

ЭЭ ЛЭКТРИЧЕСКИЕ ТАНЦИИ

5



ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

1954

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

5

МАЙ

1954

Орган Министерства электростанций СССР

25-Й ГОД ИЗДАНИЯ

СОДЕРЖАНИЕ

А. Д. Моисеев и А. В. Ратнер — Повышение надежности работы механизма уплотнения в задвижках высокого давления с самоустанавливающимся затвором	3	Л. С. Попырин — Использование дренажей паропроводов турбины в подогревателе низкого давления	51
И. К. Гришук — Об условиях отсутствия в питательной воде свободной углекислоты	6	П. А. Мещанинов — Упрощение схемы возбуждения турбогенератора	54
А. М. Корниенко — Ремонт турбинных редукторов	10	С. Р. Элькин — Ремонт обмотки статора гидрогенератора без выемки ротора	55
Л. Д. Клапчук — Защита турбин от осевого сдвига ротора	16	А. В. Михалков — Измерение тока холостого хода трансформатора на стороне 110 кв	56
С. Г. Фатюшенко — Реконструкция системы автоматического управления гидротурбин радиально-осевого типа с регуляторами скорости УК	19	А. И. Боровиков — Селеновый выпрямитель для питания устройств телемеханики	57
И. Н. Коднер — О монтаже вертикальных гидрогенераторов средней мощности	24	Консультация по „Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей“	58
И. В. Никифоров — Опыт совмещения строительных и монтажных работ	27		
Н. В. Соснин и С. С. Якобсон — Электродуговая сварка труб малых диаметров	31		
Ю. И. Азбукин — Балансировка роторов с большим небалансом	34		
Л. А. Владиславлев и Д. А. Харин — Вибрация гидроагрегатов в переходных режимах	37		
П. М. Ипатов — Несимметрия в катушечных обмотках гидрогенераторов	41		
И. С. Курдиани и Е. М. Рухвалдзе — О расширении области применения переменного оперативного тока	44		
Б. Д. Шукин — О применении стартерных аккумуляторных батарей на временных подстанциях	47		

ОБМЕН СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫМ ОПЫТОМ

К. Г. Голофтеев и И. М. Дукач — Монтаж полноповоротного башенного крана марки БК-403 двумя мачтами	48
Л. Ф. Божко — Использование автопогрузчиков на монтажных работах	52

ОБМЕН ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ ОПЫТОМ

В. Я. Зубарев — Прибор для определения кислорода в питательной воде	53
---	----

ХРОНИКА

В Техническом управлении Министерства	
О переключении электродвигателей собственных нужд, питающихся отпайкой от генератора, при потере возбуждения	59
О блокировке разъединителей, применении стационарных заземляющих устройств и их блокировке для вновь проектируемых распределительных устройств	59
О соединении шин давлением	59
Конференция читателей журнала „Электрические станции“ в Харькове	59
Юрий Прохорович Комиссаров — некролог	60

ЭНЕРГОХОЗЯЙСТВО ЗА РУБЕЖОМ

Н. А. — Некоторые особенности электростанции Астория	61
--	----

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

С. Е. Шицман — Рецензия на книгу М. С. Масленникова „Контроль влажности топлива, дымовых газов и точки росы“	63
--	----

□ □ □



РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Н. М. Бондарев, П. Н. Владимиров, П. Г. Грудинский, К. Д. Лавренко, С. И. Молоканов,
С. Г. Мхитарян, А. М. Некрасов, Б. М. Соколов, И. А. Сыромятников, С. Ц. Фаерман, Д. Г. Чижов

Главный редактор Д. Г. Чижов

Адрес редакции: Москва, Б. Черкасский, д. 2.

Телефоны: редакции К 5-21-22, главного редактора К 4-44-10 и комм. К 0-32-80, доб. 3-01

Прием в редакции: от 12 до 16 час.

по понедельникам и пятницам от 14 до 20 час.

членами коллегии: по пятницам от 18 до 20 час.

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Повышение надежности работы механизма уплотнения в задвижках высокого давления с самоустанавливающимся затвором

Инж. А. Д. Моисеев и канд. техн. наук А. В. Ратнер

В трубопроводах больших проходов, т. е. на главных паровых линиях и на линиях питания котлов, как правило, устанавливаются задвижки, причем из двух наиболее типичных по конструкции затворов задвижек — с цельным и самоустанавливающимся клином — наиболее широко применение в отечественной теплоэнергетике получили задвижки второго типа, обладающие по сравнению с первыми рядом технологических и эксплуатационных преимуществ. Задвижки этого типа выпускаются отечественными заводами на $U_y = 125—200$ мм для воды и пара.

При эксплуатации таких задвижек нередко случаи неплотного запираания среды, что приводит к излишней потере рабочей среды, а иногда и невозможности нормального отключения на ремонт требуемого участка трубопровода. Наряду с этим возникает опасность эрозионного разрушения уплотнительных поверхностей, тем более, если выбранный для них материал не обладает высокой противозэрозийной устойчивостью.

Наши наблюдения, экспериментально проверенные на серии задвижек различных проходов и рабочих параметров, подтвердили достаточную закономерность явлений неплотного запираания среды в задвижках рассматриваемого типа и одновременно показали, что главную причину отсутствия плотности в закрытом затворе (если исключить возможность попадания на уплотнительные поверхности грата монтажной сварки и влияние технологических факторов) надо искать в нарушении действия механизма уплотнения.

Сущность работы механизма уплотнения самоустанавливающегося затворов с достаточной очевидностью выявляется при анализе действия приложенного к шпинделю осевого усилия в процессе закрытия затвора, общее представление о котором дает рис. 1.

В первой стадии перемещения затвора на закрытие, как и при холостом ходе, положение правой и левой тарелок, удерживаемых от выпадения выступами тарелкодержателей, зависит от действующей в этот момент в проходном сечении кинетической энергии рабочей среды. В этой стадии закрытия затвора первая по ходу потока тарелка прижимается к обойме, а вторая, наоборот, отводится. Осевое усилие при так называемом

холостом ходе шпинделя затрачивается на преодоление сопротивления трения в буксовой втулке, в сальнике и в направляющих обоймы, а также на преодоление сопротивления среды, движущейся в проходном сечении. С момента взаимного соприкосновения тарелок и корпуса возникает дополнительное сопротивление трения скольжения их уплотнительных поверхностей, которое по мере перемещения шпинделя все возрастает и достигает своего максимума обычно к моменту прекращения приложения внешнего усилия.

Уплотнение затвора начинается уже в первой стадии перекрытия проходного сечения, под которой мы понимаем начало взаимного сопряжения поверхностей по замкнутому кольцу уплотнения. Само уплотнение происходит на выходной стороне затвора, воспринимаящей полный перепад гидростатического давления рабочей среды, под действием которой выходная тарелка прижимается к седлу; при этом на противоположной стороне задвижки между уплотнительными поверхностями седла и левой тарелки неизбежно образование щели.

Осевое усилие действует на сферические поверхности хвостовиков обеих тарелок и вызывает на этих поверхностях силы трения, которые препятствуют свободному перемещению тарелок относительно их геометрической оси — грибка. Наиболее отрицательное это тормозящее влияние сказывается на выходной (рабочей) поверхности задвижки, так как именно здесь возникает реальная опасность потери затвором плотности из-за искусственно возникающего при увеличении сил трения неравно-

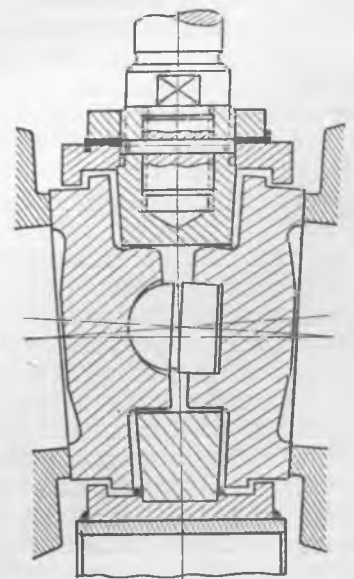


Рис. 1. Конструкция затвора.

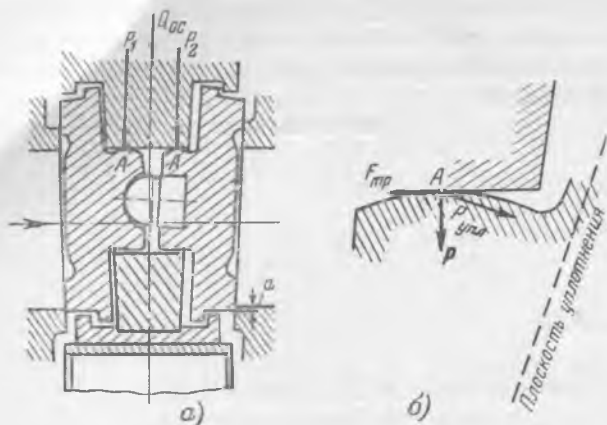


Рис. 2. Схема распределения возникающих в опорной точке усилий.

мерного распределения удельного давления на сопряженных поверхностях. Наглядное представление об этом дает одна из возможных схем распределения возникающих в опорной точке A усилий (рис. 2) в одной из тарелок, согласно которой уплотняющему усилию $P_{упл}$ противодействует сила трения $F_{тр}$, величина которой изменяется пропорционально внешнему усилию P , создающему уплотнение в затворе. Из-за большого числа составляющих механизм уплотнения элементов, геометрические размеры и взаимное влияние которых обусловлены технологией производства, свойствами выбранных материалов и их износом, трудно ожидать постоянства распределения усилий по периметру кольцевого уплотнения. Участки с пониженными против требуемых удельными давлениями и являются обычно очагами местных протечек рабочей среды в закрытых затворах.

Дополнительным фактором, ухудшающим условия работы механизма самоустановки тарелок, является возникновение вмятин на их сферических поверхностях или на внутренней поверхности обоймы в местах передачи усилий от обоймы. Следует учесть, что величина сосредоточенного усилия в задвижках достигает нескольких тонн (в задвижках высокого давления диаметром 125 мм расчетное осевое усилие составляет ~ 11 т) и распределяется на очень узкие и сравнительно короткие участки сферы, вследствие чего местное напряжение в принятом материале обоймы и хвостовиков может превзойти предел текучести, тем более, что детали работают в ряде случаев при 500°C и выше. Применение в таких случаях твердых и сверхтвердых покрытий уменьшает опасность местного смятия поверхности, но не устраняет влияния решающего фактора, тормозящего перемещение тарелок, а именно — силы трения на сопряженных участках обоймы и хвостовиков. Эта сила трения, например, для задвижки высокого давления диаметром 125 мм может достигать до 2 т и более, так как следует считать с тем очевидным фактом, что осевое усилие от шпинделя практически неодинаково распределяется на хвостовики обеих тарелок, причем большее усилие развивается на стороне выходной тарелки, находящейся под дополнительным воздействием большой силы трения между уплотни-

тельными поверхностями, вызванной гидростатическим давлением среды.

На работу механизма уплотнения отрицательное влияние оказывает также трение скольжения тарелок в головке грибка и др.

Из анализа работы механизма уплотнения задвижек рассматриваемого типа вытекает, что созданное в системе уплотнения напряженное состояние, вызванное дополнительным воздействием сил трения, можно сделать действующим только временно. В случае снятия нагрузки обоймы на сферические поверхности тарелок последние в разгруженном от давления шпинделя состоянии вновь приобретают утерянную ими свободу перемещения относительно своей геометрической оси, а уплотнение затвора обеспечивается за счет действия только внутреннего давления. Это положение и подтверждается поставленными нами опытами. Разгрузка тарелок достигается тем, что после полного закрытия затвора шпинделю задвижки дается обратное движение в сторону открытия примерно на $1/8$ — $1/4$ оборота ходовой втулки. При обычно принимаемом шаге резьбы в головке шпинделя крупных задвижек (6—8 мм) такого угла его поворота оказывается вполне достаточно для того, чтобы выбрать зазор в резьбе и снять усилие нажатия на сферические поверхности.

Этот метод повышения надежности работы уплотнения задвижек неоднократно экспериментально проверялся на арматурном стенде Всесоюзного теплотехнического института на серии паровых задвижек Венюковского завода $D_y = 100$, $D_y = 175$ и $D_y = 200$ мм высокого и сверхвысокого давления на полных рабочих параметрах и безотказно давал положительные результаты даже при первоначально значительных протечках через затвор.

Если при снятии со сферических поверхностей внешней нагрузки поднятие шпинделя вверх будет сопровождаться некоторым сдвигом тарелок вверх и даже снижением давления их на уплотнительные поверхности седел, то и в этом случае нет серьезных оснований опасаться потери затвором плотности, так как имеет место постоянное воздействие на затвор гидростатического давления рабочей среды, прижимающего его к выходной стороне задвижки. Насколько существенно влияние этого фактора, становится очевидным, если учесть, что, например, для задвижек высокого давления с проходным сечением диаметром 125 мм гидростатическое давление на затвор достигает ~ 12 т. На уплотнительных поверхностях шириной 100 мм это создает удельное давление ~ 300 кг/см². Этого удельного давления при благоприятных факторах (геометрическая правильность сопряжения, чистота технологической обработки, высокое качество притирки и отсутствие склонности к задиранию уплотнительных поверхностей) может оказаться достаточно для обеспечения плотности затвора.

На принципе использования давления рабочей среды для создания плотности затвора, как известно, работают простые по идее и достаточно надежные в эксплуатации задвижки, в которых затвор выполнен в виде свободно подвешенного к шпинделю цельного плоского диска и его плот-

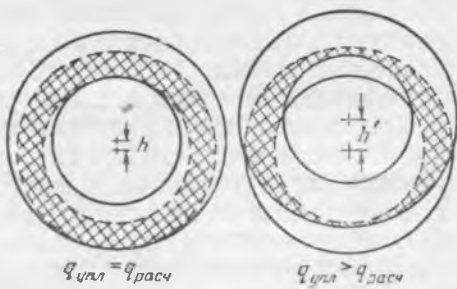


Рис. 3. Величина действительного контакта между уплотнительными поверхностями выходной тарелки и седла при разной высоте подъема шпинделя.

ность достигается исключительно за счет прижатия этого диска к выходной стороне корпуса давлением рабочей среды. Как показывает эксплуатационная практика, плотность этого типа задвижек обеспечивается при том условии, если давление рабочей среды составляет несколько десятков атмосфер. С увеличением давления среды, и особенно при сверхвысоких параметрах, достижение плотности, естественно, облегчается, так как увеличивается удельное давление между уплотнительными поверхностями.

Вполне понятно, что условие плотности будет нарушено, как только уплотняющие поверхности тарелок начнут выходить из контакта с уплотнительными поверхностями опорных колец в корпусе, т. е. при образовании щели. Как показывают опытные данные, перекрыша a даже ~ 2 мм (рис. 2,а) обеспечивает еще плотность затвора. Следует учесть, что по мере поднятия шпинделя вверх контактная поверхность между выходной тарелкой и седлом уменьшается, что благоприятно сказывается на повышении величины удельного давления между уплотнительными поверхностями, вызванного действием гидростатического давления среды. Наглядное сопоставление об этом дает рис. 3, где схематически сопоставлены: слева — величина контактной поверхности между тарелкой и седлом при наличии полного перекрытия поверхностей уплотнения, а справа — при значительно приподнятой тарелке, но без потери контакта. Что же касается высоты допустимого поднятия шпинделя без ущерба для плотности затвора, то в ряде наших опытов с задвижками рассматриваемого типа так называемая «отдача» шпинделя достигала значения 0,5—0,7 оборота ходовой втулки шпинделя. Эта высота зависит от взаимного положения и ширины контактных поверхностей тарелок и седел в момент отдачи.

При работе с электроприводом отдача шпинделя на заданный угол поворота легко осуществляется применением разработанной на Венюковском заводе электрической схемы, которая одним нажатием кнопки позволяет обеспечить закрытие затвора и вслед затем автоматическое поднятие шпинделя на заданную высоту.

Как видно из рис. 4, эта схема цепей управления электроприводом отличается от обычной схемы следующими особенностями. Блок-контакт катушки пускателя «открыть» снимается, а концы 5 и 6, идущие к нему, присоединяются к контактам катушки реле разгрузки (KPP), подключаемой к сети постоянного тока 110 в. Параллельно с ка-

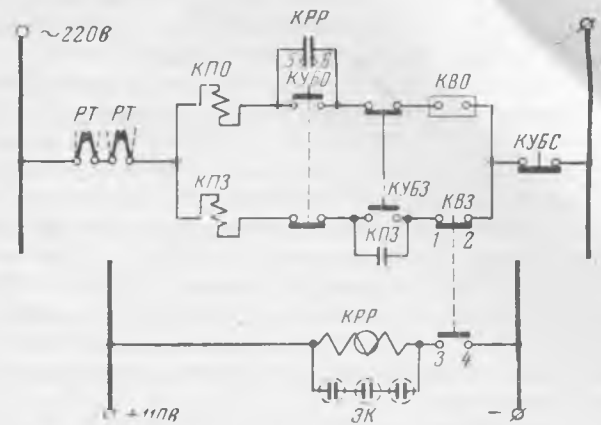


Рис. 4. Схема цепей управления электроприводом для запорной арматуры (с автоматической разгрузкой при закрытии).

$KПО$ — катушка пускателя «открыть»; $KПЗ$ — катушка пускателя «закрыть»; $КУБО$ — кнопка управления (блок) «открыть»; $КУБЗ$ — кнопка управления (блок) «закрыть»; $КВБС$ — кнопка управления (блок) «стой»; KPP — катушка реле разгрузки; $КВБ$ — конечный выключатель «открыто»; $КВЗ$ — конечный выключатель «закрыто» (моментный выключатель); PT — тепловое реле; $ЭК$ — электролитические конденсаторы.

тушкой реле разгрузки включаются электролитические конденсаторы емкостью ~ 30 мкф. Двухконтактный моментный выключатель привода заменяется на четырехконтактный. При срабатывании моментного выключателя первые два контакта (1 и 2) отключаются, а вторые два (3 и 4) — включаются.

Работа схемы в момент «отдачи» шпинделя заключается в следующем. При срабатывании моментного выключателя через контакты 3 и 4 включается KPP , контакты 5 и 6 соединяются и маховик шпинделя начинает вращаться в сторону открытия затвора. В некоторый, заранее заданный момент времени моментный выключатель освобождается, и хотя контакты 3 и 4 разъединяются, все же маховик продолжает еще вращаться на некоторый угол, так как контакты 5 и 6 остаются некоторое время замкнутыми за счет разрядки электролитических конденсаторов (зарядка конденсаторов происходит при замыкании контактов 3 и 4). Период поднятия шпинделя определяется подобранной емкостью конденсаторов. При включении, например, конденсаторов емкостью 10 мкф маховик шпинделя поворачивается на полоборота в задвижках $D_y = 175$ и соответственно при емкости в 30 мкф — на полтора оборота. Для полного открытия затвора кнопку $КУБО$ необходимо держать все время нажатой до выключения конечного выключателя «открыто».

Испытание автоматической отдачи во ВТИ показало надежную ее работу.

В заключение следует заметить, что величина крутящего момента на ободу маховика (от привода или вручную) не должна превосходить допускаемого расчетного значения, так как избыточное, а тем более чрезмерное усилие, как это вытекает из схемы распределения осевого усилия, не улучшает, а ухудшает условия работы затвора и может привести к еще большей, чем в начале, неравномерности распределения удельного давления и к явлениям локальных смятий на отдельных участках контакта в системе затвора, с прогрессирующим ухудшением условий работы механизма уплотнения.

Принцип «отдачи» шпинделя на $\frac{1}{8}$ — $\frac{1}{4}$ оборота ходовой втулки в задвижках с самоустанавливающимся затвором можно рекомендовать для всех находящихся в эксплуатации задвижек высокого давления этого типа, так как высвобождение тарелок от одностороннего давления обоймы, несомненно, улучшает условия работы затвора, облегчая автоматизм его действия и равномерное распределение удельной нагрузки по всему кольцу уплотнения. Особенно нуждаются в отдаче задвижки, в которых по режимным условиям эксплуатации или параметрам среды тарелки изготовлены из нержавеющей стали, обладающей небольшой поверхностной твердостью и высокой пластичностью.

