fr = v^2/(gL), \quad (29)$$

где L – линейный размер (например, диаметр или радиус трубы); v – скорость течения; g – ускорение силы тяжести. Подобие систем, находящихся под действием сил тяжести, определяется постоянством безразмерного числа Fr.

При изучении явлений аэрации, кавитации появляется потребность использования и других критериев подобия. Например, при моделировании кавитационных явлений с целью изучения влияния на процесс разности давлений в различных зонах

потока необходимо соблюдать постоянство числа Эйлера (Eu):

$$Eu = \Delta p/(\rho v^2), \quad (30)$$

где Δp – перепад давлений, определенный в различных характерных точках потока; v – скорость течения; ρ – плотность жидкости.

В природе нет таких явлений, когда действует лишь одна из перечисленных выше сил. Обычно действующих сил в системах несколько, и при моделировании явления необходимо соблюдать постоянство нескольких критериев подобия. Основы теории подобия формулируют условия, необходимые и достаточные для обеспечения подобия различных по своему характеру и действующим силам явлений. При этом основные критерии подобия, называемые определяющими, тождественность значений которых обеспечивает подобие изучаемых явлений, должны быть составлены из заданных величин.

В зависимости от решаемой задачи устанавливают, какие из критериев являются определяющими, т. е. какие критерии могут быть вполне определенно подсчитаны исходя из заданных граничных условий (например, в граничном сечении потока могут быть известны глубины и скорости потока), а какие критерии являются лишь функциями определяющих критериев, т. е. содержат неизвестные величины, которые могут быть получены при решении соответствующих критериальных уравнений.

Для установившегося движения жидкости справедливо следующее критериальное уравнение в общем виде:

$$\varphi(Fr, Re, Eu) = 0. \quad (31)$$

В большинстве гидравлических задач числа Re и Fr являются определяющими, а число Eu – зависит от них.

В некоторых задачах тот или иной из определяющих критериев может не учитываться, что упрощает моделирование (явления автомодельности). Например, для горизонтального напорного водовода, когда можно пренебречь влиянием объемной силы, можно считать, что критерием Фруда тоже можно пренебречь, и остаются два критерия, один из которых (например, Re) будет определяющим. Тогда критериальное уравнение упрощается:

$$Eu = f(Re). \quad (32)$$

Наиболее часто встречающимся в практике случаем является такой, при котором силы вязкости оказывают незначительное влияние на все изучаемые параметры потока. В таких случаях в автомодельной области по числу Re при моделировании достаточно соблюдать подобие только по числу Fr, т. е. обеспечивать моделирование сил тяжести. Как показывают эксперименты, это имеет место в большинстве сложных систем при больших числах Re (около $1 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^6$). В связи с тем, что одновременное моделирование гидравлических явлений в эжекторных системах (если используется одна и та же жидкость) и по Fr и по Re невозможно, то необходимо выбирать такие масштабы моделей и масштабы скорости течений, при которых значения Re обеспечивают автомодельность явлений. При этом моделирование по числу Fr требует соотношений напоров, скоростей и расходов на модели и в натуре:

$$H_M/H_N = L_M/L_N; \quad (33)$$

$$v_M/v_N = \sqrt{L_M/L_N}; \quad (34)$$

$$Q_M/Q_N = L_M^2 \sqrt{L_M}/(L_N^2 \sqrt{L_N}). \quad (35)$$

При моделировании регулируемого эжектора по числу Fr для условий Саяно-Шушенской ГЭС был выбран масштабный коэффициент для линейных размеров $M_L = 2,5$, что обусловило масштабный коэффициент по расходам $M_Q = 10$. Числа Re составляли более $1 \cdot 10^6$, и это позволяло считать, что при моделировании эжектора автомодельность режима обеспечивалась.

Цель и этапы исследований. Целью исследований модели регулируемого эжектора ТВС Саяно-Шушенской ГЭС было, в первую очередь,

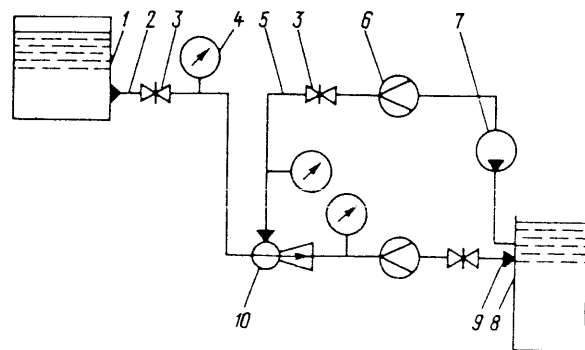


Рис. 48. Схема испытания модели регулируемого эжектора ТВС в условиях Саяно-Шушенской ГЭС

1 — уравнивающий бак; 2 — напорная линия; 3 — задвижка; 4 — манометр; 5 — всасывающая линия; 6 — расходомер; 7 — насос 3В 200; 8 — бассейн; 9 — выходная линия; 10 — регулируемый эжектор для испытаний

опытное подтверждение впервые разработанной на ЛМЗ методики расчета регулируемых эжекторов, а также разработка рекомендаций по проектированию конструкции регулируемых эжекторов, получение опытных данных для анализа эффективности работы эжектора в широких диапазонах изменения напорных режимов. Для испытания (на основании методики расчета) была спроектирована и изготовлена модель регулируемого эжектора ТВС Саяно-Шушенской ГЭС в масштабе 1 : 2,5 со значительным числом модификаций. Модельные исследования эжекторов разных типоразмеров позволили решить следующие задачи: подтверждена оптимальность расчетных диаметров насадка и камеры смешивания, окончательно отработана конструкция сопла, т. е. определены оптимальные углы конусности иглы α и насадка γ , удаление среза насадка от начала камеры смешивания x , проверена оптимальная длина камеры смешивания $L_{к.см}$. Исследования также позволили проверить регулируемый эжектор оптимальной конструкции во всем диапазоне изменения напоров на ГЭС с точки зрения надежности бескавитационной работы, гарантированного обеспечения потребителя ГЭС необходимым расходом охлаждающей воды, плавности изменения эксплуатационных характеристик эжектора (т. е. плавности регулирования) и прочее. Попутно с гидравлическими испытаниями были проведены акустические и вибрационные испытания.