При ревизиях и ремонтах задвижек рассматриваемого типа наряду с уплотнительными по-

верхностями тарелок и седел должно быть обращено серьезное внимание и на состояние хвостовиков и обоймы в местах их контакта с точки зрения правильности геометрической формы сопряжения. При наличии в этих местах более или менее значительных вмятин следует восстановить первоначальную форму наплавкой (электродами, не требующими подогрева детали, во избежание ее деформации) и последующей механической обработкой. Вместе с тем при сборке следует тщательно следить за тем, чтобы тарелкодержатели допускали достаточную свободу перемещения тарелок в пределах, требуемых углом конусности опорных поверхностей в корпусе, так как в противном случае не исключена опасность неправильного положения затвора в момент уплотнения, чему не поможет и отдача шпинделя.



Об условиях отсутствия в питательной воде свободной углекислоты

Канд. техн. наук И. К. Гришук

Из уравнения скорости десорбции растворенных газов из воды следует, что если при термической деаэрации питательной воды не происходит химической реакции, то нельзя достигнуть полного удаления газов, тем более углекислоты, имеющей по сравнению с кислородом и азотом в 20—80 раз более высокие значения коэффициента растворимости.

Химическая реакция — распад двууглекислых солей или образование их при определенных условиях может наблюдаться на станциях, использующих химически очищенную воду с бикарбонатной щелочностью.

Условия разложения бикарбонатов довольно подробно освещены в литературе¹. Увеличение их распада в питательной воде при термической деаэрации может быть достигнуто в известных пределах простым увеличением расхода пара². Испытания атмосферного деаэратора на одной из тэц Мосэнерго показали, что как при барботаже, так и без него не наблюдалось разложения бикарбонатов на последней — пятой — тарелке деаэраторной головки. Оно происходит в баке-аккумуляторе, в особенности во время кратковременных снижений давления пара, сопровождающихся, как известно, большим или меньшим вскипанием верхнего слоя воды, а также, повидимому, в момент падения воды на поверхность уровня ее в баке-аккумуляторе³.

Представляют известный интерес результаты опытов ВТИ, проведенных на декарбонизаторе добавочной воды емкостью около 4 м³ (рис. 1).

¹ См., например, А. П. Мамет, Коррозия теплосилового оборудования электростанций, Госэнергоиздат, 1952.

² И. К. Гришук и М. А. Кроткова, «Электрические станции», 1953, № 4.

³ В деаэраторах повышенного давления разложение бикарбонатов может начаться на одной из последних тарелок.

Они велись при температуре воды в декарбонизаторе около 40, 60 и 80°С и постоянном расходе, составлявшем 0,6—0,8 м³/час. Исходная вода имела бикарбонатную щелочность в количестве ~2,14 мг-экв/л и свободную углекислоту—до 15 мг/л. Как видно из рисунка, для полного удаления свободной углекислоты достаточно поддержания температуры воды в декарбонизаторе около 40°С. При этом происходит разложение бикарбонатов порядка 6—8%. Повышение температуры воды до 60°С в данном случае незначительно увеличивает степень распада бикарбонатов. При доведении температуры воды в декарбонизаторе до 80°С распад заметно увеличивается.

Важно отметить, что при проведении опытов не происходило кипения воды или интенсивного ее перемешивания. Так как температура воды в баках-аккумуляторах деаэраторов поддерживается, как правило, не ниже 102—104°С, то разложение бикарбоната натрия при определенных условиях должно происходить в них и при отсутствии барботажа.

Данные Тильманса⁴ качественно согласуются с рассмотренными выше результатами опытов (рис. 2).

При распаде бикарбоната натрия в баке-аккумуляторе процесс полного удаления свободной углекислоты разделяется на две стадии⁵.

В первой стадии выделение свободной углекислоты происходит за счет разности парциальных давлений ее в деаэрируемой воде и греющем паре. Следовательно, здесь имеется процесс чисто физический десорбции. Поскольку греющий пар при питании котлов с добавками химически

⁴ М. С. Шкреб, Водоподготовка и режим котловой воды на стационарных паросиловых установках, ГОНТИ, 1938.

⁵ Объяснение механизма удаления углекислоты публикуется в порядке обсуждения. Ред.

очищенной воды содержит то или иное количество углекислоты, к которой добавляется свободная углекислота, образующаяся в баке-аккумуляторе при расщеплении бикарбонатов деаэрируемой воды, то к концу первой стадии последняя всегда имеет существенную остаточную концентрацию свободной углекислоты, зависящую от концентрации CO_2 в паре, от конструкции и режима работы деаэризатора, в частности от расхода пара. Содержание углекислоты здесь может достигать 0,5—1,5 мг/л, возрастая даже до 2,5—3,5 мг/л, а иногда и до 8—14 мг/л.

В баке-аккумуляторе, особенно при наличии барботажа, происходит в большей или меньшей степени разложение бикарбонатов. Однако оно может быть не обнаружено химическим анализом деаэрированной воды на выходе из бака-аккумулятора, если образующегося при этом разложении карбоната натрия недостаточно для полного связывания свободной углекислоты, поступающей из деаэрационной головки, или, иначе говоря, если количество свободной углекислоты, выделяющейся при разложении бикарбоната натрия, будет меньше количества свободной углекислоты в воде, поступающей из деаэрационной головки.

Таким образом, во второй стадии, происходящей в баке-аккумуляторе, имеет место химическое связывание свободной углекислоты карбонатом натрия, т. е. процесс, обратный распаду бикарбоната натрия. При этом полнота реакции зависит от количества карбонатов в воде, т. е. от исходной величины бикарбонатной щелочности и степени распада ее. Следовательно, удаление свободной углекислоты обуславливается не только ее физической десорбцией, но и частично химической реакцией, совершенно не связанной с процессом десорбции кислорода.

На этой же реакции, как известно, основана методика определения небольших количеств свободной углекислоты в воде, заключающаяся в титровании анализируемого раствора карбонатом натрия в присутствии фенолсульффталеина.

Отсутствие правильного представления о механизме деаэрации воды, имеющей натриевую бикарбонатную щелочность, привело к ошибочному утверждению некоторыми авторами⁶ о том, что поскольку в процессе десорбции из питательной воды кислорода и свободной углекислоты последняя, как правило, удаляется труднее кислорода, то розовое окрашивание деаэрированной воды при добавлении фенолфталеина служит надежным признаком отсутствия кислорода. Как уже отмечалось выше, при наличии достаточной бикарбонатной щелочности деаэрируемой воды пол-

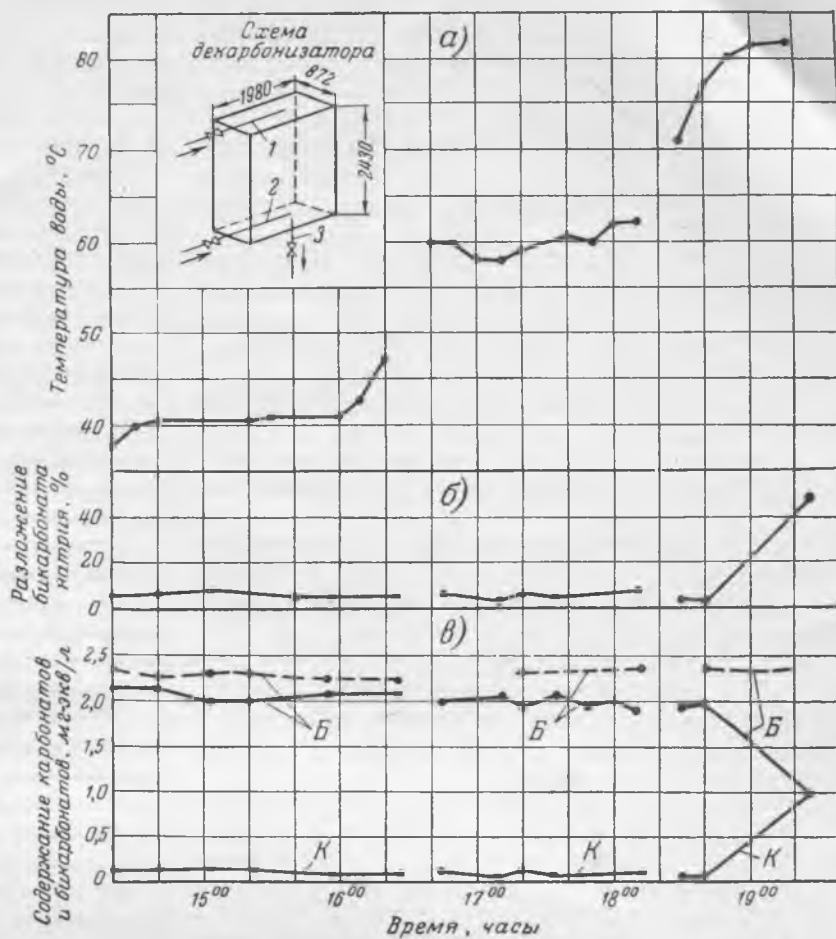


Рис. 1. Схема декарбонизатора и результаты его испытания.

а—изменение температуры воды в декарбонизаторе; б—степень разложения бикарбоната натрия; в—содержание карбонатов (К) и бикарбонатов (Б) в химически очищенной воде (пунктирные линии—в воде перед декарбонизатором, сплошные—после декарбонизатора);

1 и 2—перфорированные трубки для подачи химически очищенной воды и пара; 3—патрубок для отвода химически очищенной воды.

ное удаление свободной углекислоты происходит в результате не только физической десорбции, но и химической реакции, в то время как удаление кислорода обусловлено только физической десорбцией.

Опыт показывает, что на довольно широком диапазоне изменения общей щелочности питательной воды (от 0,15 до 1,20 мг-экв/л), состоящей в основном из бикарбонатов, при устойчивом

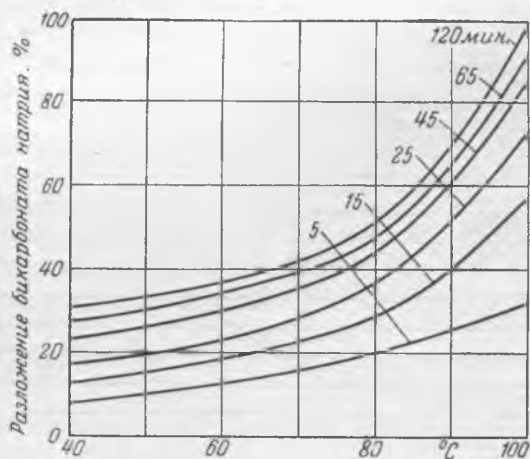


Рис. 2. Степень разложения бикарбоната натрия в водном растворе в зависимости от температуры и времени.

⁶ См. сноску 1.

розовом окрашивании деаэрированной воды, по фенолфталеину, содержание кислорода в ней в отдельных анализах может достигать 0,08 мг/л (как правило, оно составляет 0,02—0,04 мг/л).

Таким образом, о наличии или отсутствии кислорода в воде можно судить лишь по данным непосредственного его определения методом двойного или тройного отбора либо другим достаточно точным способом.

Следовательно, в целях достижения полного отсутствия в деаэрированной воде свободной углекислоты необходимо наряду с другими факторами принимать во внимание величину исходной бикарбонатной щелочности воды, расход выпара и, кроме того, условия, от которых зависит распад бикарбонатов.

Расширенное испытание деаэратора на одной из тэц Мосэнерго⁷ не дает ответа на основной вопрос, при какой минимальной величине бикарбонатной щелочности питательной воды достижимо отсутствие в деаэрированной воде свободной углекислоты, если деаэрация осуществляется в обычном небарботажном деаэраторе.

Для решения этой задачи на той же тэц было поставлено четыре специальных опыта без барботажной додеаэрации при небольших добавках химически очищенной воды, характерных для чисто конденсационных станций⁸.

Установлено, что образование карбонатов, а следовательно, и полное отсутствие свободной углекислоты в деаэрированной воде, имели место лишь в двух опытах (при добавке химически очищенной воды в размере 11,9 и 7,9%, содержании свободной углекислоты в смеси воды перед деаэратором 1,8 и 1,4 мг/л и общей щелочности воды 0,175 и 0,249 мг-экв/л). Продолжительность пребывания воды в баках-аккумуляторах составляла соответственно около 19 и 14 мин.

Уменьшение общей щелочности деаэрированной воды до 0,16 мг-экв/л при среднем содержании свободной углекислоты перед деаэратором 1,5 мг/л обусловило исчезновение щелочной реакции на фенолфталеин и появление в питательной воде на выходе из деаэратора свободной углекислоты, несмотря на то, что расход выпара при этом составлял 2,9 кг на 1 т деаэрируемой воды, а продолжительность пребывания воды в баке-аккумуляторе — около 14 мин.

Разложение бикарбонатов не наблюдалось и в опыте, проведенном на конденсате турбины.

Естественно, возникает вопрос, имело бы место разложение бикарбонатов в последних двух опытах, если бы было пущено в работу барботажное устройство?

На этот вопрос можно ответить, исходя из следующих рассуждений:

В опыте, проведенном без добавки химически очищенной воды, бикарбонатная щелочность питательной воды была незначительной (0,064 мг-экв/л), она обуславливалась преимущественно бикарбонатами кальция и магния (за счет присосов охлаждающей воды в конденсаторе). В результате разложения этих бикарбонатов раствор, как известно, имеет нейтральную реакцию. По-

этому, если бы даже барботажный пар не содержал свободной углекислоты, здесь нельзя достигнуть полного удаления последней из питательной воды.

При наличии же свободной углекислоты в греющем паре⁹ ее конечное содержание в питательной воде получается более высоким. Даже при значительном расходе выпара (2,8 кг на 1 т деаэрируемой воды) оно составило в опыте без добавки химически очищенной воды 0,97 мг/л.

Есть основания полагать, что включение в работу эффективного барботажного устройства в первом из двух последних рассматриваемых опытов позволило бы достигнуть полного или практически полного удаления свободной углекислоты из питательной воды. Применение же барботажной додеаэрации в опыте без добавки химически очищенной воды, повидимому, не дало бы ощутимого эффекта.

При наличии бикарбонатной щелочности в исходной воде условия работы деаэратора, при которых только с помощью барботажной деаэрации достижимо полное удаление из питательной воды свободной углекислоты, могут быть определены с приемлемой степенью точности расчетом.

Если предположить, что степень разложения бикарбонатов при небольшом содержании их в питательной воде (не свыше 0,5 мг-экв/л), продолжительности пребывания последней в баке-аккумуляторе около 15 мин. и отсутствии барботажного составляет около 10%, а при тех же условиях, но с применением достаточно эффективного барботажного примерно 20%, то для химического связывания 1 мг/л свободной углекислоты, содержащейся в деаэрируемой воде после деаэраторной головки (перед поступлением ее в бак-аккумулятор), необходимо, чтобы бикарбонатная щелочность исходной воды перед деаэратором была соответственно не ниже 0,455 и 0,227 мг-экв/л.

Концентрация свободной углекислоты в деаэрируемой воде после деаэраторной головки зависит главным образом от расхода выпара, содержания углекислоты в паре и частично от конструкции деаэратора. Поэтому при наличии в исходной воде свободной углекислоты расход выпара должен быть существенно больше в сравнении со случаем удаления из воды только кислорода и коррозионно-инертных газов.

Лишь при достаточном расходе выпара и начальной концентрации углекислоты в паре не свыше 15 мг/л, а в исходной воде перед деаэратором не более 3 мг/л содержание свободной углекислоты в деаэрируемой воде перед поступлением ее в бак-аккумулятор может не превышать, как показывает опыт, 0,5 мг/л. Соответственно величина бикарбонатной щелочности в исходной воде в случае отсутствия барботажного и продолжительности пребывания воды в баке-аккумуляторе около 15 мин. должна быть для обеспечения полного отсутствия свободной углекислоты в питательной воде примерно не менее 0,227 мг-экв/л, а при применении достаточно эффективного барботажного — не менее 0,113 мг-экв/л.

В диапазоне изменения бикарбонатной щелоч-

⁷ См. сноску 2.

⁸ В проведении опытов принимала участие инж. М. А. Кроткова.

⁹ На рассматриваемой электростанции концентрация свободной углекислоты в паре составляла 8—12 мг/л.

ности в исходной воде перед деаэратором примерно от 0,113 до 0,227 мг-экв/л и продолжительности пребывания воды в баке-аккумуляторе не более 15 мин., видимо, нельзя будет обеспечить отсутствия в питательной воде свободной углекислоты без применения барботажной деаэрации. Однако в этом случае, если осуществление барботажа связано с энергетическими потерями, более целесообразно повысить расход выпара до 3—5 кг на 1 т деаэрированной воды¹⁰. Это обеспечит практически полное удаление свободной углекислоты, хотя деаэрированная вода не будет иметь щелочной реакции на фенолфталеин¹¹.

В других условиях работы небарботажного деаэратора, в частности при снижении расхода выпара до величины, приемлемой для удаления кислорода, но явно недостаточной для удаления свободной углекислоты, концентрация последней в деаэрированной воде может составить 2—3 мг/л и даже 6—14 мг/л, как это наблюдалось в опытах на одной из тэц. В этом случае отсутствия свободной углекислоты в питательной воде следует ожидать при существенно больших величинах бикарбонатной щелочности исходной воды (вплоть до 3,7 мг-экв/л) или при применении интенсивного барботажа (примерно свыше 15—20 кг/т) пара на 1 т деаэрированной воды.

Подтверждением сказанного могут служить испытания деаэраторов, проведенные на двух станциях. На одной — испытывался атмосферный деаэратор с насадкой без барботажной додеаэрации производительностью 160 т/час, предназначенный для деаэрации конденсата со значительной добавкой химически очищенной воды, достигавшей во время проведения испытания 65—75%. В конструкцию деаэратора включен небольшой сборник деаэрированной воды емкостью около 5 м³, выполняющий роль бака-аккумулятора. Добавочная вода умягчается по схеме Н—Na-катионирование — продувка воздухом. Бикарбонатная щелочность деаэрированной воды колеблется в пределах 0,19—0,21 мг-экв/л; концентрация свободной углекислоты 3,5—5,2 мг/л.

Был поставлен ряд опытов при полной гидравлической нагрузке, различавшихся между собой в основном по расходу выпара. В одном из них, несмотря на относительно большой расход выпара, около 2,4 кг на 1 т деаэрируемой воды, обеспечивший достаточно глубокое обескислороживание питательной воды (до 0,012 мг/л), все же не наблюдалось разложения бикарбонатов, а концентрация свободной углекислоты в деаэрированной воде составляла в среднем 0,93 мг/л.

При увеличении расхода выпара до 7 кг на 1 т деаэрируемой воды также не наблюдалось розового окрашивания деаэрированной воды по фенолфталеину. Увеличение расхода выпара способствовало лишь уменьшению концентрации свободной углекислоты в питательной воде до 0,5 мг/л.

На другой станции испытывался атмосферный деаэратор тарельчатого типа производительностью 150 т/час. Емкость бака-аккумулятора — 30 м³.

В деаэраторную головку поступает отработав-

ший пар из вспомогательных турбин. Поскольку главные турбины не имеют отборов пара, то при повышенной тепловой нагрузке деаэраторов непосредственно в головку или в барботажное устройство дополнительно подается редуцированный пар из котельной.

Барботажное устройство представляет собой три горизонтальные трубы, соединенные общей гребенкой (трубы проложены на расстоянии примерно 300 мм от дна бака). Отверстия для выхода пара диаметром 5 мм обращены книзу.

Исследования проводились при режимах, характерных для обычных условий эксплуатации, в частности во всех опытах при полностью открытом вентиле на трубопроводе, отводящем выпар в атмосферу, и давлении в деаэраторе 1,04—1,08 ата.

Добавочная вода на станции умягчается по схеме Na-катионирование. Бикарбонатная щелочность смеси конденсата и добавочной воды перед деаэратором колеблется в пределах 0,4—0,6 мг-экв/л.

Сопоставление результатов исследований показало, что применение довольно интенсивного барботажа до 46,0 кг/т деаэрированной воды в рассматриваемых условиях работы деаэратора позволяет снизить содержание кислорода в питательной воде на 0,01—0,028 мг/л, достигнуть отсутствия в ней свободной углекислоты и разложения бикарбонатов до 16%. При отключении барботажа в деаэрированной воде не наблюдалось присутствия карбонатной щелочности, а концентрация свободной углекислоты составляла около 1,0 мг/л.

Для проверки возможности в рассматриваемых условиях разложения бикарбонатов в питательной воде без применения барботажной додеаэрации, но достаточном расходе выпара был поставлен специальный опыт, во время проведения которого поддерживалось повышенное по сравнению с остальными опытами давление в деаэраторе в среднем 1,14 ата.

Поддержание такого давления на данной станции, равно как и на прочих других, связано с известными трудностями, если высота гидравлического затвора составляет 2 м, и поэтому не практикуется в условиях обычной эксплуатации.

Полученные результаты подтвердили ранее сделанный вывод о благоприятном влиянии повышения давления пара на эффективность работы деаэратора. Содержание кислорода в деаэрированной воде снизилось до 0,02 мг/л, свободная углекислота полностью отсутствовала, а разложение бикарбонатов составило 10%. Таким образом, и на данной станции путем простого повышения давления пара в деаэраторе и связанного с ним увеличения расхода выпара удалось обеспечить глубокую и устойчивую деаэрацию питательной воды без барботажной додеаэрации. Необходимо лишь использовать выпар для нагрева воды, поступающей в деаэратор, или для других целей.

Применение барботажа на рассматриваемой станции, деаэраторы которой не оборудованы автоматическими регуляторами, хотя и мало эффективно по сравнению с режимом работы при повышенном давлении, все же не должно встречать возражений, поскольку оно не связано ни с энергетическими потерями, ни со снижением

¹⁰ Разумеется, при условии использования тепла выпара.

¹¹ Подобное предложение было сделано проф. В. А. Голубцовым, „Электрические станции“, 1951, № 8, стр. 14.

надежности работы станции. Не следует забывать также и о положительной роли барботажа в отношении уменьшения числа «проскоков» кислорода, возникающих при переключении трубопроводов деаэрационной установки.

Перед переходом на работу с давлением в деаэраторе около 1,2 *ата* необходимо увеличить высоту гидравлического затвора на 1,0—2,0 *м*, предварительно убедившись в достаточной прочности бака-аккумулятора и самого деаэратора. Не исключено, что повышение давления в деаэраторе позволит использовать установленный на нем охладитель выпара, сопротивление которого, возможно, препятствует осуществить конденсацию достаточного расхода пара в выпаре при пониженном давлении в деаэраторе.

Выводы

1. При отсутствии в питательной воде, подлежащей деаэрации, бикарбоната натрия или малом содержании его (примерно ниже 0,07—0,11 *мг-экв/л*), как правило, нельзя осуществить в термическом деаэраторе полного удаления свободной углекислоты даже при применении дополнительной интенсивной барботажной додеаэрации в баке-аккумуляторе.

2. При бикарбонатной щелочности деаэрируемой воды более 0,3 *мг-экв/л*, начальном содержа-

нии свободной углекислоты в исходной воде перед деаэратором около 2—3 *мг/л* и продолжительности пребывания воды в баке-аккумуляторе не менее 15 мин., при правильной эксплуатации, в частности при расходе выпара более 2 *кг* на 1 *т* деаэрируемой воды, можно, как правило, без барботажной додеаэрации достигнуть частичного разложения бикарбонатов в баке-аккумуляторе, а следовательно, практически полного отсутствия свободной углекислоты в деаэрированной воде.

3. Розовое окрашивание деаэрированной воды при добавлении фенолфталеина не может служить надежным показателем полноты деаэрации воды в деаэраторах, работающих с добавкой катионированной воды.

4. Если исходная вода, поступающая в деаэратор, содержит свободную и связанную углекислоту, то для надлежащей деаэрации питательной воды расход выпара должен быть существенно большим, чем при отсутствии углекислоты.

5. Для повышения эффективности работы атмосферных деаэраторов в отношении удаления свободной и связанной углекислоты и повышения устойчивости их работы необходимо поддерживать рабочее давление не ниже 1,2 *ата*. В связи с этим следует рекомендовать станциям и заводу-изготовителю деаэраторов увеличить высоту гидравлического затвора до 3,0—4,0 *м* против обычно применяемых 2,0 *м*, предварительно проверив прочность деаэратора и бака-аккумулятора.



Ремонт турбинных редукторов

Инж. А. М. Корниенко

В настоящее время на электростанциях Советского Союза и энергопоездах срок работы зубчатых передач составляет 40—50 тыс. час. Этот срок является предельным, так как к концу его редукторы получают большой износ, что вызывает их неспокойную работу и приводит к необходимости снижения номинальной мощности агрегата.

Несвоевременное принятие мер по устранению дефектов приводит к авариям, выводящим агрегат из строя на длительное время.

Для удобства рассмотрения ремонта редукторов эту работу можно разделить на три этапа: 1) проверка состояния агрегата до ремонта; 2) ремонт редуктора; 3) проверка работы агрегата после ремонта и доводка зубчатой передачи под нагрузкой.

Проверка состояния агрегата до ремонта

Проверка состояния агрегата до ремонта состоит из следующих операций:

1. Измерение вибрации и перепада температуры масла в редукторе при режимах: холостом ходе, нагрузке 25%, нагрузке 50%, нагрузке 75% и нагрузке 100%.

2. Проверка гибкости муфты. Для этого редуктор останавливают, снимают кожух муфты между

ротором турбины и шестерней редуктора и проверяют радиальное смещение шестерни по отношению ротора турбины. Проверку производят двумя индикаторами, установленными на шестерне и на роторе. Шестерня должна радиально смещаться на величину масляного зазора во вкладышах, при этом ротор турбины должен стоять на нуле.

3. Проверка прицентровки редуктора к турбине и генератору при разобранных муфтах.

4. Проверка осевого разбега шестерни по отношению к колесу, для чего вскрывают крышку редуктора с помощью индикатора, установленного в торце шестерни, проверяют осевой разбег шестерни по отношению к колесу в четырех диаметрально противоположных точках колеса. По величине осевого разбега судят о величине бокового зазора и отчасти о правильности зацепления.

Зависимость между осевым разбегом шестерни и боковым зазором для разных углов наклона зубьев дана на рис. 1. Если при ремонте нет под руками графика, то пользуются формулой

$$C = b \sin \beta,$$

где C — боковой зазор;

b — осевой разбег шестерни;

β — угол наклона зубьев.

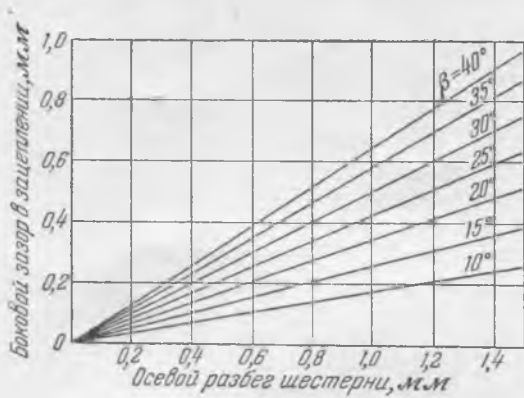


Рис. 1. Зависимость бокового зазора в зацеплении от осевого разбега шестерни.

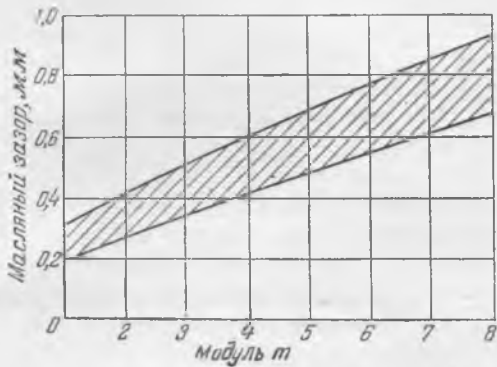


Рис. 2. Зависимость бокового масляного зазора от нормального модуля.

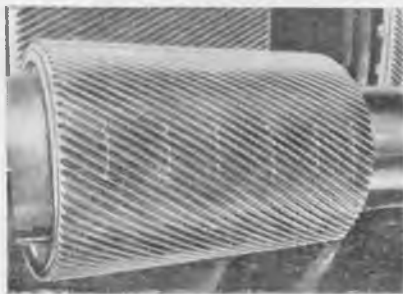


Рис. 3. Расположение свинцовой проволоки на шестерне при центровке.

Боковой зазор между зубьями указывается на чертеже. При отсутствии чертежа можно пользоваться приведенным на рис. 2 графиком, где указаны рекомендуемые боковые зазоры или масляные зазоры в зависимости от модуля зацепления. При отсутствии графика можно считать, что боковой зазор в среднем будет равен $\sqrt{C} = 0,1 m$, где m — модуль зацепления.

5. Проверка правильности прицентровки шестерни к колесу. Для этого на равных друг от друга расстояниях 50 мм по длине каждой спирали шестерни укладываются куски свинцовой проволоки, как показано на рис. 3.

Во избежание сильного отжима шестерни куски проволоки берут диаметром не больше 1,2 ÷ 1,8 от величины масляного зазора в зацеплении, проволоку изгибают по контуру зубьев и приклеивают к ним техническим вазелином. Передачу вращают за колесо или, если имеется еще шестерня, за вторую шестерню, с которой не снимаются отпечатки. Вращение производится в один прием, без остановки.

Обжатый свинец снимают, производят измерения с помощью микрометра или индикатора (рис. 4), записывают их отдельно для рабочей и для нерабочей сторон зубьев и выводят среднюю величину для каждого сечения, которую заносят в формуляр (рис. 5).

Для измерения возможного отжима шестерни при вращении на крайних шейках шестерни устанавливаются индикаторы. Если размеры колеса малы и возможен отжим последнего, то индикатор устанавливается также и на шейках колеса. Если не удастся избежать отжима шестерни или колеса, то в полученные величины отпечатков необходимо внести соответствующие коррективы, — величины отжимов отнять от суммы отпечатков, полученных при прокате зубьев. Для предупреждения отжима шестерни могут быть применены прижимы в виде верхнего вкладыша. На рис. 6 схематически изображено расположение зуба шестерни по отношению к зубьям колеса: a_1, a_2, a_3, a_4 — размеры свинцовых отпечатков с рабочей стороны зубьев; b_1, b_2, b_3, b_4 — размеры свинцовых отпечатков с нерабочей стороны зубьев. Сумма $(a_1 + b_1)$ дает величину бокового зазора между зубьями (если шестерня не имеет отжима).



Рис. 4. Установка указателя для проверки свинцовых оттисков.



Страна оттиска на профиле зуба	Расположение свинцовой проволоки			
	1	2	3	4
Рабочая				
Нерабочая				
Сумма				
Отжим по крайним шейкам				

Рис. 5. Формуляр центровки зубчатой передачи.

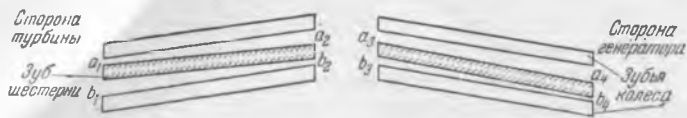


Рис. 6. Схема расположения зубьев шестерни по отношению к зубьям колеса при центровке.

Равенство величин $a_1 + b_1 = a_4 + b_4$ указывает на параллельность осей валов. Равенство отпечатков a_1, a_2, a_3, a_4 соответственно указывает на отсутствие скрещивания осей, неравенство сумм отпечатков указывает на непараллельность осей, а неравенство отпечатков по рабочей или нерабочей стороне указывает на скрещивание осей.

6. Проверка контакта зацепления зубьев по краске. Рабочие стороны зубьев покрывают берлинской лазурью и вращают несколько раз передачу за колесо. Зацепление считают удовлетворительным, если отпечатки по краске покрывают не менее 70% рабочей поверхности зубьев и располагаются по длине зуба не менее чем на 30%.

7. Проверка масляных зазоров и разбега ротора в подшипниках. В опорных подшипниках масляные зазоры проверяют при помощи щупов. Разбег упорного подшипника проверяют индикатором.

8. Проверка состояния вкладышей, шеек и зубьев. Редуктор разбирают и проверяют состояние вкладышей, шеек и зубьев. Величину износа зубьев замеряют зубомером, сравнительными свинцовыми оттисками рабочего и нерабочего профиля зуба или при помощи шаблона, пригнанного по нерабочему профилю зуба.

Шейки шестерни и колеса редуктора полируют наждачным полотном № 200 с маслом. Измеряют размер шеек и записывают в формуляр.

Ремонт редукторов

Восстановление эвольвентного профиля зубчатой передачи

Профили зубчатых передач должны иметь правильную эвольвентную форму, чтобы зацепление было плавным и не разрезало масляную пленку между контактируемыми поверхностями зубьев.

В изношенных передачах, где нарушен эвольвентный профиль, это правило не выдерживается и редуктор с каждым днем резко ухудшает свою работу. Такую передачу необходимо вывести в ремонт для восстановления эвольвентного профиля. Обычно применяются следующие способы восстановления эвольвентного профиля:

1. Шабровка зубьев при помощи специального эвольвентного шаблона. Этот способ исправления применяется в том случае, когда износ профиля зуба шестерни не превышает 0,05 мм. На наружный диаметр шестерни 1 (рис. 7) пригоняют по скользящей посадке чугунное кольцо 2 толщиной 15 мм и шириной 25 мм. В кольце прорезан паз a шириной 3 мм для установки шаблона 3, который закрепляют двумя винтами 4. Шаблон пригоняют по двум не изношенным эвольвентным профилям зубьев (нерабочий профиль). Пригонку производят припиловкой, а затем шаблон закаляют и доводят зацепление при помощи пасты ГОИ.

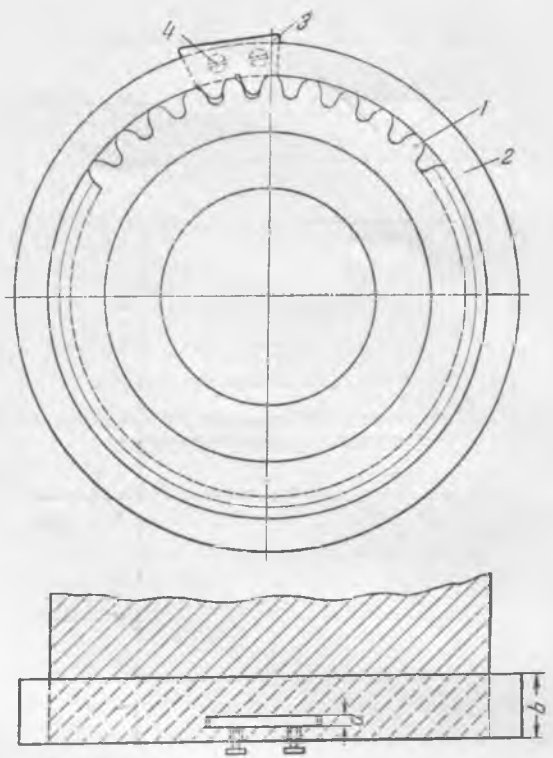


Рис. 7. Исправления профиля зубьев шестерни по эвольвентному шаблону.

Пригнанный шаблон по нерабочему профилю зуба снимают с шестерни, поворачивают на 180° по отношению торцевой плоскости и надевают на рабочий профиль зуба. Пришабривают по шаблону два рабочих профиля зуба по всей длине спирали шестерни. Затем шаблон поворачивают на половину окружного шага так, чтобы одна сторона эвольвентного профиля шаблона базировалась на заранее пришабренный профиль зуба. По длине спирали шабрит соседний зуб по отпечаткам краски профиля шаблона. Таким способом, перемещая шаблон по всей окружности, пришабривают рабочие профили зубьев, не нарушая при этом окружного шага шестерни.

Эвольвентный профиль зубьев колеса восстанавливают по краске после прицентровки шестерни к колесу на окончательно пригнанных рабочих вкладышах. Шабровка зубьев производится до достижения контакта в 80%.

Затем проверяют наличие скруглений на кромках зубьев колеса и шестерни. На колесе достаточно скруглить кромки зубьев по радиусу, равному 0,1 нормального модуля (рис. 8,а), на шестерне скругление желательно произвести по параболе, захватив по профилю 0,3–0,35 нормального модуля (рис. 8,б). Когда все слесарные работы по исправлению профиля зубьев закончены, зубья полируются наждачным полотном № 200.

2. Исправление изношенного профиля зубьев колеса по нерабочей стороне зубьев шестерни. Этот способ применяют в том случае, когда профиль зубьев изношен в пределах 0,1–0,15 мм.

Шестерню редуктора поворачивают на 180° и прицентровывают при помощи регулируемых люнетов, последовательно к правой и левой спирали колеса (рис. 9). При этом рабочая сторона зубьев

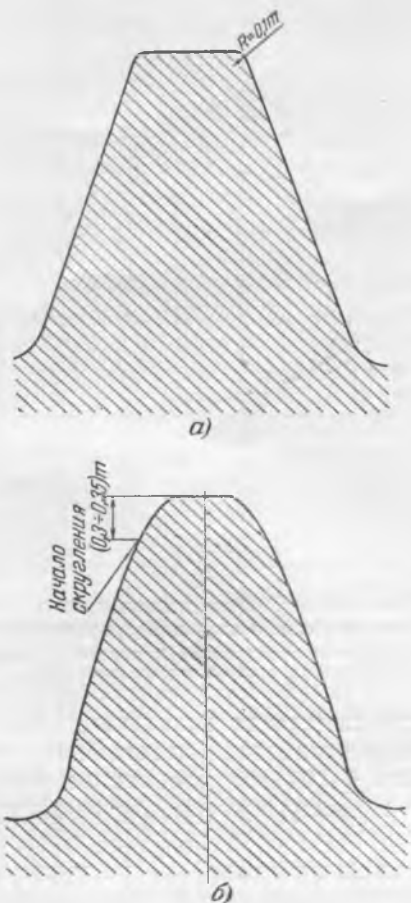


рис. 8. Скругление кромок головок зуба колеса (а) и зубьев шестерни (б).

колена сопрягается с нерабочей стороной зубьев шестерни и исправляется шабровкой при помощи обкатки колеса по шестерне с покрытыми краской зубьями. Затем шестерню устанавливают в корпус редуктора и прицентровывают к колесу (в рабочем положении).

Изношенный профиль зубьев шестерни пришабровывают по исправленным зубьям колеса (показанных штриховкой на рис. 10).

3. Использование нерабочей стороны зубьев колеса и рабочей стороны зубьев шестерни. Этот способ следует применять в том случае, когда износ профиля равен $0,15 \div 0,25$ мм.

Операцию выполняют следующим образом. С подогревом снимают зубчатые венцы, поворачивают их на 180° и насаживают в горячем состоянии на прежние ступицы. Теперь рабочими сторонами зубьев колеса являются бывшие нерабочие стороны зубьев, как показано на рис. 11. При перенасадке венцов может быть небольшая деформация их, что исказит нормальный контакт зацепления. Чтобы исправить шабровкой деформацию, получившуюся при перенасадке венцов, следует повернуть шестерню на 180° так, чтобы нерабочие профили зубьев контактировали с новыми профилями зубьев колеса. Эту операцию необходимо выполнить так, как показано на рис. 9.

Затем шестерню прицентровывают к колесу в рабочем положении и изношенные стороны зубьев ее пришабровывают по зубьям колеса. В таком положении редукторная пара работает после ремонта.