Испытательный стенд. Расположенный в комплексной лаборатории гидротурбинных блоков ВНИИГ имени Б. Е. Веденеева испытательный стенд состоит из трех основных линий (рис. 48): напорной, всасывающей и отводящей. Напор рабочего потока (H_p) создавался насосом типа ЭВ200Х2 мощностью 200 кВт, напором до 95 м, максимальным расходом до $0,07 \text{ м}^3/\text{с}$. Для создания всасываемого потока была использована разомкнутая линия с уравнивающим баком. Здесь подача воды осуществлялась насосом типа 8К-18а мощностью 20 кВт, напором до 20 м, максимальным расходом до $0,09 \text{ м}^3/\text{с}$. Уравнивающий бак позволял поддерживать постоянными заданные напоры на всасывающей линии

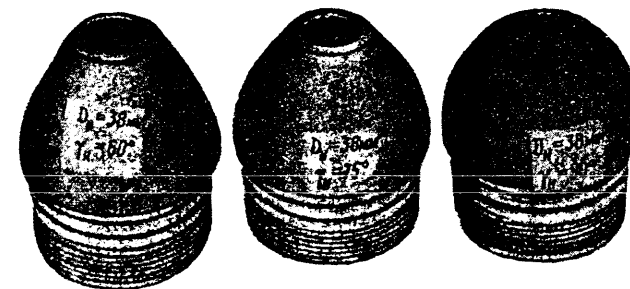


Рис. 49. Типы испытанных насадков

$H_{вс}$. Отводящая линия соединялась с общим сборным бассейном, откуда происходил забор воды в напорную и всасывающую линии. Регулирование напоров и расходов во всех линиях осуществлялось с помощью задвижек. Измерение напоров на всех линиях эжектора осуществлялось с помощью образцовых манометров с пределами измерений на напорной линии 0—1 МПа и ценой деления 0,005 МПа на всасывающей линии: 0—0,1 МПа и ценой деления 0,0005 МПа, на отводящей линии 0—0,4 МПа и ценой деления 0,002 МПа. Основные измерения расхода осуществлялись на рабочей и отводящей линиях эжектора с помощью мерных устройств с набором измерительных шайб и ртутных дифференциальных манометров типа ДТ-50, а некоторые поверочные измерения осуществлялись турбинными датчиками расхода (ТДР). Исходя из условий моделирования были определены диапазоны измерения расходов: на рабочей линии $0,004\text{--}0,04 \text{ м}^3/\text{с}$; на отводящей линии $0,004\text{--}0,1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Методика проведения исследований. При исследовании модели (М 1:2,5) регулируемого эжектора для системы ТВС агрегатов Саяно-Шушенской ГЭС было испытано 25 модификаций эжекторов, в которых диаметры насадок D_n изменялись от 34 до 38 мм (рис. 49), углы конусности иглы α от 45 до 60°, углы конусности насадка от 60 до 90°, относительное удаление среза сопла от начала камеры смешивания $x/D_n = 0,4\div 3,1$, диаметр камеры смешивания $D_{к.см} = 64\div 72\div 80 \text{ мм}$. Все эти конструктивные модификации модели регулируемого эжектора испытывались при всевозможных сочетаниях напоров, соответствующих напорам Саяно-Шушенской ГЭС в строительный и эксплуатационный периоды, с соблюдением масштаба моделирования. Так, напор рабочего потока эжектора задавался в диапазоне $H_p = 29\div 85 \text{ м}$, напор всасываемого потока $H_{вс} = 5,2\div 7,4 \text{ м}$. Каждая конструктивная модификация эжектора при определенном сочетании напоров рабочего и всасываемого потоков испытывалась при разных открытиях регулирующей иглы S' . Установка напорного режима каждой конструктивной модификации эжектора при определенном открытии S' производилась путем дросселирования выходного потока, т. е. с помощью выходной задвижки, при этом для каждого напорного режима оставались постоянными напоры H_p и $H_{вс}$, а менялся напор $H_{вых}$ и соответственно расход на выходе из эжектора $Q_{вых}$ (а также и расходы $Q_{вс}$ и Q_p).

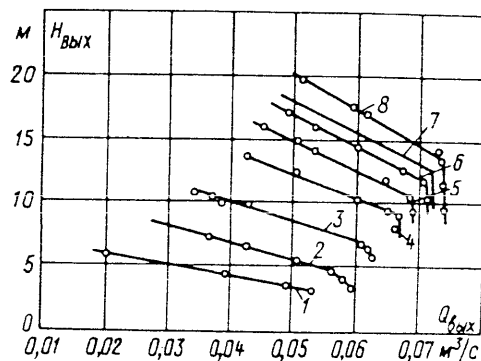


Рис. 50. Эксплуатационная характеристика эжектора с оптимальными параметрами: ($D_H = 30$ мм при $\alpha = 60^\circ$ и $\gamma = 60^\circ$, $H_p = 71,9$ м; $H_{вс} = 5,2$ м)
 1 - $Q_p = 0,0028$ м³/с; $S' = 0,04$;
 2 - $Q_p = 0,0105$ м³/с; $S' = 0,07$;
 3 - $Q_p = 0,00105$ м³/с; $S' = 0,1$;
 4 - $Q_p = 0,015$ м³/с; $S' = 0,17$;
 5 - $Q_p = 0,018$ м³/с; $S' = 0,27$;
 6 - $Q_p = 0,0213$ м³/с; $S' = 0,4$;
 7 - $Q_p = 0,0233$ м³/с; $S' = 0,57$;
 8 - $Q_p = 0,025$ м³/с; $S' = 1$

Проведение модельных исследований эжектора осуществлялось в следующем порядке. Собирался регулируемый эжектор определенной модификации, устанавливалось заданное открытие сопла S' , напоры рабочего H_p и всасываемого потоков $H_{вс}$. Далее, при каждом фиксированном значении напора выходного потока $H_{вых}$ производились замеры напоров рабочего H_p , всасываемого $H_{вс}$ и выходного $H_{вых}$ потоков, расходов рабочего Q_p и выходного $Q_{вых}$ потоков, расход всасываемого потока определялся разностью $Q_{вых}$ и Q_p . С помощью произведенных замеров рассчитывались дополнительно необходимые данные (все формулы приведены в гл. 2) для построения графиков различных зависимостей. Анализ построенных таким образом опытных гидравлических характеристик регулируемого эжектора позволял использовать их для сравнения с подобными расчетными характеристиками и давал возможность определить оптимальность каждого конструктивного элемента регулируемого эжектора. Оценка оптимальности модификаций эжектора производилась по следующим критериям:

1. Способность удовлетворить требования потребителя системы ТВС ГЭС к выходным параметрам эжектора ($Q_{вых}$ и $H_{вых}$).
2. Экономичность эжектора (сравниваются значения коэффициентов полезного действия).
3. Надежность расчета эжектора (сопоставляются экспериментальные и расчетные данные).
4. Зона регулирования (определяется по эксплуатационной характеристике эжектора в координатах $Q_{вых}$, $H_{вых}$).
5. Плавность регулирования, исключая резкие изменения $Q_{вых}$ при незначительных изменениях S .
6. Акустические характеристики работы эжектора.

Результаты гидравлических модельных исследований. Для каждой модификации эжектора при различных положениях иглы S и напорных режимах H_p и $H_{вс}$, в первую очередь, были построены эксплуатационные характеристики $Q_{вых} = f(H_{вых})$ (рис. 50) и относительные расходные характеристики рабочего потока $Q_p' = f(S')$ (рис. 51). Эксплуатационные характеристики $Q_{вых} = f(H_{вых})$ представляют собой для перечисленных условий почти параллельные друг другу прямые линии с изломом в области кавитации; они хорошо сочетаются с подобными расчетными харак-

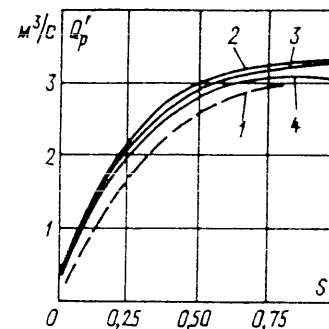


Рис. 51. Приведенная расходная характеристика сопла ($D_H = 30$ мм, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 60^\circ$)
 1 - расчетная; 2 - $H_p = 85,4$ м;
 $H_{вс} = 7,4$ м; 3 - $H_p = 46,4$ м;
 $H_{вс} = 6,6$ м; 4 - $H_p = 29,1$ м;
 $H_{вс} = 5,6$ м

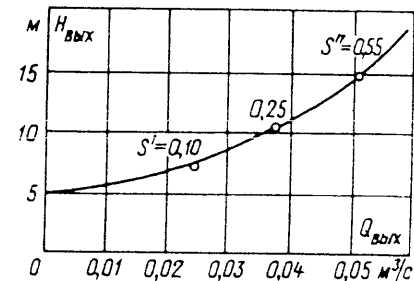


Рис. 52. Регулирование выходного расхода эжектора $D_H = 30$ мм, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 60^\circ$, путем изменения открытия иглы при $H_p = 72$ м, $H_{вс} = 5,2$ м в соответствии с заданной характеристикой потребителя ТВС ГЭС

теристиками. При сопоставлении опытных относительных расходных характеристик $Q_p' = f(S')$ с расчетными выявилось некоторое расхождение (около 15%), кроме прочих причин, по-видимому, обусловленное и некоторыми отклонениями конструкции деталей эжектора от проектных (форма, размеры и шероховатость поверхности). Эксплуатационные характеристики $Q_{вых} = f(H_{вых})$ для различных открытий сопла S , сведенные в одну характеристику потребителя с указанными на ней различными значениями открытий сопла (рис. 52), свидетельствуют о том, что путем изменения открытия сопла можно осуществлять плавное регулирование выходного расхода $Q_{вых}$ эжектора.

Результаты испытаний различных модификаций регулируемого эжектора. Влияние изменения диаметра насадка D_H . Сопоставление расчетных и экспериментальных данных испытаний различных моделей сопел показывает, что с увеличением диаметра насадка (от 34 мм до 38 мм) повышается производительность эжектора $Q_{вых}$ до 30% (рис. 53), наблюдается незначительное изменение КПД эжектора (около 2%) и снижение всасывающей способности эжектора (при $S' \approx 0,5$; $\Delta q \approx 25\%$). Те же результаты были достигнуты при различных сочетаниях углов конусности иглы α и насадка γ . Опытные данные по всем показателям хорошо согласуются с расчетными. Это позволило при рабочем проектировании (при уточненном по техническому заданию максимальном расходе на выходе из эжектора 2000 м³/ч - 1500 м³/ч) с большой долей гарантии принять диаметр насадка натурного сопла меньшим 75 мм (что соответствовало диаметру сопла на модели $D_{н.м} = 30$ мм).

Влияние изменения углов конусности иглы α и насадка γ . Аналогичные конструкции сопел ковшовых гидротурбин, имеющих оптимальные углы конусности иглы $\alpha \approx 60^\circ$ и насадка $\gamma \approx 100^\circ$; выполняют несколько иные функции и создают сосредоточенную струю за счет большой степени сжатия свободной струи. Сопло

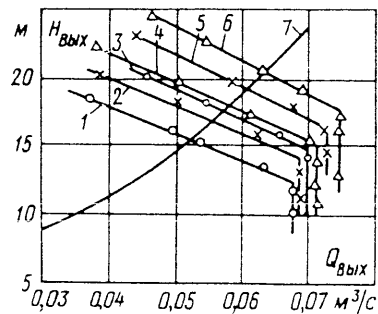


Рис. 53. Эксплуатационная характеристика эжектора для различных диаметров насадка при $H_p = 72$ м.
 $H_{вс} = 5,2$ м, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 90^\circ$
 1 - $Q_p = 0,020$ м³/с; $D_n = 34$ мм, $S' = 0,38$; 2 - $Q_p = 0,0224$ м³/с; $D_n = 36$ мм, $S' = 0,35$; 3 - $Q_p = 0,0246$ м³/с; $D_n = 34$ мм, $S' = 0,54$; 4 - $Q_p = 0,0247$ м³/с; $D_n = 38$ мм, $S' = 0,36$; 5 - $Q_p = 0,0276$ м³/с; $D_n = 36$ мм, $S' = 0,5$; 6 - $Q_p = 0,0310$ м³/с; $D_n = 38$ мм, $S' = 0,55$; 7 - характеристика потребителя