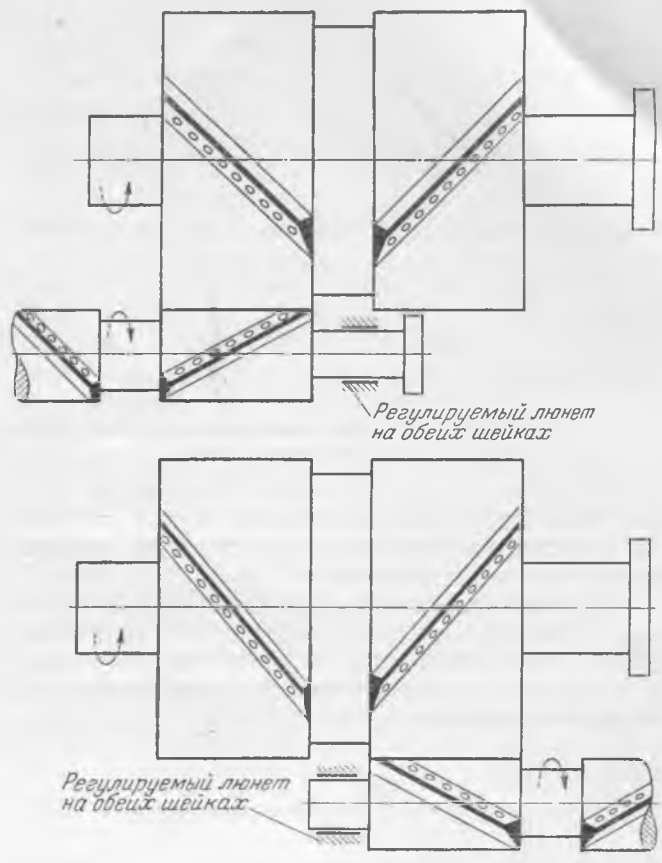


Рис. 9. Схема установки шестерни для исправления профиля зубьев колеса по нерабочим сторонам зубьев шестерни.

4. Использование нерабочих сторон зубьев колеса и шестерни. Этот способ ремонта применяют при износе профиля зубьев свыше $0,25$ мм. В этом случае нагретые венцы колеса снимают, поворачивают на 180° и надевают на противоположные ступицы. Теперь на ступице со стороны полумуфты насажен венец с правой спиралью. Венец с левой спиралью насажен на противоположной ступице (рис. 12).

Шестерню редуктора также поворачивают на 180° . Конец шестерни с полумуфтой обрезают до нормальной длины шейки, а противоположный — наращивают. При этом возможны два случая: установка торсионного вала с полумуфтой (рис. 12,а) или наделка полумуфты с резьбой внутри короткой шейки шестерни (рис. 12,б).

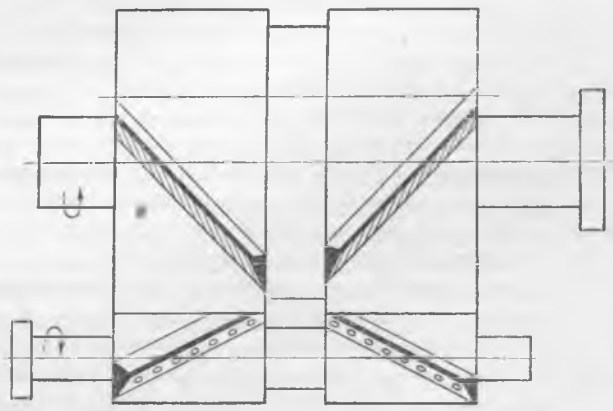


Рис. 10. Шабровка изношенной стороны зубьев шестерни по исправленным зубьям колеса.

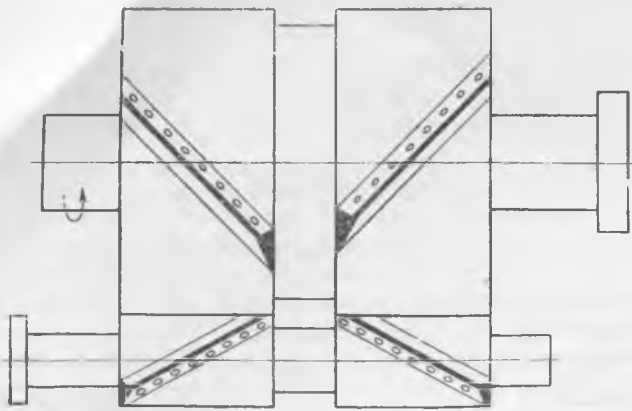


Рис. 11. Перенасадка зубчатых венцов колеса и поворот их на 180° на своей же ступице.

Направление резьбы во втором случае должно быть таким, чтобы наделка в процессе работы ввертывалась в шестерню.

Для надежности стенки наделки следует обварить. При наличии деформации зубчатых венцов колеса после прицентровки шестерни к колесу в рабочем положении производится шабровка зубьев по краске.

Шабровка вкладышей по калибровым валам

Особое внимание при ремонте редукторов необходимо обращать на расшабровку масляных зазоров во вкладышах колеса и шестерни, так как в процессе работы шейка шестерни или колеса в зависимости от направления сил реакции, возникающих в передаче в процессе работы, занимает разное положение при различных нагрузках. При статическом состоянии центр шейки находится в точке O_1 рис. 13, при нагрузке 25% центр перемещается в точку O_2 , при 50% в точку O_3 , при 75% в точку O_4 и при 100% в точку O_5 .

При другой форме внутренней расточки вкладышей шестерня будет работать с перекосом при изменении нагрузки. Для обеспечения расшабровкой равномерных зазоров во вкладышах редуктора изготавливают калибровые валы с диаметром шеек, равным $d + \delta$, где δ — величина масляного зазора. Длина калибрового вала равна длине вала шестерни. Длина шейки калибрового вала принимается равной $l + 20$, где l — длина вкладыша; на конце калибрового вала сверлят отверстие для вращения его в процессе пригонки.

Калибровый вал кладут на нижние половины вкладышей, шейки смазываются краской, при вращении получают натирки на боковых поверхностях вкладыша. Натирки равномерно шабруют, пока калибровый вал не займет нижнее положение во вкладышах, низ вкладышей по калибровому валу не шабрится на дуге 40°. Затем кладут верхние половины вкладышей на калибровый вал и пришабривают бока. Как только достигнут такого положения, когда разъемы не стыкуются на 0,05 мм, надевают крышку редуктора и зажимают ее болтами по горизонтальному разьему.

В таком положении ведут окончательную шабровку верхних вкладышей до тех пор, пока крышка перестанет зажимать калибровые валы.

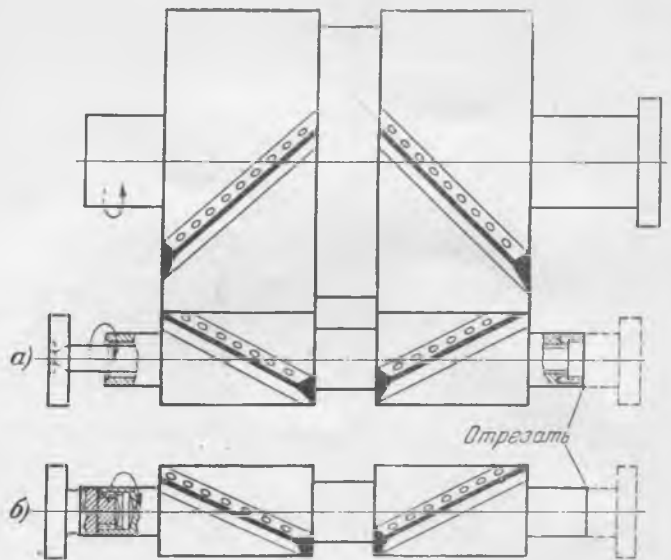


Рис. 12. Перенасадка зубчатых венцов колеса и запрессовка их на противоположные ступицы с поворотом на 180°. а — поворот шестерни и передка ее на торсионный вал; б — наделка полумуфты после поворота шестерни.

Разность зазоров во вкладышах передачи при данном методе шабровки может быть выдержана с точностью $\pm 0,01$ мм, что вполне обеспечивает надежную и бесшумную работу редуктора.

Прицентровка к редуктору турбины и генератора

Прицентровку турбины и генератора к редуктору ведут по полумуфтам обычными способами. При центровке турбины к редуктору необходимо учитывать смещение шестерни во время работы.

Обычно вес шестерни по сравнению с реакцией на зубья невелик, поэтому направление давления на вкладыши шестерни будет почти то же, что и направление реакции, действующей на зубья шестерни. Давление на вкладыши турбин зависит только от веса ротора и поэтому всегда направлено вертикально вниз.

На рис. 14, а показано вращение шестерни против часовой стрелки; давление на вкладыш шестерни почти совпадает по направлению с давлением на вкладыши ротора турбины от собственного веса.

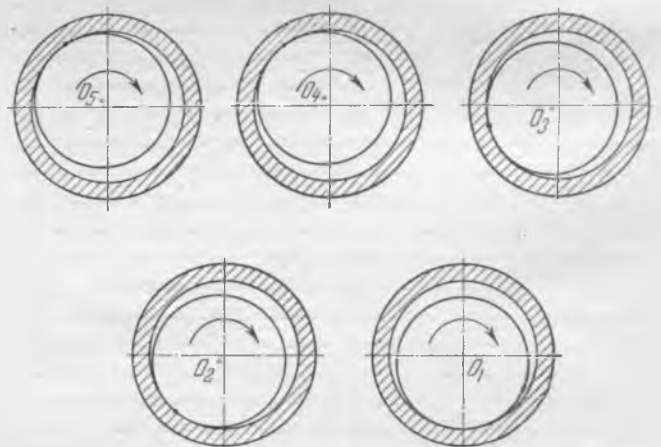


Рис. 13. Изменение положения центра шейки в зависимости от нагрузки.

В этом случае шестерню при центровке смещают только вниз на величину температурного расширения корпуса редуктора во время работы под нагрузкой.

На рис. 14,б показано вращение шестерни по часовой стрелке, угол между силой реакции шестерни и силой от веса ротора турбины составляет примерно 160° . Такое расположение сил смещает шестерню в сторону реакции, возникающей в ее зубьях. Для этого случая ось турбины при центровке необходимо поднять на величину, слагаемую из масляного зазора во вкладышах шестерни и температурного расширения корпуса редуктора во время работы при максимальной нагрузке.

На рис. 14,в изображена схема зубчатой передачи, в которой шестерня расположена в верхней точке колеса с вращением ее по часовой стрелке. В этом случае смещение сил реакции шестерни и веса ротора турбины будет составлять примерно угол 100° . Такое расположение сил дает малую расцентровку и может не приниматься в расчет при центровке линий валов. При центровке необходимо учесть температурные расширения корпуса редуктора, получаемые при максимальной нагрузке.

Обкатка редукторов в процессе ремонта

С помощью обкатки редукторов пастой ГОИ погрешности в основном шаге и профиле, полученные шабровкой, устраняются за 12—16 час. Достижение контакта по всей рабочей высоте зубьев обычно требует меньше времени, чем по всей рабочей ширине зубчатых колес. Поэтому необходимо очень тщательно производить шабровку зубьев колеса. Местные ошибки профиля, полученные в процессе шабровки или нарезки зубьев, сильно удлиняют цикл обкатки, в результате чего профиль зубьев шестерни изнашивается раньше, чем устраняются местные ошибки на профиле зубьев колеса. Например, за то время, пока будет устранена ошибка в профиле зуба колеса, равная 10 мкн, с зубьев шестерни будет удален слой металла толщиной примерно $10i$ мкн, где i — передаточное число обкатываемой зубчатой передачи. Поэтому неточности в профиле зубьев у колеса более нежелательны, чем у шестерни.

Приводом для обкатки редуктора служит турбина, которая к моменту начала обкатки должна быть опробована на окружную скорость шестерни, равную 2—3 м/сек. При большей скорости паста отлетает и оголяет поверхность зубьев, что может повлечь за собой задиры на зубчатой передаче. Подвод масла к форсункам и сливная масляная система должны быть отсоединены от редуктора.

Нагнетательную вентиляцию, расположенную вблизи редуктора, на время обкатки отключают. Масляный трубопровод на подшипники редуктора дросселируют путем установки шайбы или вовсе отключают в зависимости от возможности подачи смазки на вкладыши при обкатке. В том случае, когда через основной трубопровод не удается подать масло, смазку вкладышей подшипников производят вручную от специальных бачков, установленных на стойках у разъема редуктора.



Рис. 14. Схемы расположения сил реакции.

а — при вращении шестерни против часовой стрелки; б — при вращении шестерни по часовой стрелке; в — при расположении шестерни в верхней точке колеса и вращении ее по часовой стрелке.

В качестве притирочного материала применяют грубую пасту ГОИ 25—35 мкн. Волосяные кисти № 18—20, которыми паста наносится на зубья, не должны иметь стальных втулок и должны быть обвязаны бечевкой в местах перехода к деревянной ручке. Для проверки величины износа зубьев методом аксиального перемещения шестерни по отношению колеса производят керновку 10—12 зубьев шестерни и отмечают место на венце колеса, в зоне которой будут производить проверку разбега.

Перед началом обкатки необходимо сосчитать число зубьев колеса и шестерни и проверить, имеют ли они общие кратные числа. Если имеют, заклеить до обкатки зубья колеса и шестерни тремя нулями и по этой метке собирать редуктор до и после обкатки. В противном случае меток не делают и передачу собирают в любом положении, так как в этом случае не может быть такого положения, когда зубья шестерни будут прирабатываться с определенными зубьями колеса.

Вращая турбину валоповоротным приводом или подъемным краном, зубья шестерни при помощи волосяной кисти смазывают пастой ГОИ, разведенной на керосине до сметанообразного состояния. Дальнейшим вращением машины добиваются распределения пасты по всей длине зуба. На обнаруженные светлые места (т. е. на места с более тонким слоем пасты) в процессе обкатки подается увеличенное количество пасты.

В период вращения машины паром непрерывно производят смазку всех действующих опорных подшипников передачи и тщательно наблюдают за температурой последних.

Через полчаса после первого пуска передачу останавливают для контрольного осмотра и затем периодически через каждый час останавливают для осмотра процесса притирки зубьев. Если процесс притирки идет медленно, на фланце колеса редуктора и генератора следует установить подвесной тормоз с лентой феррадо.

Обкатка считается законченной, если зубья шестерни имеют 100% -ный контакт по рабочему профилю.

После обкатки зубья полируются наждачным полотном № 200 для снятия шаржированного слоя с рабочей поверхности зуба, затем зубья и корпус редуктора промываются керосином.

Проверка работы агрегата после ремонта и доводка зубчатой передачи под нагрузкой

После сборки редуктора проверяют направление струи масла, смазывающей зацепление, так как неправильный подвод смазки приводит к задирам на зубьях.

Нужно отрегулировать подачу масла на подшипники и зацепления так, чтобы излишнее масло не поступало в корпус редуктора. Если в редуктор масло подается больше, чем сливается из картера, то происходит быстрое нагревание масла за счет того, что колесо подхватывает масло и начинает работать как гидротормоз.

Для нормальной работы и равномерного износа зуба в процессе работы редуктора под нагрузкой нужно добиваться по всей поверхности зуба контакта, достигающего 90—95% его номинальной рабочей поверхности. Контакт, достигнутый в процессе доводки редуктора при холостом ходе, существенно изменяется под нагрузкой.

Причины изменения контакта при полной нагрузке следующие: деформация подшипника, изгиб и кручение шестерни, изменение первоначального положения шестерни под действием сил реакций в зацеплении.

Чтобы обнаружить изменения контакта, следует передачу постепенно нагружать и тщательно

контролировать после каждого режима нагрузки через 3—4 часа при 25, 50, 75 и 100% от номинальной мощности.

Неравномерное распределение соприкасающихся поверхностей на зубьях ведущей шестерни следует исправлять при помощи тщательной шабровки. Эта работа может быть доверена только высококвалифицированным слесарям.

В том случае, когда истинный контакт трудно обнаружить в процессе доводки редуктора под нагрузкой, необходимо зубья ведущей шестерни покрыть раствором медного купороса (воды — 0,5 л, кристаллов медного купороса — 14 г, серной кислоты 66° — 7 г).

После работы передачи в течение 2—3 час. можно легко определить истинный контакт зубчатой передачи по сработке меди с рабочего профиля зуба. Там, где снимается медь, необходимо шабрить профиль зуба до получения нужного контакта 90—95% рабочей поверхности зуба под максимальной нагрузкой.

Раствор медного купороса на зубья наносит следующим образом: через смотровой лючок в корпусе редуктора промывают поверхность зубьев шестерни спиртом или чистым бензином, затем чистой марлей или ватой наносят раствор на зубья и втирают его. Как только покрытые раствором зубья высохнут, их необходимо смазать турбинным маслом. По окончании всех проведенных работ редуктор ставится на режим 72-часовой работы при максимальной нагрузке, после чего останавливается турбина, вскрывается лючок и просматривается состояние зубчатой передачи. При удовлетворительном состоянии зацепления редуктор сдается в эксплуатацию.



Защита турбин от осевого сдвига ротора

Инж. Л. Д. Клапчук

Сдвиг ротора в осевом направлении, как известно, представляет для турбины большую опасность. Поэтому для эксплуатации необходимы достаточно надежные устройства защиты от осевого сдвига ротора.

В настоящее время наиболее совершенное исполнение такой защиты предложено Ленинградским металлическим заводом имени Сталина (ЛМЗ).

Основным элементом устройства является датчик, работающий по принципу дифференциального трансформатора и помещенный на переднем конце вала турбины (рис. 1).

В воздушном зазоре Ш-образного сердечника 1 находится край диска 2 переднего конца вала. При заданном положении датчика перемещение вала в осевом направлении изменяет воздушные зазоры a и b . Магнитный поток, создаваемый первичной обмоткой 4, разветвляется пропорционально магнитным сопротивлениям правой

и левой половин сердечника, т. е. в зависимости от величины зазоров. Вторичные обмотки 3 датчика включены встречно друг другу, и разность индуктируемых в них напряжений определяется величиной зазоров a и b . При смещении ротора напряжение в обмотке с уменьшившимся зазором растёт, а с увеличившимся зазором уменьшается. Таким образом, напряжение на выходе датчика оказывается пропорциональным величине осевого сдвига ротора.

Ось 7, пружина 6 и винт 5 позволяют при наладке регулировать положение датчика относительно диска 2. Электрическая схема устройства показана на рис. 2. Напряжение выхода датчика подводится к двухполупериодному селеновому выпрямителю.

Выпрямленный ток протекает через обмотку указывающего магнитоэлектрического прибора УП, шкала которого проградуирована в десятых долях миллиметра сдвига ротора, и через обмотку поляризованного реле ПР.

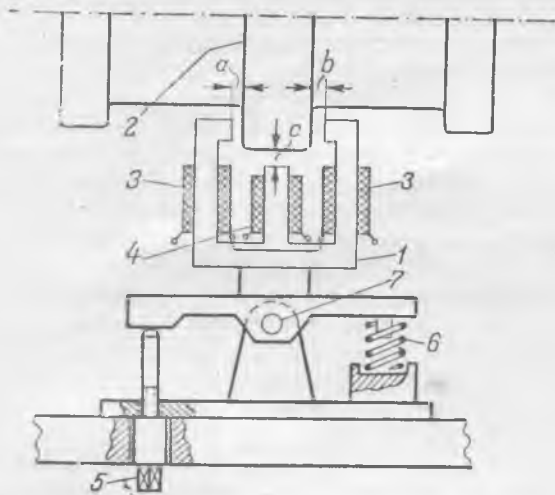


Рис. 1. Датчик защиты от осевого сдвига ротора турбины.

Прибор УП позволяет вести наблюдение за величиной сдвига ротора при работе турбины. Шкала УП двусторонняя. Сдвиг ротора в сторону упорного подшипника контролируется в пределах 0—2 мм, в сторону нерабочих колодок в пределах 0—0,5 мм.

Реле ПР срабатывает при токе, соответствующем сдвигу ротора в сторону упорного подшипника на 1 мм.

Реле ПР действует своими контактами на промежуточное реле ПК. Последнее включает соленоид СО, выбивающий автомат безопасности, рычаг которого с помощью выключателя КСО разрывает цепь соленоида.

Одновременно реле ПР приводит в действие световую аварийную сигнализацию — загорается красная лампа ЛК. Наличие оперативного постоянного тока в схеме контролируется горением зеленой лампы ЛЗ.

Питание схемы переменным током осуществляется от стабилизирующего трансформатора 220/12 в, поддерживающего практически постоянным напряжение на первичной обмотке датчика при колебаниях напряжения сети 220 в ±10%.

Управление схемой производится с помощью ключа КУ, имеющего три положения.

В положении «Отключено» на стоящей машине все контакты ключа разомкнуты, и схема полностью обесточена. При проверке или настройке устройства ключ ставится в положение «Испытание». При этом в схему подается только переменный ток. Защита включается полностью и на нее подается также и постоянный ток, когда ключ КУ находится в положении «Работа».