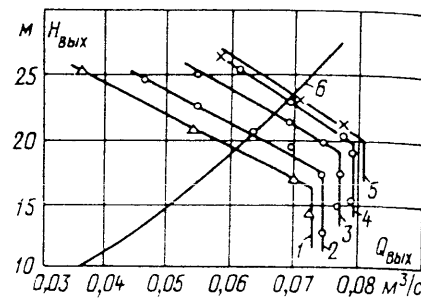


Рис. 54. Эксплуатационная характеристика эжектора $D_n = 38$ мм при различных сочетаниях углов конусности иглы и насадка при $S' = 0,6$, $H_p = 72$ м, $H_{вс} = 5,2$ м
 1 - $\alpha = 45^\circ$; $\gamma = 75^\circ$; $Q_p = 0,0277$ м³/с;
 2 - $\alpha = 60^\circ$; $\gamma = 90^\circ$; $Q_p = 0,0310$ м³/с;
 3 - $\alpha = 60^\circ$; $\gamma = 75^\circ$; $Q_p = 0,0337$ м³/с;
 4 - $\alpha = 45^\circ$; $\gamma = 60^\circ$; $Q_p = 0,0365$ м³/с;
 5 - $\alpha = 60^\circ$; $\gamma = 60^\circ$; $Q_p = 0,0374$ м³/с;
 6 - характеристика потребителя

регулируемого эжектора должно создавать более рассеянную струю рабочего потока, имеющего большую периферийную площадь всасывания и достаточно большие скорости потока на периферийной поверхности струи. Кроме того, для достижения минимальных гидравлических потерь и лучшей организации напорной струи площади сечений и скорости напорного потока между поверхностями иглы и насадка должны изменяться равномерно. Испытанию подверглись модификации эжекторов с различным сочетанием углов конусности иглы и насадка. По предварительным расчетам, оптимальными значениями были $\alpha = 50 \div 60^\circ$ и $\gamma = 50 \div 60^\circ$. Это убедительно подтвердили экспериментальные данные (рис. 54). Результаты испытаний показали, что такое сочетание углов конусности иглы и насадка сопла регулируемого эжектора не только обеспечивает наибольшую пропускную способность (т. е. наибольший расход рабочего потока Q_p), но и наибольшую всасывающую способность ($Q_{вс}$) и, кроме того, наилучшую плавность регулирования расхода.

Влияние изменения удаления среза насадка x от начала камеры смешивания. Величину относительного удаления среза насадка от начала камеры смешивания x/D_n по своему влиянию на производительность эжектора можно подразделить как бы на два интервала 0,4–1 и 1–3.

Эксперименты с регулируемым эжектором подтвердили, что при наименьшем удалении $x/D_n \approx 0,4$ эжектор имеет наибольшую производительность ($Q_{вых}$), наибольший относительный расходный коэффициент η , коэффициент полезного действия и прочие параметры. При изменении

удаления сопла от 0,4 до 1,0 все перечисленные показатели эжекторов уменьшаются в пределах точности измерения, т. е. незначительно. Зато при изменении удаления сопла от 1,0 до 3 (и более) наблюдается уже более ошутимое изменение (снижение) характеристик эжектора (рис. 55).

Влияние изменения диаметра камеры смешивания. Диаметр камеры смешивания влияет на эксплуатационную характеристику эжектора $Q_{вых} = f(H_{вых})$ следующим образом: чем меньше диаметр камеры смешивания, тем круче эксплуатационная характеристика эжектора и раньше возникают кавитационные явления. Испытание модификаций модели регулируемого эжектора диаметром $D_{к.см} = 64 \div 72 \div 80$ мм подтвердили это (рис. 56). При незначительном колебании уровней бьефов обычно принимается наименьший диаметр камеры смешивания, обеспечивающий лучший КПД. Зато в условиях большого диапазона изменения напоров на ГЭС для регулируемого эжектора ТВС выбирается камера смешивания с несколько большим диаметром, чтобы обеспечить достаточный запас по кавитации (при всех режимах) и повышение плавности в регулировании выходного расхода.

Испытание нерегулируемого эжектора. Важный момент в гидравлических испытаниях регулируемого эжектора занимало сопоставление работы регулируемого эжектора оптимальной конструкции с работой эжектора с нерегулируемым соплом $d_c = 30,4$ мм, в широком диапазоне режимов работы. Удовлетворительное совпадение результатов испытаний подтвердило правомерность принятых в методике расчета регулируемого эжектора допущений о том, что нерегулируемый и регулируемый эжекторы, имеющие равные расходы рабочего потока Q_p , обладают и одинаковой всасывающей способностью (т. е. имеют и одинаковые расходы всасываемого потока $Q_{вс}$). В ходе исследований были сделаны следующие выводы:

1. Главное в результатах исследований модели регулируемого эжектора — хорошее совпадение расчетных и опытных данных по основным характеристикам. Это позволило рекомендовать предложенную методику расчета регулируемого эжектора для дальнейшего практического использования.

2. Исследования позволили уточнить расходную характеристику рабочего потока $Q_p' = f(S')$, которая была получена на основе модельных испытаний и использовалась в последующих гидравлических расчетах регулируемого эжектора (см. гл. 2).

3. Модельные испытания позволили уточнить рекомендации по проектированию некоторых нерасчетных конструктивных элементов регулируемого эжектора (α, γ, x).

4. Установлена надежность работы регулируемого эжектора в широком диапазоне изменения напоров, плавность регулирования расхода на выходе из эжектора.