Осевое положение ротора турбины дополнительно контролируется специальным шаблоном по величине зазора между шаблоном и стержнем, укрепленным на переднем конце вала, как показано на фиг. 3. Это контрольное измерение при хорошо налаженной схеме можно производить 3—4 раза в смену. При сопоставлении измерений по указательному прибору и по шаблону наблюдается небольшое (до 0,05 мм) расхождение, вызванное разностью линейных расширений корпуса подшипника и участка ротора от переднего его конца, где производится измерение по шаблону до диска устройства защиты от осевого сдвига.

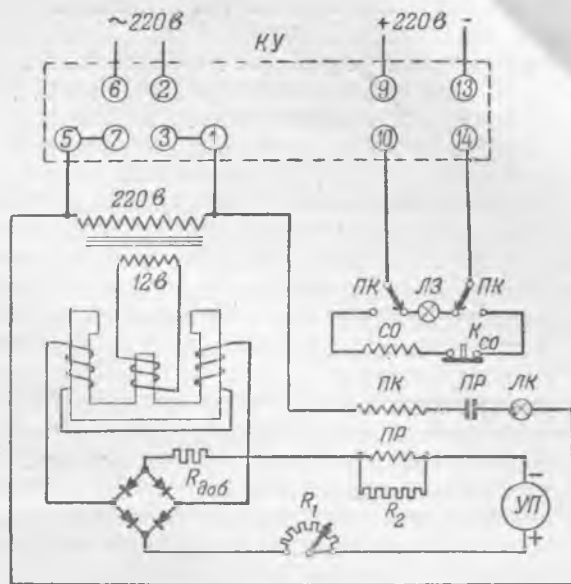


Рис. 2. Схема защиты от осевого сдвига ротора турбины.

Опыт эксплуатации показал, что, несмотря на достоинства схемы, она не лишена и недостатков. Часть из них была устранена в процессе эксплуатации.

Основная цепь отключения, образуемая контактами реле ПР и обмоткой реле ПК, заведена через красную сигнальную лампу с целью форсировки работы реле ПК за счет изменения сопротивления нити лампы при переходе от нагретого к холодному состоянию.

Такое включение себя не оправдывает.

Выигрыш во времени действия реле за счет форсировки относительно невелик, однако из-за этого ставится под угрозу надежность действия схемы. Нарушение целостности нити лампы, например, из-за вибрации панели разрывает цепь отключения и выводит защиту из действия. Целость этой цепи ничем не контролируется. В то же время загорание красной лампы в такой схеме сигнализирует не об отключении турбины, а только о замыкании контактов реле ПР.

Для повышения надежности действия схемы красная лампа была подключена параллельно соленоиду отключения, а вместо нее было установлено остеклованное сопротивление 1000 ом, 225 ма.

В процессе эксплуатации были отмечены случаи пробоя между контактами реле ПР при включении и отключении стабилизирующего трансформатора. После установки параллельно первичной обмотке стабилизирующего трансформатора

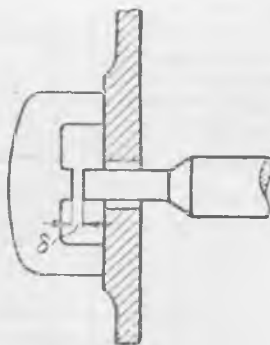


Рис. 3. Измерение осевого сдвига ротора турбины с помощью контрольного шаблона.

сопротивления 2 000 ом, 150 ма указанное явление не наблюдалось.

Примененное в устройстве поляризованное реле ПР не имеет каких-либо приспособлений для регулировки тока срабатывания. Нормально это реле настраивается на заводе и дополнительной регулировки не требует. Однако в этой регулировке в известных пределах, хотя и в относительно редких случаях, может возникнуть необходимость в силу некоторого изменения параметров схемы. Наиболее удобным способом регулирования тока срабатывания реле ПР оказалось изменение величины сопротивления, подключаемого параллельно его обмотке.

В схему защиты быма также добавлена звуковая аварийная сигнализация, действующая при подаче напряжения на соленоид отключения.

С указанными изменениями устройство находится в эксплуатации около двух лет, причем защита включена на отключение. Для дальнейшего улучшения действия схемы намечено облегчить работу контактов реле ПР, шунтируя их дополнительным контактом реле ПК. Для снятия получающегося при этом самоудерживания реле ПК эта цепь может быть заведена через контакты ключа управления, размыкающиеся при повороте его в положение «Отключено».

В процессе эксплуатации выявились также недостатки в исполнении устройства. Сборка жижмов датчика располагается на передней съемной крышке турбины. Это ведет к перегибам и нарушению проводки во время съема крышки. Проводка вторичных цепей на панели выполнена не качественно. Выводы из датчика короткие, плохо

разделаны, не имеют наконечников и маркировки. В материалах отсутствуют данные о параметрах обмоток датчика.

Щиток защиты устанавливается заводом на общем щите теплового контроля и не имеет специального кожуха для предотвращения попадания на него пыли. Не предусмотрено никаких мер для уменьшения влияния вибрации (имеющей место в машинном зале) на щиток защиты с его элементами, а также на указательный прибор. На электростанции пришлось щиток защиты установить отдельно на колонну главного здания тут же в машинном зале, а для крепления прибора УП применить амортизаторы.

Выводы

Итоги двухлетней эксплуатации выполненной заводом ЛМЗ имени Сталина защиты турбины от осевого сдвига ротора показывают, что она в основном удовлетворяет требованиям эксплуатации. Завод уделил много внимания разработке и испытанию нескольких конструкций защит от осевого сдвига, из которых рассматриваемая является наиболее совершенной. Все турбины ЛМЗ имени Сталина послевоенного выпуска снабжены такой защитой, что является большой заслугой завода.

Итоги эксплуатации защиты показывают также, что боязнь ложных отключений, наблюдающаяся еще на некоторых электростанциях, необоснованна, и использование имеющихся устройств только для измерений и работы на сигнал ведет к понижению надежности работы агрегатов.

ОТ РЕДАКЦИИ

Публикуя статью Л. Д. Клапчук, редакция отмечает важность оборудования всех действующих и вновь устанавливаемых турбин устройством защиты от осевого сдвига ротора. Описанный в статье опыт эксплуатации подтверждает правильность выбранного заводом принципа исполнения указанной защиты и полную возможность при качественной наладке и тщательно поставленной эксплуатации осуществлять ее действие на отключение турбины.

Ленинградский металлический завод имени Сталина сообщил, что со II полугодия 1953 г. с машинами поставляется устройство по схеме, приведенной здесь на рисунке. В этой схеме параллельно первичной обмотке стабилизирующего трансформатора включено сопротивление для улучшения работы реле ПР и изменено размещение ламп сигнализации для лучшего контроля цепей (особенно цепи соленоида отключения) без снижения надежности устройства. По этому же принципу могут быть улучшены схемы ранее выпущенных устройств защиты от осевого сдвига ротора турбины.

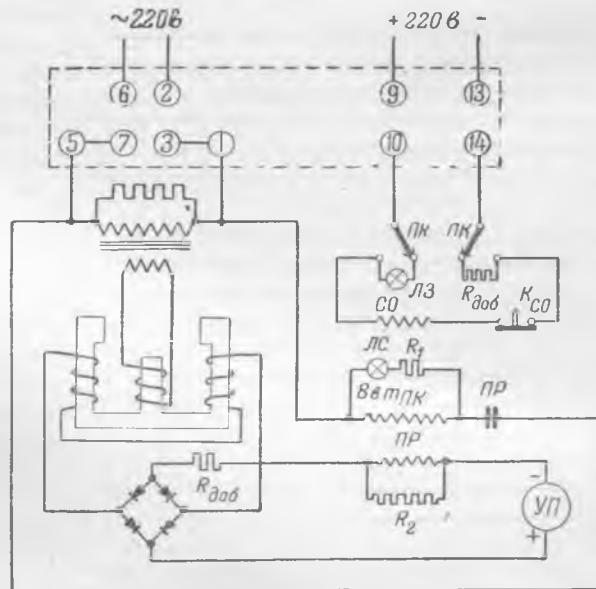


Схема защиты от осевого сдвига с контролем цепи ПК и цепи соленоид-конечный выключатель.



Реконструкция системы автоматического управления гидротурбин радиально-осевого типа с регуляторами скорости УК¹

Инж. С. Г. Фатюшенко

Существующие схемы управления гидротурбинами с регуляторами скорости типа УК ЛМЗ имени Сталина (рис. 1) предусматривают двухступенчатые схемы операций пуска и остановки агрегатов.

При пуске агрегата первая ступень состоит из операций по открытию гидроклапана и отключению стопора турбины; вторая из операций по перемещению ограничителя открытия из положения полного закрытия до положения пускового угла, по открытию направляющего аппарата и пуску турбины до холостого хода². Для высоконапорных турбин, имеющих перед спиральной камерой турбинный затвор (рис. 1,б), к операциям пуска добавляется еще предварительная ступень — открытие турбинного затвора.

При остановке агрегата первая ступень состоит из операций по перемещению ограничителя открытия и направляющего аппарата до полного закрытия, вторая — из операций по включению стопора турбины и закрытию гидроклапана. Для схемы рис. 1,б одновременно с закрытием направляющего аппарата производится закрытие турбинного затвора.

Электрическая схема управления гидроагрегатами с регуляторами скорости типа УК одной из действующих гидроэлектростанций показана на рис. 2.

Как видно из приведенных схем, основными устройствами, производящими пуск и остановку турбины, являются:

а) золотник управления гидроклапаном и стопором турбины с соленоидными приводами «открыть» и «закрыть»;

б) механизм ограничителя открытия с приводом от электродвигателя постоянного тока;

в) золотник управления шаровым затвором с соленоидным приводом и защелкой³.

Кроме того, для обеспечения немедленной остановки агрегата при его аварийном состоянии на регуляторах скорости типа УК предусмотрена установка аварийного золотника, производящего переключение вспомогательного серводвигателя в положение «закрытия», и сдвоенного золотника с соленоидным приводом для управления аварийным золотником (см. рис. 1).

¹ Печатается в порядке обсуждения. Ред.

² Под пусковым углом ограничителя открытия подразумевается угол поворота рычага ограничителя, обеспечивающий открытие направляющего аппарата и пуск турбины до холостого хода.

³ Управление шаровым затвором, показанное на схеме рис. 1,б и 2, является наиболее характерным из всех существующих схем управления турбинными затворами, выпускаемыми в настоящее время отечественными заводами.

Сложность гидравлических блокировок, а также наличие при пуске и остановке агрегата операций с электродвигателем механизма ограничителя открытия является одним из недостатков схемы, снижающим ее надежность. Другим недостатком схемы, вызывающим сбой в работе, является наличие в схеме управления агрегатом большого количества промежуточных, путевых и конечных выключателей отдельных механизмов, расположенных в сырых помещениях и подверженных действию минерального масла.

Реконструкция регулятора скорости

Автором предложена одноступенчатая схема управления гидроагрегатом с частичной реконструкцией регуляторов скорости типа УК (рис. 3,а), не имеющая указанных выше недостатков.

Сущность реконструкции регулятора скорости заключается в использовании аварийного золотника как пуско-останавливающего устройства и в отказе от автоматического управления гидроклапаном и стопором турбины. Это позволяет осуществить пуск и остановку агрегата подачей только одного командного импульса на соленоид пуска или на соленоид остановки агрегата.

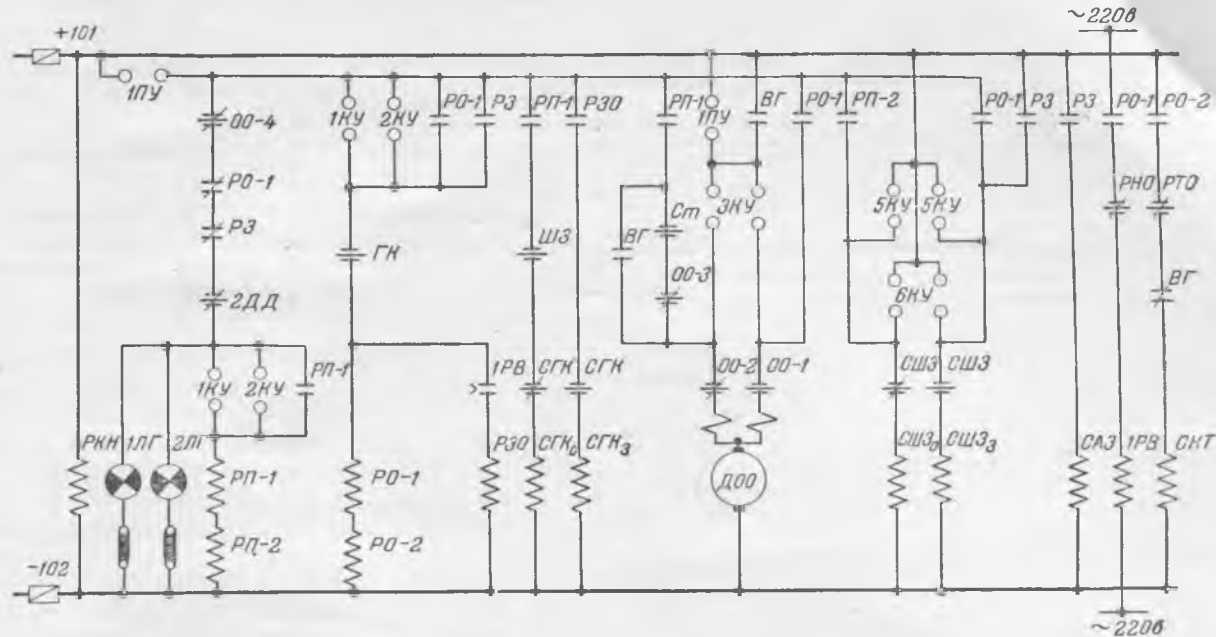
Отказ от автоматического управления гидроклапаном и стопором турбины дает возможность значительно упростить гидромеханическую схему управления агрегатом⁴ и основывается на опыте эксплуатации ряда гидроэлектростанций, показавшем, что при доброкачественном оборудовании и правильном его монтаже утечки масла из системы регулирования при открытом гидроклапане на остановленном агрегате практически незначительны.

Опасность самопроизвольного открытия направляющего аппарата при снижении давления исключается ввиду использования стопора турбины как аварийного устройства, запирающего направляющий аппарат.

При реконструкции в схему управления регулятора скорости типа УК вносятся следующие изменения:

а) управление гидроклапаном и стопором турбины переключается на золотник режима работы

⁴ Решение об отказе от автоматического управления гидроклапаном и стопором турбины является не новым. Исключение из цикла автоматического управления гидроклапана и стопора турбины впервые осуществлено на Днепрогэсе имени Ленина.



Предохранители об- тوماتичности	Реле контроля напряжения	Лампы готовн. на пульте управления и в машзале	Реле пуска агрегата	Реле остановки агрегата	Реле завершения остановки	Соленоид открытия гидроклапана	Соленоид закрытия гидроклапана	Увеличение открытия	Умень- шение откры- тия	Соленоид золотника открытия	Соленоид золотника закрытия	Соленоид аварий- ного золотника	Реле времени завер- шения остановки	Соленоид клапана тарможения
								Управление двигате- лем ограничителя открытия		Управление шаро- вым затвором				

Рис. 2. Схема управления агрегатом до реконструкции регулятора скорости и управления шаровым затвором.

00-1 — концевой выключатель, размыкающийся при полном закрытии ограничителя; 00-2 и 00-4 — то же, но размыкающиеся каждый при полном открытии ограничителя; 00-3 — то же, но размыкающийся при положении холостого хода; РЗ — контакт реле защиты; 2ДД — контакт реле давления тормозной магистрали; ГК — контакт гидроклапана; ШЗ — контакт шарового затвора; ВГ — контакт выключателя; Ст — контакт стопора турбины; РНО — контакт реле нулевых оборотов; РГО — контакт реле тормозных оборотов; СГК — контакты золотника гидроклапана; ПУ — переключатель «ручное» — «автомат».

регулятора «ручное» — «автомат», при этом закрытие стопора турбины предусмотрено возвратной пружиной с регулировкой по давлению, обеспечивающей автоматическое включение стопора турбины при падении давления до аварийного предела;

б) управление аварийным золотником переключается на золотник управления гидроклапаном и стопором турбины;

в) работа механизма ограничителя открытия с электрическим приводом ограничивается диапазоном от пускового угла (холостого хода) до полного открытия;

г) система ручного регулирования из схемы полностью исключается, ее функции передаются механизму ограничителя открытия.

Для предотвращения попадания воздуха в систему регулирования при аварийном понижении давления в котле МНУ предусматривается автоматическое закрытие гидроклапана, для чего в полости В блокировочного золотника гидроклапана устанавливается пружина с регулировкой по давлению.

Работа реконструированной системы управления регулятора скорости типа УК

При описании работы реконструированной системы управления регулятора скорости (рис. 3) условимся называть: золотник управления гидро-

клапаном и стопором — золотником управления турбиной, соленоиды открытия и закрытия гидроклапана и стопора — соленоидами пуска и остановки турбины, аварийный золотник — пуско-останавливающим золотником, золотник режима управления регулятора — золотником управления гидроклапаном и стопором турбины.

Состояние схемы перед пуском следующее:

а) рукоятка управления гидроклапаном и стопором находится в положении «работа», гидроклапан открыт, стопор турбины отключен;

б) золотник управления агрегатом — в положении остановки;

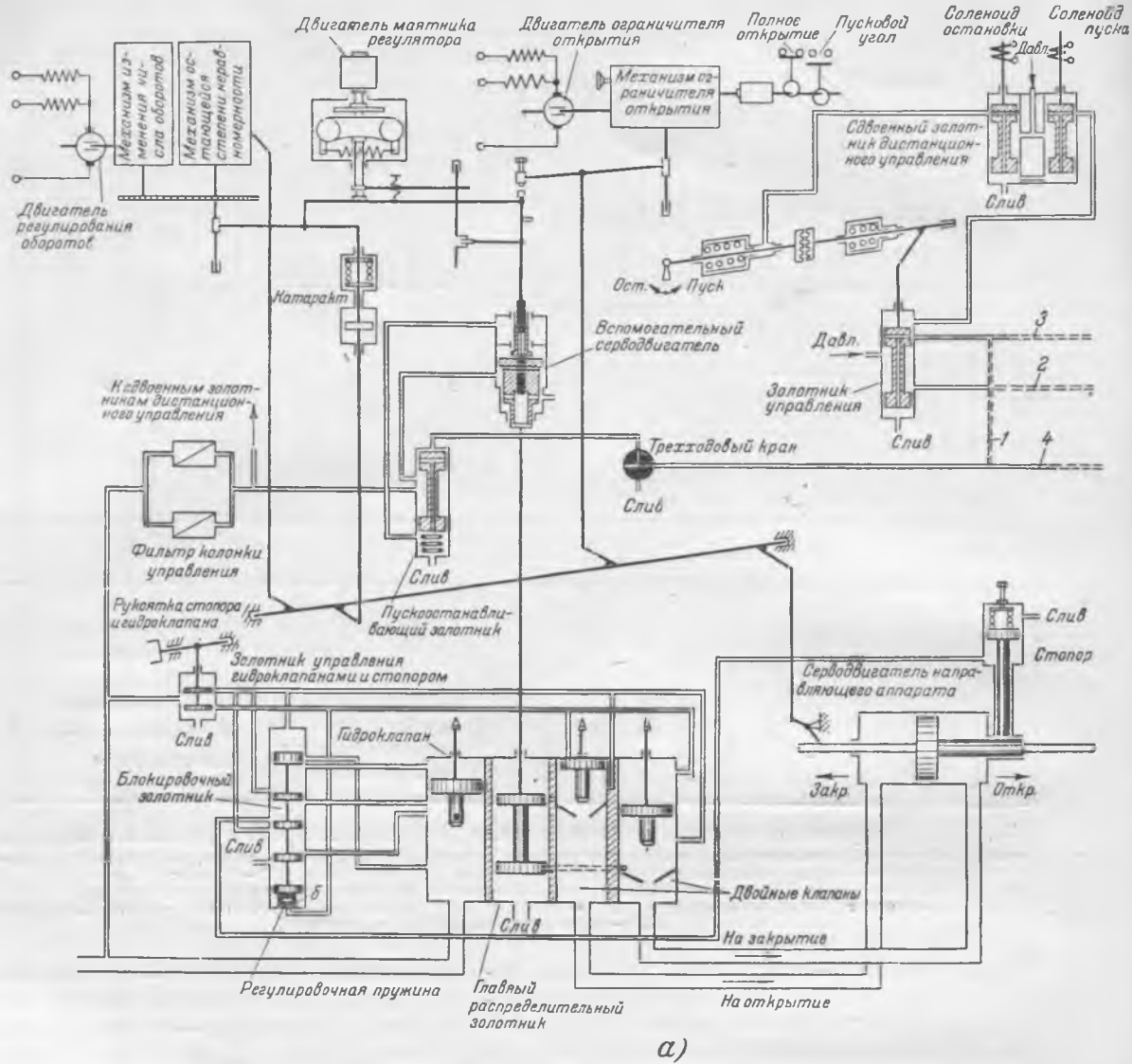
в) пуско-останавливающий золотник находится в нижнем положении и гидравлически запирает вспомогательный серводвигатель и главный золотник в положении закрытия, направляющий аппарат закрыт;

г) ограничитель открытия находится в положении пускового угла.