Исследование шумов и вибрации в эжекторе. Шумовые и вибрационные характеристики эжектора представляют значительный интерес, так как обычно потери энергии в эжекторах велики. Для измерений шума была использована система: микрофон М-101, усилитель ПМ-4 и частотный анализатор. В качестве шумомера использовался измеритель шума

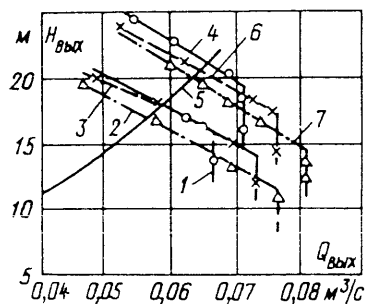


Рис. 55. Эксплуатационная характеристика эжектора ($D_H = 38$ мм, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 60^\circ$, $H_P = 72$ м, $H_{BC} = 5,2$ м) при различных удалениях сопла от камеры смещения: $\circ - x = 0,4$ $D_H = 14$ мм; $\times - x = 1,7$ $D_H = 62$ мм; $\Delta - x = 3,1$ $D_H = 111$ мм
1, 2, 3 - $Q_P = 0,0257$ м³/с; $S' = 0,44$; 4, 6, 7 - $Q_P = 0,0327$ м³/с; $S' = 0,82$; 5 - характеристика потребителя

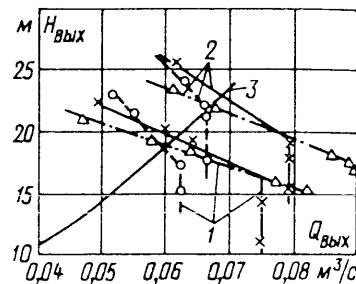


Рис. 56. Эксплуатационная характеристика эжектора ($D_H = 38$ мм, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 60^\circ$, $H_P = 72$ м, $H_{BC} = 5,2$ м) при различных камерах смещения: $\times - D_{K.см} = 72$ мм; $\circ - D_{K.см} = 64$ мм; $\Delta - D_{K.см} = 80$ мм
1 - $Q_P = 0,0288$ м³/с; $S' = 0,42$; 2 - $Q_P = 0,0365$ м³/с; $S' = 0,82$; 3 - характеристика потребителя

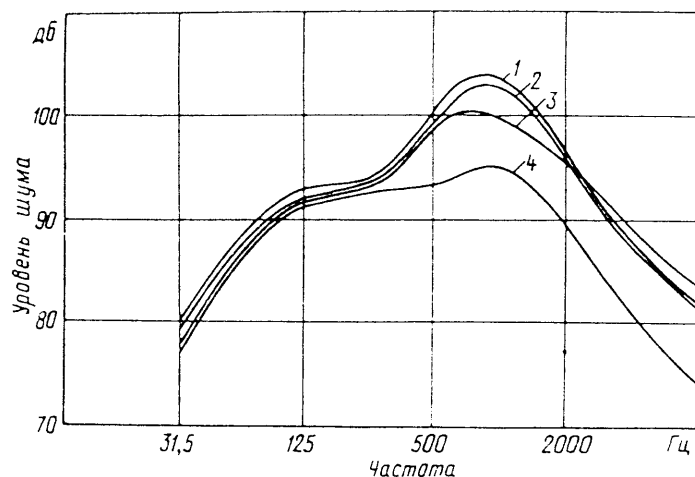


Рис. 57. Зависимость уровня шумов от частоты при различных режимах работы эжектора ($D_H = 30$ мм, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 60^\circ$, $S' = 0,62$, $H_P = 72$ м, $H_{BC} = 5,2$ м)
1 - $H_{Вых} = 11$ м (начало кавитации); 2 - $H_{Вых} = 14$ м; 3 - $H_{Вых} = 19$ м; 4 - фон

и вибрации ИШВ-1 с измерительным прибором ПИ-6, который по своим метрологическим параметрам и техническим характеристикам соответствует второму классу ГОСТ 17187-81 "Общие технические требования". Динамический диапазон измерений составлял 30–130 дБ.

Погрешность измерений звукового давления на частоте 1000 Гц составляла $\pm 2,0$ дБ. Погрешность показаний ИШВ-1 при изменении тем-

пературы окружающей среды от 0 до 40°C составляла ± 1 дБ, при изменении относительной влажности от 35 до 90% погрешность составляла $\pm 1,0$ дБ. Шум, создаваемый насосами на экспериментальной установке, служил звуковым фоном с широкой полосой частот. Фоновый шум достигал 90 дБ. Шумы при работающем эжекторе в основном превышали 100 дБ (рис. 57). Наибольшее усиление шума наблюдалось при значительном понижении $H_{Вых}$, т. е. в режимах кавитации. Акустические измерения сопровождались и измерениями вибрации эжектора.

В результате измерений установлено, что максимум шумов по частоте находится в районе максимальной чувствительности человеческого уха. Между шумами и вибрацией не установлено никакой корреляции. Основной шум при работе эжектора возникает не как следствие вибрации конструкции, а как следствие истечения струи из пережатого отверстия насадка сопла и при переходе на кавитационные режимы эксплуатации. К росту шумов приводят уменьшение диаметра выходного отверстия сопла и уменьшение открытия иглы S' . Проведенные на модели исследования шумов подтверждают необходимость разработки специальных мероприятий по звуковой изоляции эжекторов. Эжекторы, видимо, следует помещать в тех помещениях, которые будут посещаться эксплуатационным персоналом лишь периодически, а при посещении обязательно предусмотреть средства индивидуальной защиты от шума.

Натурные испытания головного регулируемого эжектора на Саяно-Шушенской ГЭС. Предполагалось последовательное проведение модельных, а затем натурных исследований эжектора и сопоставление полученных результатов. Целью натурных исследований головного регулируемого эжектора являлась окончательная отработка конструкции регулируемого эжектора системы технического водоснабжения (ТВС) агрегатов по всем параметрам, удовлетворяющим требованиям потребителя. При этом ставилась задача подтвердить опытным путем основные положения методики расчета и проектирования регулируемых эжекторов, результатов модельных испытаний, правильность применения критериев моделирования, плавность изменения основных характеристик регулируемого эжектора, стабильность и надежность его работы, оценить шумовые и вибрационные характеристики при различных режимах работы.

В итоге натурных испытаний следовало завершить внедрение на Саяно-Шушенской ГЭС регулируемых эжекторов для питания системы ТВС агрегатов, перевести эжекторы из опытно-промышленной в промышленную эксплуатацию. Натурные испытания проводились на головном регулируемом эжекторе ТВС первого агрегата Саяно-Шушенской ГЭС по особой схеме, которая предусматривала подачу воды от эжектора в нижний бьеф, минуя агрегат. Такая независимая схема позволяла определить эксплуатационные характеристики эжектора при более широком диапазоне изменения напоров на выходе из него (рис. 58).

Расчетная конструкция эжектора включала в себя насадок диаметром $D_H = 75$ мм, камеру смешивания диаметром 170 мм. Испытания проводились для трех пусковых напоров рабочего потока 65 м, 77 м, 100 м и различных значениях напора всасываемого потока 10 м – 18 м. При каждом сочетании H_P и H_{BC} производилось изменение открытия сопла S'

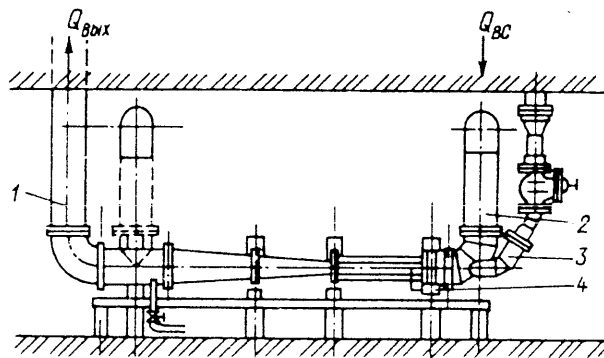


Рис. 58. Схема опытного головного эжектора ТВС на первом агрегате Саяно-Шушенской ГЭС

1 - выходная линия; 2 - всасывающая линия; 3 - рабочая линия; 4 - эжектор

и дросселирование (задвигкой) потока на выходе из эжектора, т. е. изменение напора на выходе $H_{\text{вых}}$, что позволяло получить эксплуатационные характеристики эжектора $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$ при различных S' . Расходы выходного и рабочего потоков замерялись расходомерами типа "Индукция-51". Точность измерения расходов составляла $\pm 2,5\%$. Напоры рабочего всасываемого и выходного потоков измерялись образцовыми манометрами. Точность измерения напоров: $H_p - \pm 1,5\%$, $H_{\text{вс}} - \pm 3\%$, $H_{\text{вых}} - \pm 2,5\%$.

Результаты натурных исследований. Полученные данные натурных исследований регулируемого эжектора хорошо согласовывались с опытными данными модели эжектора (т. е. подтвердили все выводы, сделанные после испытания модели эжектора) и с расчетными данными (рис. 59, 60), что окончательно подтвердило возможность практического использования предложенной в гл. 2 методики расчета регулируемых эжекторов. Испытание головного эжектора ТВС выявило некоторое расхождение натурных данных с модельными в пропускной способности сопла при различных его открытиях, т. е. в расходных характеристиках $Q_p' = f(S')$. Причиной этого может быть некачественное (размеры, форма и шероховатости поверхности) изготовление насадки и иглы эжектора. Однако, учитывая, что расхождение опытных натурных и модельных данных по характеристике $Q_p' = f(S')$ находится в пределах точности измерений, целесообразно в последующих расчетах регулируемых эжекторов расходную характеристику $Q_p' = f(S')$ использовать на основании модельных исследований. Впоследствии эта зависимость может корректироваться.

Сравнение расчетных и опытных натурных эксплуатационных характеристик $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$, полученных при близких значениях Q_p , показывает полное их совпадение, что лишний раз подтверждает правомерность принятых в расчете регулируемых эжекторов допущений и методики расчета регулируемых эжекторов. Следует отметить, что и момент начала кавитационных явлений по расчету определяется довольно точно, так как почти совпадает с данными испытаний. Спроектированные и затем проверенные экспериментально в модельных и натурных условиях

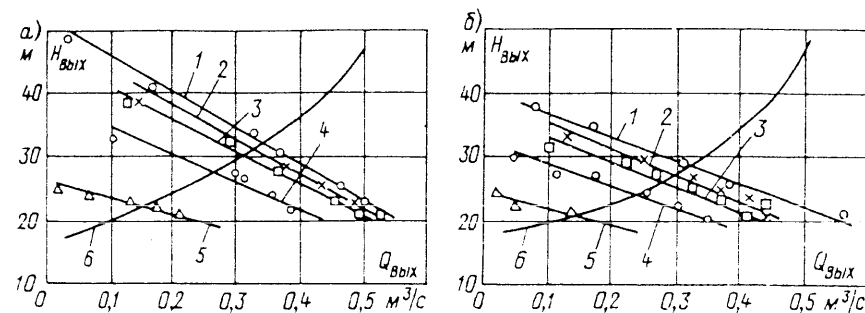


Рис. 59. Эксплуатационные характеристики регулируемого эжектора $Q_{\text{вых}} = f(H_{\text{вых}})$, имеющего диаметр насадки $D_n = 78$ мм, $D_{\text{к.с.м}} = 170$ мм при напорах $H_p = 98$ м и $H_{\text{вс}} = 18,5$ м - а

1 - $Q_p = 0,139 \pm 0,147$ м³/с; 2 - $Q_p = 0,125 \pm 0,139$ м³/с; 3 - $Q_p = 0,104 \pm 0,125$ м³/с; 4 - $Q_p = 0,076 \pm 0,091$ м³/с; 5 - $Q_p = 0,028$ м³/с; 6 - характеристика потребителя при напорах $H_p = 77$ м и $H_{\text{вс}} = 17$ м - б

1 - $Q_p = 0,119 \pm 0,125$ м³/с, $S' = 0,96$; 2 - $Q_p = 0,097 \pm 0,118$ м³/с, $S' = 0,63$; 3 - $Q_p = 0,083 \pm 0,097$ м³/с, $S' = 0,48$; 4 - $Q_p = 0,049 \pm 0,076$ м³/с, $S' = 0,29$; 5 - $Q_p = 0,021 \pm 0,028$ м³/с, $S' = 0,096$

при напорах $H_p = 55$ м и $H_{\text{вс}} = 12$ м - в

1 - $Q_p = 0,0854$ м³/с, $S' = 0,96$; 2 - $Q_p = 0,0833$ м³/с, $S' = 0,67$; 3 - $Q_p = 0,0774$ м³/с, $S' = 0,48$; 4 - характеристика потребителя

эжекторы имеют достаточно высокие коэффициенты полезного действия $\eta_1 \approx 30\%$, $\eta_2 \approx 55\%$.