Пуск турбины производится подачей командного импульса на соленоид пуска или перемещением рукоятки золотника управления в положение пуска.

При перемещении золотника управления в положение пуска снимается давление с полости закрытия пуско-останавливающего золотника.

Золотник перемещается в верхнее положение и соединяет рабочую полость вспомогательного серводвигателя с давлением, а полость закры-



а)

тия — со сливом. Вспомогательный серводвигатель и кинематически связанный с ним главный золотник перемещаются на открытие. Направляющий аппарат открывается до положения пускового угла, установленного ограничителем открытия. Турбина разворачивается до холостого хода.

Остановка турбины производится подачей командного импульса на соленоид остановки или перемещением ручки золотника управления в положение остановки.

При перемещении золотника управления в положение остановки подается давление в полость закрытия пуско-останавливающего золотника. Золотник перемещается в нижнее положение и соединяет полость закрытия вспомогательного серводвигателя с давлением, а рабочую полость — со сливом.

Вспомогательный серводвигатель и главный золотник перемещаются на закрытие. Направляющий аппарат закрывается, турбина останавливается.

Двигатель ограничителя открытия в процессе остановки турбины контактами выключателя гене-

ратора включается в работу и переводит ограничитель в пусковое положение. В конечном положении пускового угла двигатель ограничителя отключается.

Пуск турбины, у которой перед спиральной камерой установлен турбинный затвор, производится после открытия затвора на величину, обеспечивающую разворот турбины до холостого хода. Для этого на турбинном затворе устанавливается блокировочный золотник, разрешающий перемещение пуско-останавливающего золотника на пуск и открытие направляющего аппарата на пусковой угол после соответствующего открытия турбинного затвора, как это показано на рис. 3 пунктиром. Остановка агрегата производится так же, как и для турбин без турбинного затвора.

Для осуществления управления агрегатом с турбинным затвором в схеме рис. 3 трубка 1 исключается, а трубки 2, 3 и 4 подключаются. Независимо от наличия турбинного затвора становится возможным применить единую электрическую схему управления агрегатами для всех типов и режимов работы радиально-осевых турбин.

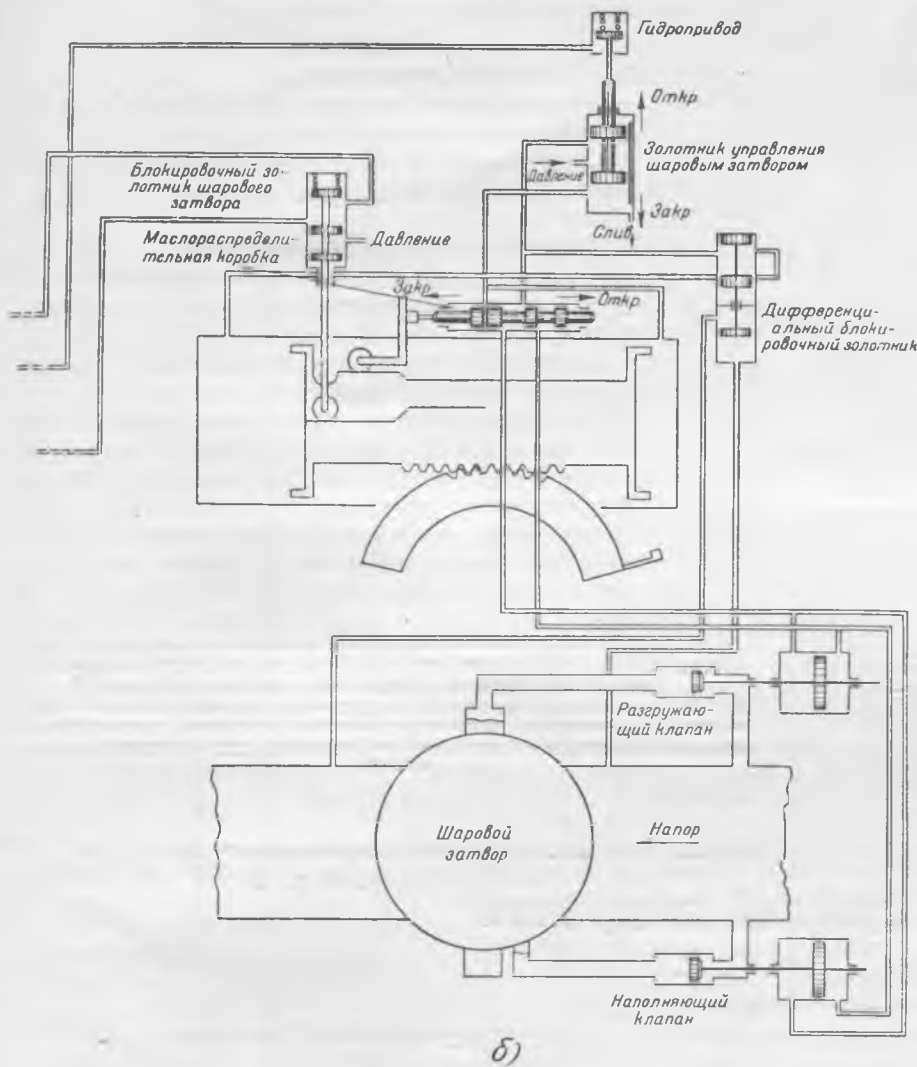


Рис. 3. Реконструированная гидромеханическая схема управления агрегатом с регулятором скорости типа УК.

а — схема управления регулятора скорости; б — схема управления турбинным затвором.

Для примера на рис. 3 показана модернизированная схема управления гидроагрегатом одной из действующих электростанций. На этом агрегате, кроме реконструкции регулятора скорости, реконструировано управление шаровым (турбинным) затвором — заменен соленоидный привод золотника управления шаровым затвором на гидропривод, подключенный к золотнику управления турбиной. Кроме того, проведено испытание на длительность обтекания током катушек соленоидов золотника пуска, что позволило исключить из цепей соленоида пуска и соленоида остановки их блокконтакты.

Электрическая схема управления этим агрегатом приведена на рис. 4, из которого видно, что пуск турбины производится подачей командного импульса на реле пуска и соленоид пуска. Реле пуска подготавливает цепи синхронизации (на схеме не показаны). Соленоид пуска производит пуск турбины. Пусковой угол на ограничителе открытия устанавливается в зависимости от величины открытия направляющего аппарата, необходимого для трогания турбины.

На турбинах, где открытие направляющего аппарата, необходимое для трогания турбины,

меньше, чем открытие холостого хода, ограничитель устанавливается на величину, несколько превышающую открытие холостого хода. На турбинах, где открытие направляющего аппарата, необходимое для трогания турбины, больше, чем открытие холостого хода, ограничитель устанавливается на величину этого открытия.

Такой пуск турбины с положением ограничителя на пусковом угле не требует в процессе самосинхронизации генератора специального перемещения характеристики регулятора с нижнего предела на верхний.

Автоматическая остановка агрегата производится подачей командного импульса на реле остановки. Импульс на соленоид остановки подается после разгрузки генератора от контактов выключателя генератора. Отключение выключателя производится контактами КНА — положения холостого хода направляющего аппарата (на схеме не показаны).

При аварийной остановке агрегата реле защиты РЗ непосредственно действует на соленоид остановки, производя отключение генератора и немедленную остановку агрегата.

По сравнению со схемой рис. 2 реконструированная схема (рис. 4) значительно проще и надежнее в работе.

Выводы

1. Результаты проведенных испытаний реконструированной системы управления, а также проверка этой системы в работе на агрегатах двух гидроэлектростанций показали правильную безотказную работу схемы и пригодность ее для эксплуатации.

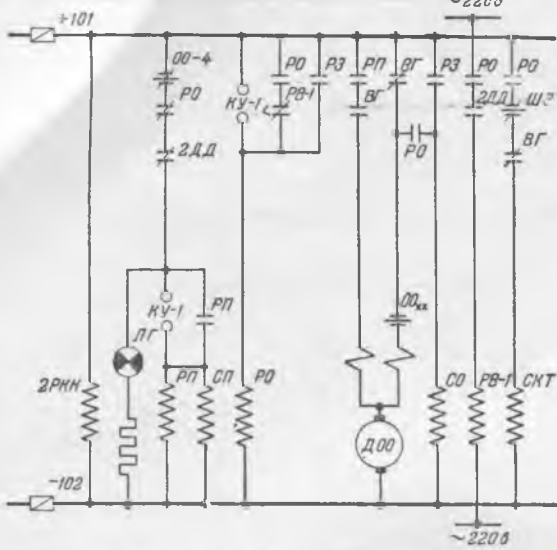
2. Реконструкция системы автоматического управления по предлагаемой схеме позволяет:

а) значительно упростить гидромеханическую и электрическую схемы управления агрегатом за счет исключения излишних гидравлических блокировок и ряда контактов реле и аппаратов;

б) производить пуск и остановку агрегата от одного командного импульса, подаваемого на соленоид пуска или соленоид остановки агрегата;

в) увеличить надежность работы схемы;

г) сократить часть релейной аппаратуры, участвующей в схемах пуска и остановки агрегата, а также значительное количество контрольного кабеля.



Предохранители автомата	Реле контроля напряжения	Схема контроля агрегата к пуску	Реле пуска агрегата	Соленоид пуска агрегата	Реле остановки агрегата	Открыть	Закрыть	Управление двигателем агрегата	Соленоид остановки агрегата	Реле времени задержки включения	Соленоид клапана торможения
-------------------------	--------------------------	---------------------------------	---------------------	-------------------------	-------------------------	---------	---------	--------------------------------	-----------------------------	---------------------------------	-----------------------------

Рис. 4. Схема управления агрегатом после реконструкции регулятора скорости и управления шарового затвора.

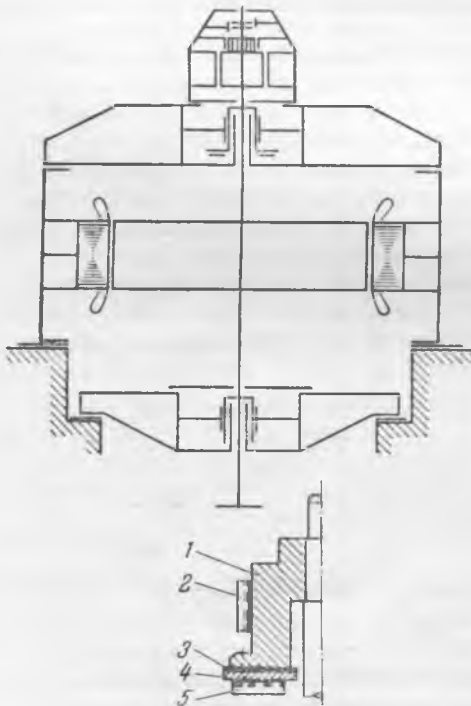
ВГ — контакт выключателя генератора; 2ДД — реле давления в системе торможения; ОО_{хх} — концевой контакт ограничителя открытия, размыкающийся при пусковом открытии направляющего аппарата; ШЗ — контакт шарового затвора.



О монтаже вертикальных гидрогенераторов средней мощности

Инж. И. Н. Коднер

Большинство подвесных гидрогенераторов средней мощности имеет схему конструктивного исполнения, показанную на рис. 1.



В верхней крестовине располагаются подпятник и верхний направляющий подшипник, в нижней крестовине — нижний направляющий подшипник. Третьим направляющим подшипником гидроагрегата служит подшипник турбины. Втулка подпятника является одновременно и втулкой верхнего направляющего подшипника. Вращающийся зеркальный диск подпятника, изолированный от своей втулки электрокартонной или текстолитовой прокладкой, крепится к последней при помощи болтов или шпилек с гайками. Посадка втулки подпятника на вал, как правило, напряженная.

Обычно выверка линии вала и центровка указанных гидрогенераторов производятся следующим образом. После опускания ротора на подпятник при повороте ротора проверяется бой фланца вала генератора, т. е. перпендикулярность опорной плоскости вращающегося диска к оси вала. Поворот ротора производится вручную с помощью специального приспособления, надеваемого на втулку подпятника. Обнаруженный при этом бой фланца выводится установкой односторонних клиновидных прокладок между вращающимся диском и втулкой подпятника. После этого производятся прицентровка вала генератора

Рис. 1. Схема конструкции гидрогенератора подвесного типа средней мощности и конструкция узла подпятника и верхнего направляющего подшипника.

1 — втулка подпятника; 2 — сегмент направляющего подшипника; 3 — изоляционная прокладка; 4 — вращающийся диск; 5 — сегмент подпятника.

Ранее установленному валу турбины и соединении их с соответствующей проверкой общей линии.

При проверке боя вала генератора отдельно или соединенного с валом турбины обычно учитывается только бой фланцевого соединения и нижней части вала турбины. Бой верхней части вала генератора, как и бой втулки подпятника, до пробного пуска, как правило, не проверяется.

Если же такая проверка и производится, то она приводит к ошибочным выводам, так как свободному перемещению втулки подпятника препятствуют сегменты верхнего направляющего подшипника и бой втулки оказывается искусственно ограниченными зазорами этого подшипника.

Из-за этого в практике монтажа подвесных гидрогенераторов средней мощности были случаи, когда недопустимый бой втулки подпятника и верхней части вала генератора обнаруживался только при пуске и оказывался настолько велик, что приводил к повторной разборке машины.

Бой втулки подпятника, если он не вызван эксцентричной обработкой самой втулки, появляется при наличии излома линии вала генератора в точке, расположенной между подпятником и нижним фланцем вала, или от перекоса при посадке втулки подпятника на вал.

В этих случаях бой втулки появляется после выверки перпендикулярности опорной плоскости вращающегося диска к оси вала, т. е. после установки клиновидных прокладок между вращающимся диском и втулкой подпятника. Эти прокладки приходится устанавливать в следующих случаях.

Принятая на заводах технология изготовления роторов предусматривает совместную окончательную обработку втулки подпятника, совмещенной со втулкой верхнего направляющего подшипника и вала. При этом стараются обеспечить перпендикулярность основания втулки подпятника к ее боковой поверхности и к оси вала.

Несмотря на тщательность выполнения этой операции, технологические погрешности обработки (даже лежащие в пределах допусков) могут привести к недопустимому бою фланца вала генератора (рис. 2,а) из-за значительной величины отношения вылета вала к наружному диаметру вращающегося диска $\left(\frac{l}{d}\right)$.

Бой фланца, как было указано выше, устраняется установкой односторонних прокладок между вращающимся диском и втулкой подпятника. Толщина этих прокладок определяется по формуле

$$h = \frac{a}{2} \cdot \frac{d}{l}, \quad (1)$$

где h — толщина прокладки (максимальная);
 a — двойной бой фланца вала генератора, измеренный индикатором;
 d — диаметр вращающегося диска;
 l — расстояние от нижней плоскости фланца вала до вращающегося диска.

Проложенные односторонние прокладки, как это видно из рис. 2,б, не создают никакого боя как втулки подпятника, так и самого вала генератора.

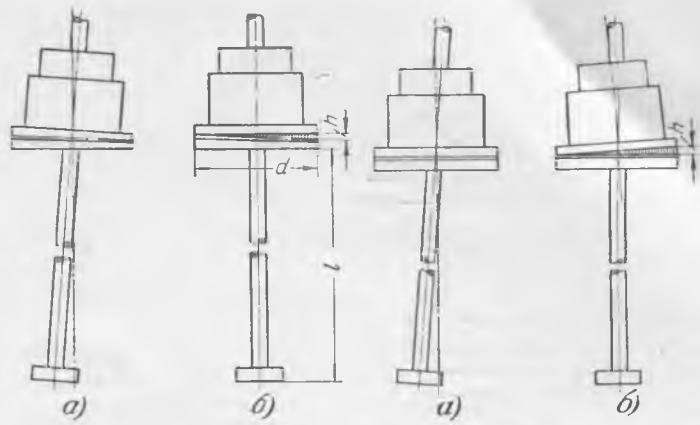


Рис. 2. Исправление перекоса линии вала, вызванного технологическими погрешностями при обработке уступа подпятника.
 a — до установки прокладок;
 $б$ — после установки прокладок.

Рис. 3. Исправление перекоса линии вала, вызванного ослаблением посадки втулки подпятника.

a — до установки пр.кладок;
 $б$ — после установки прокладок.

2. Установка односторонних клиновидных прокладок может быть вызвана и несовпадением оси втулки подпятника с осью генераторного вала (рис. 3,а). Несовпадение осей обычно является следствием ослабленной посадки втулки подпятника на вал при наличии разности в толщине (конусности) половинок запорного кольца втулки подпятника. Этот случай сравнительно часто встречается в практике монтажа гидрогенераторов средней мощности и приводит к тому, что втулка подпятника не занимает относительно вала то положение, которое она занимала при совместной обработке на заводе.

Односторонние прокладки, установленные между вращающимся диском и втулкой подпятника для устранения боя генераторного фланца, приводят в данном случае к бою самой втулки подпятника (рис. 3,б).

При этом бой по обе стороны той горизонтальной плоскости, в которой находится точка пересечения оси втулки с осью вала (нейтральной плоскости), имеет различные знаки. Величина боя в различных плоскостях втулки зависит от толщины односторонней прокладки и от расстояния между нейтральной плоскостью и плоскостью измерения. Эту зависимость легко выразить формулой

$$\frac{a}{2} = \frac{h \cdot m}{d}, \quad (2)$$

где a — двойной бой втулки подпятника, измеренный индикатором;
 h — толщина клиновидной прокладки (максимальная);
 m — расстояние между точкой измерения боя и нейтральной плоскостью;
 d — диаметр вращающегося диска.

Как известно, бой втулки верхнего направляющего подшипника (втулки подпятника в данном случае) скажется в первую очередь на перегреве сегментов верхнего направляющего подшипника и на вибрации верхней крестовины. При этом как перегрев, так и вибрация будут иметь место в том случае, если величина боя в пределах рабочей части втулки (от a до $б$, рис. 4) не превысит допустимую величину для данного типа гидрогенера-

Рабочий участок
втулки

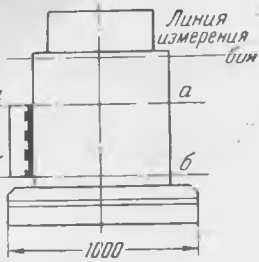


Рис. 4. Втулка подпятника и направляющий сегмент.

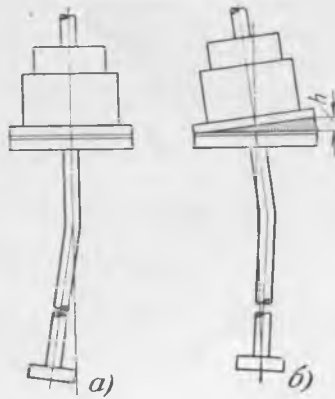


Рис. 5. Устранение боя фланца вала, вызванного искривлением линии вала.

а—до установки прокладок;
б—после установки прокладок.