При проведении гидравлических натурных испытаний головного эжектора проводились также измерения шумов и вибрации с помощью той же аппаратуры, которая использовалась в лабораторных условиях.

При всех режимах работы эжектора уровень шумов был высоким (не менее 95 дБ), а при отдельных режимах - кавитации или опрокидывания, когда в эжекторе перестает работать всасывающая линия, шумы достигали 112 дБ (рис. 61). Шум сверх обычного уровня может возникнуть случайно при резком изменении рабочих напоров, при установке в эжекторе нестационарного режима, т. е. когда значительно меняются напоры на выходе из эжектора или при очень резких движениях регулирующей иглы. Возникновение подобных шумов свидетельствует о неправильной эксплуатации эжекторов. При увеличении числа работающих в одной галерее эжекторов повышается и общий уровень шума.

Для снижения уровня шума могут быть проведены различные мероприятия; например, устройство звуконепроницаемых перегородок между эжекторами, установка на эжекторах перфорированных футляров, заполненных минеральной ватой или керамзитовой засыпкой. Футляры должны

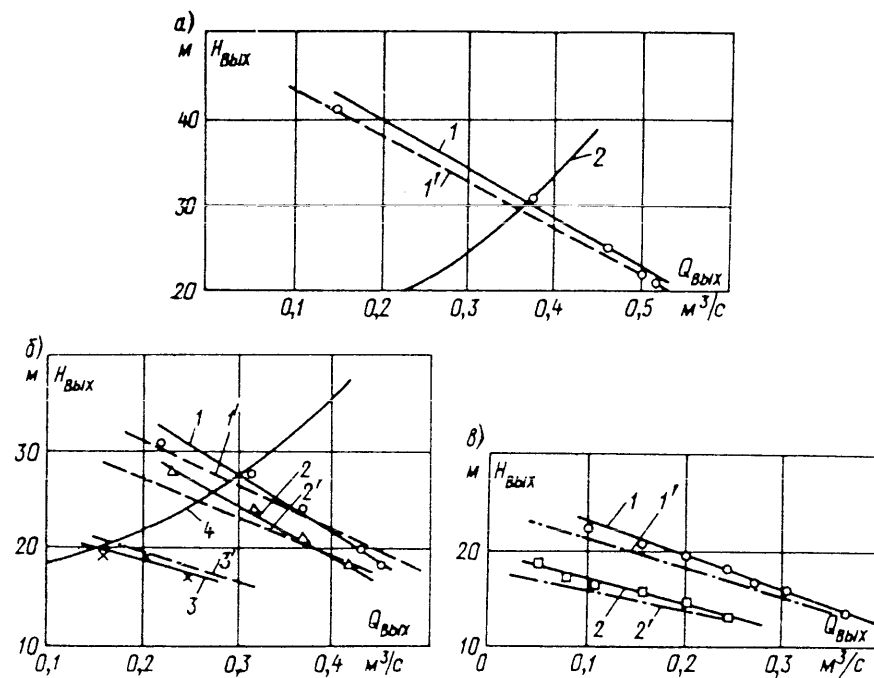


Рис. 60. Сопоставление опытных и расчетных эксплуатационных характеристик при испытании эжектора ($D_H = 75$ мм, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 60^\circ$, $D_{к.см} = 170$ мм) при напорах $H_p = 98$ м, $H_{вс} = 17.5$ м - а

$1 - Q_p = 0.139$ м³/с - опытная кривая; $1' - Q_p = 0.141$ м³/с - расчетная кривая;
 2 - характеристика потребителя
 при напорах $H_p = 77$ м, $H_{вс} = 17$ м - б
 $1 - Q_p = 0.123$ м³/с; $1' - Q_p = 0.120$ м³/с; $2 - Q_p = 0.096$ м³/с; $2' - Q_p = 0.093$ м³/с; $3 - Q_p = 0.026$ м³/с; $3' - Q_p = 0.023$ м³/с; 4 - характеристика потребителя; $1, 2, 3$ - опытные кривые; $1', 2', 3'$ - расчетные кривые
 при напорах $H_p = 55$ м, $H_{вс} = 10$ м
 $1 - Q_p = 0.104$ м³/с; $1' - Q_p = 0.099$ м³/с; $2 - Q_p = 0.056$ м³/с; $2' - Q_p = 0.053$ м³/с; $1, 2$ - опытные кривые; $1', 2'$ - расчетные кривые

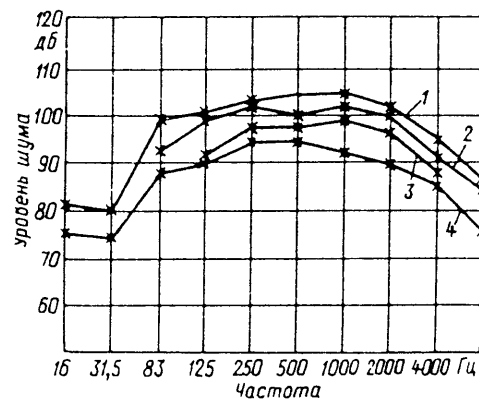


Рис. 61. Спектральное распределение мощности шумов
 1 - $H_p = 98$ м; $S = 75$ мм (всасывающая линия отключена); 2 - $H_p = 98$ м; $S = 20$ мм (частичное открытие, всасывающая линия отключена); 3 - $H_p = 100$ м; $S = 75$ мм (полное открытие); 4 - уровень фона при отключении эжектора

покоиться на жестком основании. Обязательным является обеспечение обслуживающего персонала средствами индивидуальной защиты (наушники, бируши).