торов. Так как не всегда удается измерить бой непосредственно в рабочей части втулки из-за ограниченности места, удобно измерить бой втулки в каком-либо одном доступном месте, а затем, пользуясь соотношением (2), определить величину боя на рабочем участке для сравнения его с допустимыми величинами.

Следует отметить, что при измерении боя втулки индикатором это измерение случайно может быть произведено в нейтральной плоскости, что приведет к ошибочному заключению об отсутствии боя втулки по всей длине. Во избежание этого следует измерить дополнительно бой в какой-либо второй плоскости, отстоящей от первой на некотором расстоянии. Только отсутствие боя и во второй плоскости доказывает отсутствие боя по всей длине втулки. Второе измерение одновременно позволит судить о месторасположении нейтральной плоскости относительно точки измерения: нейтральная плоскость располагается по направлению меньшего по величине боя.

Необходимость установки дополнительных клиновидных прокладок может быть вызвана также изгибом линии вала генератора в какой-либо точке, расположенной между фланцем и втулкой подпятника. Наиболее часто точка искривления оси вала располагается между ротором и верхним направляющим подшипником, т. е. в наиболее тонкой части вала генератора.

Как видно из рис. 5, для устранения боя фланца приходится устанавливать односторонние прокладки между вращающимся диском и втулкой подпятника до тех пор, пока фактическая ось вращения ротора не будет проходить через втулку подпятника и фланец генератора. При этом создается бой как втулки подпятника, так и самого вала из-за несовпадения оси вращения ротора с осями втулки и вала, представляющими в данном случае одну общую ось. Через точку пересечения указанных выше осей проходит нейтральная плоскость с нулевым боем.

На работу гидрогенератора в основном будет влиять бой рабочей части втулки, так как влияние боя самого вала можно устранить проточкой коллекторов возбuditеля и подвозбудителя, а также контактных колец на валу и дополнительной динамической балансировкой машины.

Аналогично предыдущему случаю бой в различных плоскостях зависит от толщины односторонней прокладки и от расстояния между нейтральной плоскостью и точками измерения боя при данном диаметре вращающегося диска.

Для определения величины боя на рабочей части направляющей втулки можно пользоваться той же формулой (2).

В тех случаях, когда обнаруживается недопустимый по величине бой рабочей поверхности направляющей втулки верхнего подшипника, существуют два наиболее простых способа его устранения.

1. Проточка рабочей поверхности направляющей втулки на станке. При этом за основание втулки подпятника следует принимать вращающийся диск с проложенными односторонними клиновидными прокладками между втулкой и диском, а для сохранения фактической оси вращения установку втулки на станке производить по измеренным и пересчитанным величинам боя в нескольких плоскостях.

2. Создание искусственного обратного перегиба втулки подпятника на валу путем применения специальных клиновидных запорных колец (сухарей), если это допускается обработочными допусками внутреннего диаметра втулки и наружным диаметром вала в месте насадки втулки на вал.

В заключение необходимо обратить внимание на практическое осуществление измерений боя втулки подпятника или вала генератора в его верхней части.

Для проверки боя фланца устанавливаются временно только сегменты верхнего направляющего подшипника с наименьшим возможным зазором между втулкой и направляющими вкладышами.

Проверку боя втулки подпятника следует производить после соединения валов агрегата. При этом временно устанавливаются (с наименьшим возможным зазором) только нижний и турбинный направляющие подшипники.

Для поворота вала генератора можно пользоваться простым крестообразным разъемным приспособлением (разъемный хомут, изготовленный из трубы большого диаметра с приваренными крест-накрест четырьмя трубами небольшого диаметра), которое надевается непосредственно на вал, между нижним направляющим подшипником вала генератора и направляющим подшипником турбины.

Для облегчения троганья с места рекомендуется поворачивать ротор во время его опускания на подпятник. Подъем ротора и его опускание следует производить гидравлическими тормозами-домкратами.

Вывод

Учитывая, что проверка боя втулки подпятника и верхнего конца вала генератора, занимая сравнительно немного времени, позволяет в ряде случаев предотвратить серьезные неполадки в работе гидрогенераторов, следовало бы включить указанную выше проверку в технологический процесс монтажа подвесных гидрогенераторов средней мощности.

Опыт совмещения строительных и монтажных работ

Инж. И. В. Никифоров

До последнего времени монтаж гидросилового оборудования гидростанций начинался обычно после окончания основных строительных работ, т. е. после возведения здания гЭС до подкрановых путей машинного зала. Затем монтировались подъемные краны машинного зала и по мере их готовности начинался монтаж основных узлов гидроагрегатов.

Именно так намечалось первоначальным планом вести работы на одном строительстве крупной гидроэлектростанции.

Позднее была разработана и применена новая технология монтажа основного оборудования, основанная на максимальном совмещении строительных и монтажных работ.

По этой технологии весь процесс совмещения строительно-монтажных работ по гидростанции разделялся на три этапа.

На первом этапе параллельно строительным работам по укладке железобетона подводной части здания гЭС шел монтаж закладных частей турбин и металлоконструкций щитовых и шандорных устройств.

В этот период оборудование подавалось к месту монтажа с бетоновозной эстакады и устанавливалось на место с помощью 10-т порталного крана бетоноукладчика. Наиболее тяжеловесные детали — четвертины статоров турбин и верхних колец направляющих аппаратов — устанавливались 45-т железнодорожным краном.

Такое совмещение строительно-монтажных работ в блоке позволило значительно ускорить готовность подводной части здания гидростанции к приему напора воды как по нижнему, так и по верхнему бьефу.



Рис. 1. Внешняя монтажная площадка.

На втором этапе, в то время как строители широким фронтом возводили надводную часть здания гидростанции, монтажники на специально оборудованной внешней сборочной площадке провели большую работу по сборке мостовых кранов машинного зала и укрупнению основных узлов оборудования первого агрегата с тем, чтобы по готовности подкрановых путей машинного зала подать их туда для установки на место.

Монтажная площадка размером 35×80 м была организована в торце здания гидростанции, на расстоянии 250 м от него, на месте будущей земляной плотины, на отметке пола машинного зала (рис. 1). Она была связана подъездными железнодорожными путями со складом оборудования и пятью нитками специальной железнодорожной колеи — со зданием гидростанции.

На площадке были оборудованы помещения для подготовки стали обода ротора к сборке, кладовые, служебные помещения, компрессорная станция и сварочные посты.

Монтажные работы на внешней площадке выполнялись с помощью гусеничного 15-т крана, автокрана, а по мере надобности подавался 45-т железнодорожный кран.

Кроме того, на площадке были установлены подъемные козлы грузоподъемностью 75 т, что вполне обеспечивало производство сборочных работ по принятой технологии.

На этой площадке была проведена сборка основных узлов первого агрегата, в том числе рабочего колеса турбины диаметром 6 600 мм, весом 150 т, с шестью поворотными лопастями, крышки турбины весом 30 т, обода ротора генератора диаметром 9 130 мм, весом 174 т и других узлов, а также двух мостовых кранов машинного зала грузоподъемностью 150/30 т, весом по 130 т каждый.

Сборка крестовин генераторов, подпятников и некоторых мелких узлов агрегата, а также металлоконструкций здания станции производилась на дополнительной площадке, расположенной на территории склада оборудования, откуда собранные узлы на железнодорожных платформах подавались к месту установки.

Впервые в монтажной практике рабочее колесо турбины было собрано на внешней монтажной площадке.

По обычной технологии завода-изготовителя сборка рабочих колес такого веса и габаритов производилась на монтажной площадке здания гидростанции мостовыми кранами. Вначале втулка колеса ставится на монтажные тумбы низом кверху и в таком положении производится установка рычагов, цапф, крестовины и других дета-

лей, затем ее раскантовывают в рабочее положение и продолжают окончательную сборку колеса.

По новой технологии это рабочее колесо было собрано без кантовки втулки. Сборка производилась на специально изготовленной вагонетке и на этой же вагонетке собранное колесо было перемещено с внешней монтажной площадки в машинный зал для установки на место.

Сборочная вагонетка (рис. 2) состоит из сварной рамы размером $3\,400 \times 6\,000$ мм, изготовленной из швеллеров. Поверх рамы установлен стальной лист толщиной 60 мм, в котором вырезано отверстие для установки втулки, соответствующее размеру нижней части втулки колеса.

Рама вагонетки опирается на четыре двухколесные тележки грузоподъемностью по 50 т каждая, установленные на две нитки железнодорожной колеи. Тележки вагонетки были временно использованы от трехтонных порталных кранов бетоноукладчиков.

Основной трудностью в сборке рабочего колеса без кантовки втулки явились подача и установка на место рычагов лопастей, так как диаметр расточки нижней части втулки на 500 мм меньше диаметра расположения рычагов в проектном положении; кроме того, высотное положение втулки колеса на вагонетке и расстояние между тележками вагонетки по ширине значительно меньше, чем габаритные размеры устанавливаемых деталей.

В связи с этим установку рычагов во втулку колеса пришлось производить попарно, на специально изготовленном раздвижном подъемном приспособлении (рис. 3).

Кроме того, между железнодорожными путями вагонетки была сделана монтажная яма размером $3\,000 \times 2\,000 \times 1\,500$ мм, которая обеспечила возможность подачи детали во втулку рабочего колеса снизу и установку их на место.

Втулка рабочего колеса весом 40 т ставилась с помощью железнодорожного крана на сборочную вагонетку и под тяжестью собственного веса надежно опиралась наружной конусной частью на восемь боковых кронштейнов, укрепленных на перекрытии вагонетки.

Первая пара рычагов вместе с серьгами устанавливалась на раздвижное подъемное приспособление и опускалась в монтажную яму, затем сборочную вагонетку с втулкой рабочего колеса накатывали на яму. После этого подъемное приспособление с рычагами через центральное отверстие втулки штропилось за гусеничный кран и поднималось вверх.

Минуя нижнюю расточку втулки колеса, рычаги на своем приспособлении раздвигались до нужного диаметра и поднимались дальше до совпадения оси расточки рычага с осью цапфы рычага. В это время вторым краном брали поочередно цапфы рычагов и устанавливали их на место во втулку.

После установки цапф рычагов освободившееся раздвижное приспособление опускали в монтажную яму, а вагонетку с втулкой рабочего колеса откатывали в сторону, затем готовили для установки следующую пару рычагов и цапф.

Аналогичным путем были установлены на место и другие детали рабочего колеса: крестовина, средний конус и днище.

Дальнейшая сборка колеса шла по обычной технологии.

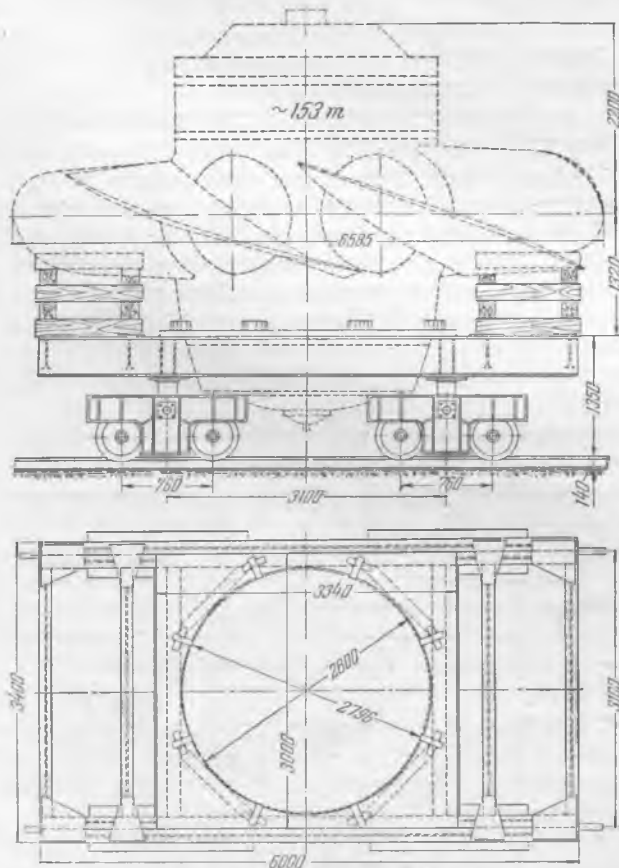


Рис. 2. Сборочная вагонетка.

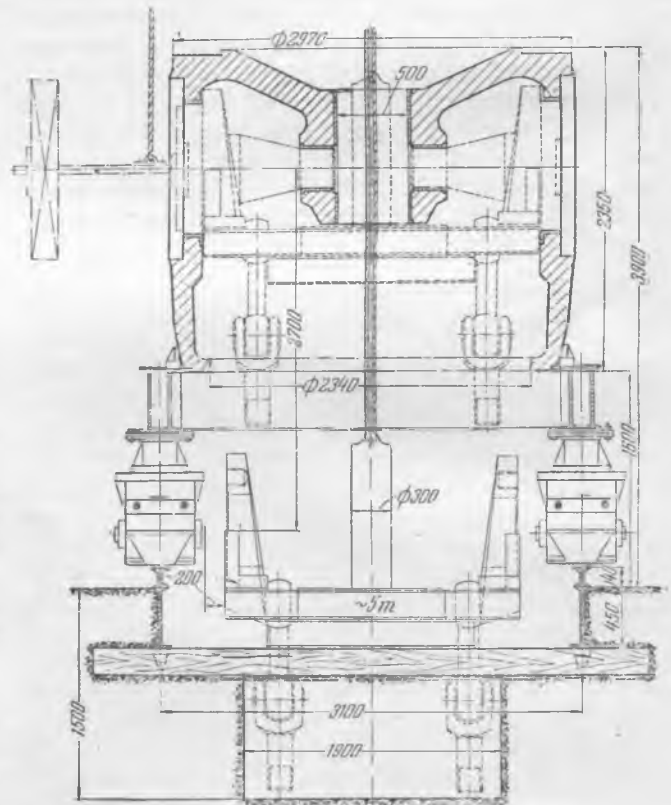


Рис. 3. Раздвижное подъемное приспособление.



Рис. 4. Собранное рабочее колесо турбины в машинном зале.

По окончании сборки уплотнение рабочего колеса было подвергнуто гидравлическому испытанию и колесо в собранном виде подготовлено для перемещения в машинный зал (рис. 4).

В это же время на внешней монтажной площадке был собран второй крупный узел агрегата — обод ротора генератора (рис. 5). Этот, самый большой по весу узел агрегата был собран на такой же подвижной вагонетке, как и рабочее колесо, и по окончании сборки успешно перемещен на монтажную площадку в машинный зал,



Рис. 5. Собранный обод ротора генератора на внешней монтажной площадке.

где произведены были навешивание полюсов и подготовка его к опусканию на место.

Наиболее сложными были сборка двух мостовых кранов машинного зала на подвижной эстакаде и подача их в собранном виде поочередно с внешней монтажной площадки на подкрановые пути машинного зала гидростанции.

Подвижная эстакада представляла собой металлическую конструкцию высотой 12 м соответственно расположению подкрановых путей машинного зала (рис. 6).

Для изготовления подвижной эстакады были временно использованы два портала с тележками от трех порталных кранов и на них дополнительно была установлена металлическая ферма разме-

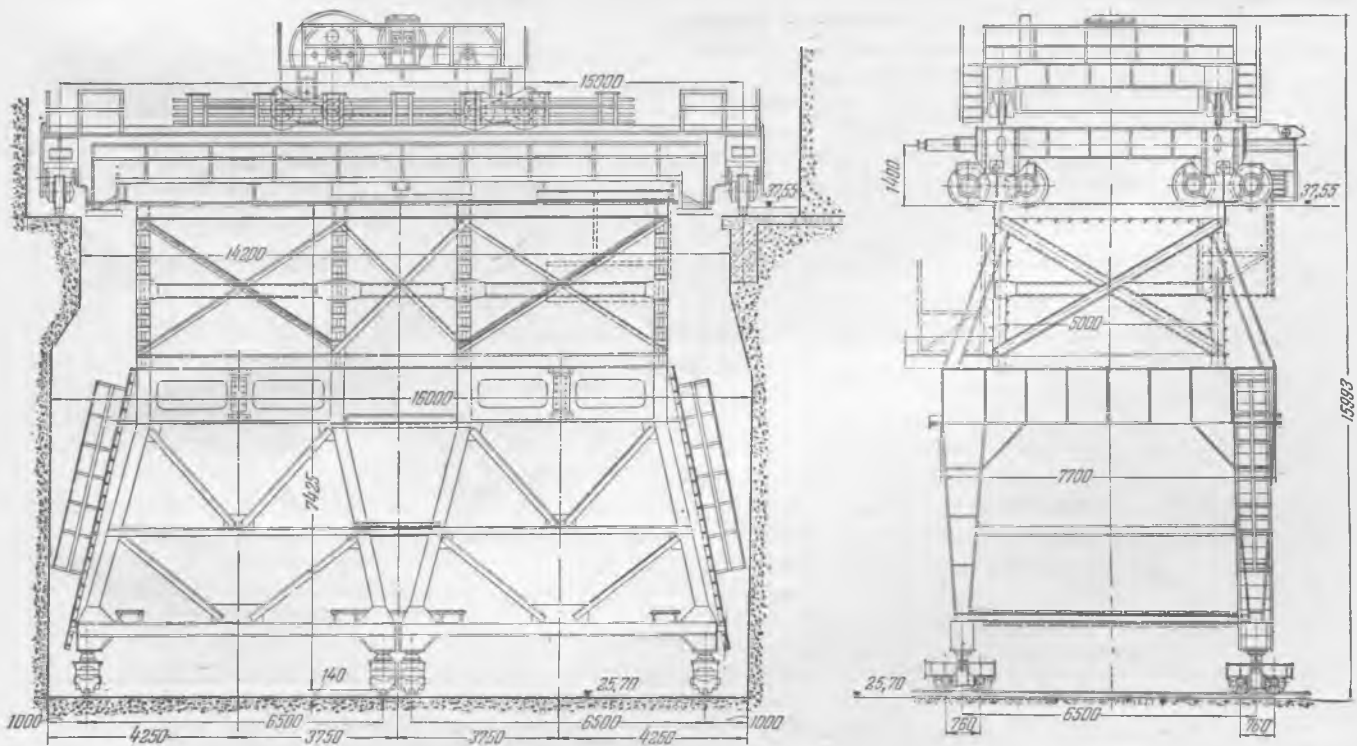


Рис. 6. Подвижная эстакада.

ром $12 \times 5 \times 4,5$ м. Вся эта жестко связанная между собой подвижная конструкция покоилась на четырех нитках специальной железнодорожной колеи.

Основные узлы крана собирались под козлами на временных железнодорожных путях и затем последовательно поднимались на подвижную эстакаду.

Вначале собранный мост крана с помощью козел поднимали на нужную высоту, затем под него подвели подвижную эстакаду и устанавливали его на эстакаде так, чтобы ходовые колеса крана совпадали с расположением подкрановых путей машинного зала.

Затем эстакаду с мостом перемещали в сторону и освободившимися козлами поднимали тележку моста с тем, чтобы установить ее на место в рабочее положение (рис. 7).

Сборка и монтаж электрической части крана продолжались на передвижной эстакаде с помощью обычной ручной лебедки.

По готовности подкрановых путей машинного зала первый мостовой кран в окончательно собранном виде был успешно перемещен с внешней площадки в машинный зал и установлен на свои подкрановые пути, а через несколько дней пущен в эксплуатацию.

Вскоре на освободившейся эстакаде был также успешно перемещен в машинный зал и пущен в эксплуатацию второй мостовой кран.

Затем в машинный зал была подана первая четвертина статора генератора и с помощью мостового крана установлена в кратер на место (рис. 8).

Этим было положено начало третьего этапа совмещения строительно-монтажных работ в машинном зале гЭС. Дальнейший монтаж агрегатов шел параллельно с работами по завершению строительных работ по всему зданию гидроэлектростанции.

После установки статора генератора с внешней монтажной площадки в машинный зал подали рабочее колесо турбины (рис. 4) и на второй день его установили на место в шахту турбины. По-

следовательно стали поступать в монтаж и другие укрупненные узлы первого агрегата — крышка турбины, опора пяты, подпятник, маслonaпорная установка и т. д.