Измерение вибраций эжектора в горизонтальном и вертикальном направлениях и сопоставление этих данных с данными измерения шумов при различных режимах выявило безопасный для конструкции эжектора уровень вибрации при основных эксплуатационных режимах, а также отсутствие между этими данными корреляции. Таким образом, шумы эжектора обусловлены не вибрациями, а гидравликой.

Комплексные модельные и натурные исследования регулируемого эжектора для условий эксплуатации Саяно-Шушенской ГЭС подтвердили обоснованность разработанной методики расчета регулируемых эжекторов. Многолетний опыт эксплуатации этих эжекторов на ГЭС подтверждает их надежность в работе и простоту в управлении, экономичность по сравнению с насосными системами. Подтверждена возможность перевода эжекторов на Саяно-Шушенской ГЭС из опытно-промышленной в промышленную эксплуатацию. В дальнейшем с целью автоматизации регулирования расхода в системе технического водоснабжения агрегатов предстоит уточнение расходной характеристики $Q_p = f(S')$ при всех эксплуатационных напорах на этой станции. Имея полный набор эксплуатационных характеристик, полученных расчетным путем, и уточненную характеристику $Q_p = f(S')$, можно будет осуществить автоматическое регулирование $Q_{вых}$ путем изменения положения регулирующей иглы.

1. Абелев А. С., Картелев Б. Г., Ясвонский Л. И. Расчет регулируемых эжекторов для технического водоснабжения крупных ГЭС // Гидротехническое строительство. 1978. № 4. – С. 36–38.
2. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 716 с.
3. Аронс Г. А. Струйные аппараты. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1948. – 140 с.
4. Губин М. Ф., Горностаев Ю. Н., Любичский К. А. Применение эжекторов на гидроэлектростанциях. – М.: Энергия, 1971. – 86 с.
5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 464 с.
6. Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. – М.: Стройиздат, 1970. – 416 с.
7. Кирилловский Ю. Л., Подвидз Л. Г. Рабочий процесс и основы расчета струйных насосов// Труды ВИГМ. 1960. – Вып. 26. – С. 96–135.
8. Леви И. И. Моделирование гидравлических явлений. – 2-е изд. – Л.: Энергия, 1967. – 325 с.
9. Морозов А. А. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. – М.; Л.: Гидроэнергоиздат, 1958. – 520 с.
10. Проектирование и исследование модели регулируемого эжектора, предназначенного для технического водоснабжения гидроагрегатов/ А. С. Абелев, И. М. Гамус, Б. Г. Картелев, Л. И. Ясвонский (Материалы научно-технической конференции. Научные исследования для Саяно-Шушенской ГЭС) – Л.: Энергия, 1978. – 334 с.
11. Подвидз Л. Г., Кирилловский Ю. Л. Расчет оптимального струйного насоса для работы на разнородных и однородных жидкостях// Труды ВИГМ, 1963. – Вып. 32. – С. 114–128.
12. Подвидз Л. Г., Кирилловский Ю. Л. Расчет струйных насосов и установок// Труды ВИГМ, 1968. – Вып. 38. – С. 44–96.
13. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
14. Фридман Б. С. Гидроэлеваторы. – М.: Машгиз, 1960. – 324 с.
15. Эдель Ю. У. Ковшовые гидротурбины. – М.; Л.: 1963. – 212 с.
16. Ясвонский Л. И. Исследование нерегулируемых эжекторов большой производительности для системы технического водоснабжения ГЭС// Гидротехническое строительство. 1978. № 4. – С. 34–36.
17. Flugel G. Berechnung von Strahlapparaten. – Berlin: VDI-Forschungsheft 395, März/April. – 1939. – 22 S.

Предисловие	3
ГЛАВА ПЕРВАЯ. СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ГЭС	5
1. Назначение системы ТВС	–
2. Способы технического водоснабжения	8
3. Схемы технического водоснабжения	9
4. Состав системы технического водоснабжения	14
5. Пример расчета экономической эффективности эжектора	17
ГЛАВА ВТОРАЯ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВОДОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ	19
6. Принцип работы и назначение водоструйных эжекторов	–
7. Расчет нерегулируемых водоструйных эжекторов	21
8. Расчет регулируемых водоструйных эжекторов	28
9. Рекомендации к проектированию эжекторов	36
10. Оптимизация работы эжектора	41
11. О систематизации и стандартизации эжекторов ТВС	43
12. Некоторые особенности конструирования, изготовления, монтажа и эксплуатации	–
ГЛАВА ТРЕТЬЯ. ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЖЕКТОРОВ	58
13. Натурные исследования нерегулируемых эжекторов	–
14. Модельные и натурные исследования регулируемого эжектора Саяно-Шушенской ГЭС	67
Список литературы	82

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

ИСААК МИРОНОВИЧ ГАМУС
БОРИС ГРИГОРЬЕВИЧ КАРТЕЛЕВ
ЛЕВ ИЛЬИЧ ЯСВОНСКИЙ

ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ ГЭС РЕГУЛИРУЕМЫМИ ЭЖЕКТОРАМИ

Редактор *С. П. Левкович*
Художественный редактор *Д. Р. Стеванович*
Технический редактор *А. Г. Рябкина*
Корректор *Р. А. Сафарова*

ИБ № 1363

Подписано в печать 20.05.86 (набор выполнен в издательстве). М-32948. Формат 60 × 90^{1/8}. Бумага типографская № 1. Гарнитура Пресс-Роман. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5,25. Усл. кр.-отт. 5,5. Уч.-изд. л. 6,24. Зак. 220. Тираж 1000 экз. Цена 35 к.

Ленинградское отделение Энергоатомиздата.
191065, Ленинград, Марсово поле, 1.

Типография ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева. 195220, Ленинград, Гжатская ул., 21.