По истечении месяца после подачи в машинный зал первого собранного узла оборудования первый агрегат мощностью 41 тыс. кВт был закончен монтажом и пущен, а еще через 20 дней после окончания испытания и наладки был включен под нагрузку. Второй агрегат принял нагрузку через 2 недели, а через месяц был включен в работу и третий агрегат.

Метод совмещения строительно-монтажных работ полностью себя оправдал, он ускорил пуск гидроэлектростанции на три с лишним месяца.

По старой технологии и утвержденным графикам монтажных работ пуск первого агрегата был возможен через 125 календарных дней после готовности подкрановых путей машинного зала. По новой технологии, основанной на совмещении монтажных работ со строительными, пуск первого агрегата был выполнен через 38 дней после того, как на подкрановые пути машинного зала был надвинут первый мостовой кран, собранный на внешней площадке.

По старой технологии только сборка мостовых кранов машинного зала и монтаж их электрической части требовали свыше 2 мес. после готовности подкрановых путей машинного зала. По новой технологии мостовые краны были собраны на внешней площадке и вошли в эксплуатацию через 5 дней после готовности подкрановых путей машинного зала.

По обычной технологии на сборку рабочего колеса турбины, ротора генератора и других узлов агрегата требуется 40—45 календарных дней после готовности мостовых кранов машинного зала. По новой же технологии собранные на



Рис. 7. Подъем тележки крана на подвижную эстакаду.



Рис. 8. Четвертина статора генератора в машинном зале до установки в кратер турбоагрегата.

внешней площадке узлы агрегата после готовности мостовых кранов сразу устанавливались на место в блоке агрегата.

Такое совмещение строительно-монтажных работ не только позволило ускорить ввод агрегатов, но и дало большой экономический эффект, позволило более рационально использовать монтажные кадры и, как показал результат годичной эксплуатации гидростанции, обеспечить хорошее качество монтажных работ.

Осуществление работ по новой технологии встретило ряд трудностей и прежде всего потому, что проектными организациями не было предусмотрено широкое совмещение монтажных работ со строительными, в результате чего бетоновозная эстакада была расположена по зданию гидростанции так, что закрывала доступ в кратер турбины, чем усложняла установку ее закладных частей. Проектом работ не была предусмотрена и внешняя сборочная площадка. Эта площадка и все приспособления для монтажа и особенно для перемещения собранных узлов в машинный зал

создавались на ходу, в процессе работы, силами самих монтажников.

В связи с тем, что в ближайшие годы предстоит смонтировать сотни тысяч тонн гидросилового оборудования и металлоконструкций, организация строительно-монтажных работ приобретает еще большее значение.

Это обстоятельство обязывает проектные организации всесторонне учитывать весь комплекс предстоящих работ по каждому объекту и предусматривать необходимые средства для его выполнения.

На крупных многоагрегатных гидростанциях необходимо, кроме внешних площадок, заранее предусмотреть организацию сборочных цехов для укрупнения узлов агрегата, расположенных в непосредственной близости от здания гидростанции, с постоянным крановым оборудованием и другими необходимыми устройствами для сборки и перемещения собранных узлов оборудования в блок агрегата.



Электродуговая сварка труб малых диаметров

Н. В. Соснин и С. С. Якобсон

В первый период эксплуатации котлов высокого давления часто наблюдается образование свищей в стыках водяных экономайзеров, что приводит к вынужденной остановке котла для исправления дефекта.

Исследования рядом организаций газосварных стыков показали, что свищи чаще всего образуются в местах неровностей на внутренней поверхности сварного шва в виде непровара, незаделанного замка шва, местной трещины. Быстрому росту свища способствуют крупнозернистая структура металла шва, загрязнение наплавленного металла окислами и шлаком, наличие газовых пор, а также и другие дефекты шва.

Появление свищей именно в стыках водяных экономайзеров (а не в стыках пароперегревателей и экранных труб) объясняется тем, что работа водяных экономайзеров котлов высокого давления протекает в условиях значительных колебаний температур, вызывающих большие внутренние напряжения в металле. Кроме того, очевидно, на образование свищей влияет кислая агрессивная среда, в которой работают водяные экономайзеры. Низкой химической стойкостью обладают места оксидных включений и несплошности в виде газовых пор и раковин.

При газовой сварке первый корневой слой шва, который внутри трубы не защищен пламенем горелки, энергично окисляется воздухом и приобретает рыхлое строение с включениями окислов. В водной среде, в которой работают трубы водяных экономайзеров, при наличии в сварном шве трещин и крупнозернистой структуры происходит процесс его быстрого разрушения.

На основании результатов этих исследований можно сделать общий вывод, сводящийся к тому,

что для предотвращения образования свищей в сварных стыках труб водяных экономайзеров котлов высокого давления следует предъявлять к этим сварным соединениям более жесткие требования, чем к сварным соединениям экранных и пароперегревательных труб.

Применительно к газовой сварке стыков водяных экономайзеров разработаны следующие рекомендации, направленные на предотвращение образования свищей:

1) сборку стыков следует производить в центrovочных приспособлениях с целью обеспечения правильной сборки, исключая возможность взаимного смещения осей труб;

2) в качестве присадки надо применять молибденовую проволоку марки свVIII(15М) с целью получения мелкозернистого и плотного металла шва;

3) сварку производить с обязательной пролудкой кромок на участке 10—15 мм для обеспечения полного провара стыка без образования графа внутри трубы;

4) сварка должна выполняться с применением ацетилена, полученного из чистого карбида или прошедшего очистку с помощью гератоля, и при постоянном давлении газов.

Однако даже при строгом соблюдении указанной технологии газовая сварка дает сварное соединение более низкого качества, чем электродуговая. Поэтому радикальным способом борьбы с образованием свищей в сварных швах водяных экономайзеров котлов высокого давления является применение электродуговой сварки вместо газовой.

Применение электродуговой сварки принято ограничивать трубами диаметром 76—83 мм (при

толщине стенки 4—5 мм), идущими для экранов котлов. При меньшем диаметре и толщине стенки трубы до сих пор обычно применяется газовая сварка. Объясняется это главным образом тем предубеждением против электродуговой сварки со стороны производителей, которое сохранилось с начального периода внедрения сварки в энергетике, когда даже стационарные трубопроводы соединялись с помощью газовой сварки.

Применение электродуговой сварки малых труб тормозится также отсутствием электродов нужных диаметров. Поэтому до сих пор освещены в литературе и в официальных инструктивных материалах вопросы, касающиеся только газовой сварки труб экономайзеров.

Однако высокие качества электросварных соединений настоятельно требуют расширения области применения электродуговой сварки и для труб малых диаметров.

Опыт ряда монтажных организаций за последние 1,5—2 года позволяет сделать вывод о возможности успешного применения электродуговой сварки труб диаметром 38—42 мм экономайзеров и пароперегревателей. Несмотря на меньшую маневренность электродуговой сварки по сравнению с газовой, при наличии электродов диаметром 2,5—3 мм ею можно осуществить сварку всех монтажных стыков труб экономайзеров и пароперегревателей отечественных котлов.

Замена газовой сварки электродуговой на стыках водяных экономайзеров котлов высокого давления позволяет почти полностью исключить опасность образования свищей.

На одной из строящихся электростанций при монтаже котлов ТП-230 стыки водяных экономайзеров на трех котлах были выполнены газовой сваркой, а на четвертом котле — электродуговой. За время наладки и в первый период эксплуатации первые три котла имели в среднем по шести остановок из-за появления свищей в стыках водяных экономайзеров, а последний котел — всего лишь одну, причем вырезанный стык со свищем имел явный брак в виде непровара по всей окружности.

Результаты механических испытаний сварных стыков труб диаметром 38 × 4 мм из стали марки 20, выполненных электродуговой и газовой сваркой, приведены в таблице.

Вид сварки	Присадочный материал	Предел прочности, кг/мм ²	Угол загиба, град.
Газовая . . .	15М	$35,9 \div 46,3$	$102 \div 180$
		41,9	152
Электродуговая	ЦМ-7	$41,2 \div 44,3$	180
		42,3	

Примечание. В числителе даны предельные значения, в знаменателе — среднее арифметическое из восьми образцов.

Как видно из этой таблицы, электродуговая сварка дает более стабильные результаты по пределу прочности и углу загиба, с более высокими средними значениями этих показателей.

Металлографические исследования также подтверждают преимущества электродуговой сварки перед газовой. Сварной шов при сварке качественными электродами не имеет, как правило,

дефектов, присущих газосварному шву: газовых пор, включений окислов, рыхлости металла корня шва, крупнозернистой структуры.

В случае применения для труб диаметром 38—42 мм электродов диаметром 2,5—3 мм сечение шва получается меньшим, чем при газовой сварке. Объяснить это можно тем, что вследствие более концентрированного нагрева дуговая сварка позволяет держать ванну жидкого металла меньшего размера и тем самым уменьшить количество расплавляемого основного металла. Благодаря этому угол раскрытия шва под дуговую сварку может быть уменьшен до 60—70° против 90° под газовую сварку.

Однако следует иметь в виду, что в случае сварки труб малых диаметров электродами диаметром 4 мм и более, помимо усложнения техники сварки и появления опасности прожога или непровара корня шва, значительно увеличивается сечение шва. Макроснимки сечений сварных швов, выполненных электродами 3 и 4 мм, показаны на рис. 1. Там же для сравнения приведен макроснимок сечений газосварного шва. Наименьшее сечение шва получается при электродуговой сварке электродами 3 мм.

Кислородно-ацетиленовая сварка имеет менее сосредоточенный нагрев, чем электродуговая. Поэтому зона термического влияния при газовой сварке значительно больше, чем при электродуговой, и достигает 25 ÷ 30 мм ширины по обе стороны шва.

Вследствие того что температура кислородно-ацетиленового пламени меньше температуры сварочной дуги, время, необходимое для расплавления одинакового объема металла, при газовой сварке больше, чем при электродуговой. Это приводит, во-первых, к перегреву металла, а во-вторых, к уменьшению скорости сварки.

Кислородно-ацетиленовое пламя при неправильном соотношении кислорода и ацетилена или в случае загрязнения газов оказывает отрицательное химическое действие на металл шва, приводит к окислению или науглероживанию, к выгоранию углерода, марганца и кремния, к образованию шлаковых включений и пор. Поэтому при газовой сварке надо все время следить за состоянием пламени и тщательно регулировать его состав.

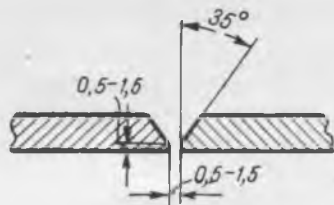
На монтажных площадках не всегда возможно



Рис. 1. Макроснимки сварных соединений труб диаметром 38 × 4,5 мм.

а — электродуговая сварка электродами диаметром 3 мм; б — электродуговая сварка электродами диаметром 4 мм; в — газовая сварка.

Рис. 2. Конструкция стыка труб диаметром $38 \div 42$ мм под электродуговую сварку.



добиться условий, обеспечивающих нужное соотношение газов и их очистку. Отсутствие герметола для очистки ацетилена часто приводит к тому, что применяется ацетилен с повышенным содержанием вредных примесей (серы и фосфора).

Электродуговая сварка толстообмазанными электродами свободна от этих недостатков, и поэтому качество электросварного шва выше газосварного.

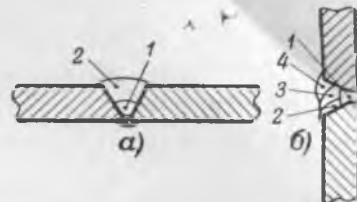
Электродуговая сварка труб диаметром 38 и 42 мм с толщиной стенки $3,5 \div 5$ мм экономайзеров и пароперегревателей должна выполняться электродами диаметром $2,5 \div 3$ мм. Марка электродов подбирается в зависимости от марки труб: для углеродистых труб, изготовленных из стали марки 20, берутся электроды ЦМ-7, для хромомолибденовых труб (15ХМ и 12МХ) — электроды ЦЛ-14. Стыки водяных экономайзеров котлов высокого давления с целью получения более мелкозернистой структуры рекомендуется сваривать электродами ЦЛ-6, дающими в наплавленном металле около 0,5% молибдена, который способствует размельчению зерна металла шва.

Кромки труб обрабатываются со скосом под углом 35° и притуплением $0,5-1,5$ мм. Сборка стыка под сварку производится в центровочном приспособлении, обеспечивающем соосность труб. Зазор между стыкуемыми трубами должен быть в пределах $0,5 \div 1,5$ мм (рис. 2). Трубы стыкуются, как правило, без подкладного кольца. Практика ряда монтажных организаций показала, что опытные электросварщики, имеющие навык в сварке труб малых диаметров, дают вполне доброкачественные сварные соединения стыков экономайзеров и пароперегревателей без подкладных колец.

Сварка электродами диаметром 3 мм производится током $105 \div 120$ а. Примерное расположение слоев и валиков для стыков труб диаметром 38 и 42 мм показано на рис. 3. Даже при толщине стенки 3,5 мм следует накладывать не менее двух слоев, так как при однослойной сварке появляется опасность непровара корня шва или образования грата.

Стыки пароперегревательных труб, изготовленных из хромомолибденовых сталей, должны после сварки подвергаться термообработке с целью снятия напряжений. Режим термообработки в соответствии с «Временными руководящими указа-

Рис. 3. Примерное расположение слоев и валиков при электродуговой сварке вертикального (а) и горизонтального (б) стыков труб диаметром $38 \div 42$ мм.



ниями», согласованными с Главной инспекцией котлонадзора, следующий: нагрев до температуры $680-710^\circ\text{C}$, выдержка при этой температуре из расчета 3 мин. на 1 мм толщины стенки, медленное охлаждение до 300°C со скоростью $13-15^\circ\text{C}$ в минуту (в слое асбеста). Нагрев производится газосварочной горелкой.

Приведенная конструкция стыка и режим электродуговой сварки труб пароперегревателей и экономайзеров были проверены в течение 1952—1953 гг. на ряде монтажей на котлах ТП-170 и ТП-230. Однако повсеместный переход с газовой сварки стыков труб экономайзеров и пароперегревателей на электродуговую тормозится отсутствием электродов диаметром 3 мм.

Выводы

1. Электродуговая сварка стыков труб экономайзеров и пароперегревателей позволяет улучшить качество сварных соединений по сравнению с газовой сваркой. В стыках водяных экономайзеров котлов высокого давления, выполненных электродуговой сваркой, не появляются в процессе эксплуатации свищи.

2. Положения стыков труб экономайзеров и пароперегревателей на котлах ТП-170 и ТП-230, так же как и на других котлах отечественного производства, позволяют перевести все монтажные стыки с газовой сварки на электродуговую.

3. Электродуговая сварка труб экономайзеров и пароперегревателей с точки зрения техники выполнения не представляет каких-либо трудностей для квалифицированных сварщиков и может быть ими освоена в течение нескольких дней. Однако следует иметь в виду, что к производственной сварке должны допускаться сварщики, прошедшие достаточную тренировку по сварке труб малых диаметров и обеспечивающие хороший провар корня шва без образования грата.

4. Для широкого внедрения электродуговой сварки труб малых диаметров необходимо организовать производство электродов диаметром $2,5 \div 3$ мм, так как в настоящее время ощущается острый недостаток в них.

5. Организация работ при электродуговой сварке упрощается в связи с тем, что отпадает необходимость в очистке газа и в поддержании постоянного давления в газовых магистралях.



Балансировка роторов с большим небалансом

Инж. Ю. И. Азбукин

При устранении вибрации турбогенератора ремонтный персонал, убедившись в неуравновешенности ротора, предпринимает его балансировку в собственных подшипниках при рабочей скорости вращения.

Бывают случаи, когда даже квалифицированному персоналу, применяющему совершенную балансировочную аппаратуру, не удается снизить вибрацию подшипников, несмотря на многочисленные пуски турбогенератора.

Для исключения возможного влияния на вибрацию неправильной центровки роторов или дефектов муфты балансировку продолжают, разъединив роторы и вращая генератор как синхронный двигатель.

Когда и этот способ не приводит к успеху, причину неудачи пытаются объяснить резонансом фундамента, смещением отдельных деталей ротора, якобы происходящим при больших скоростях вращения, и другими причинами.

Такие выводы иногда приводят к капитальной перделке фундамента, пересадке бандажей на роторе генератора и другим трудоемким работам, не дающим, однако, также никаких результатов.

Исследование вибрации таких машин обычно выявляет следующие характерные признаки:

1. Кривая вибрации (при записи ее приборами типа ВР, Аскания, Кембридж или Гейгер) имеет характер правильной синусоиды, иногда острой конечной формы из-за большой величины амплитуды и недостаточной скорости движения ленты прибора (рис. 1). Частота вибрации синхронна скорости вращения ротора.

2. Вибрация подшипников при вращении ротора с критической скоростью значительно выше, чем при работе машины с нормальной скоростью вращения (рис. 2).

3. Даже при сравнительно умеренных (хотя и превышающих нормированные величины) значениях вибрации подшипников заметна вибрация фундамента, а иногда и всего здания станции.

Балансировка ротора в собственных подшипниках при рабочей скорости вращения в сборе

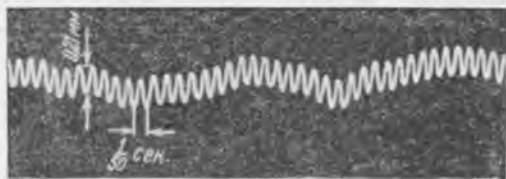


Рис. 1. Виброграмма вертикальной вибрации подшипника (со стороны турбины) в режиме холостого хода без возбуждения (генератор 16 тыс. квт, 3000 об/мин, небаланс ротора 9,35 кг на радиусе 338 мм, вес ротора 15 т).

с турбиной или в режиме синхронного двигателя протекает примерно в следующем порядке.

Балансируют одну из сторон ротора каким-либо из известных способов (методом одного или трех пусков), при этом удается несколько снизить вибрацию подшипника, расположенного с балансируемой стороны ротора.

Однако по достижении некоторого предела (обычно превышающего допустимые величины вибрации) всякие дальнейшие изменения веса и положения грузов, улучшая вибрацию ближнего

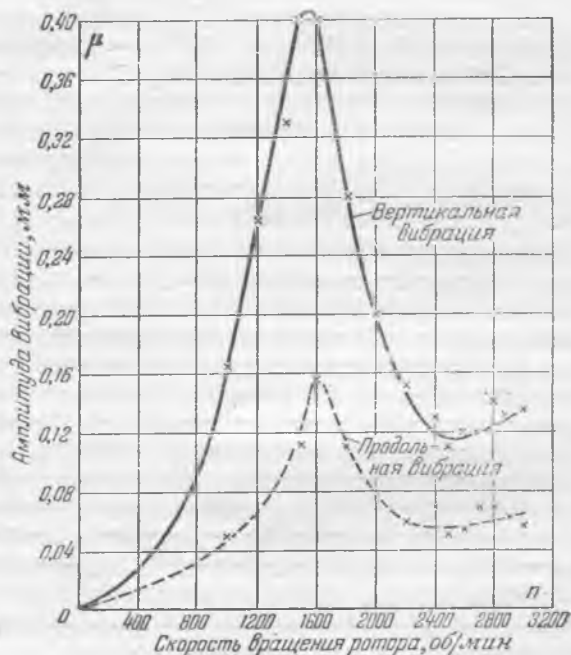


Рис. 2. Зависимость амплитуды вибрации подшипника (со стороны турбины) от скорости вращения ротора (генератор 16 тыс. квт, 3000 об/мин, при работе на холостом ходу в режиме синхронного двигателя; небаланс ротора 9,35 кг на радиусе 338 мм, вес ротора 15 т).

подшипника, вызывают одновременно резкое увеличение вибрации подшипника с другой стороны ротора. То же самое повторяется, несмотря на установку корректировочных грузов, вес которых определяется известным расчетным путем (табл. 1).

Иногда установка балансировочных грузов вызывает на подшипниках уменьшение вибрации в одном и одновременно увеличение ее в другом направлении, так что расчеты, основанные на таких противоречивых данных, приводят к прямо противоположным результатам. Убедившись в невозможности уравновесить ротор известными способами балансировки, персонал, поставленный

перед необходимостью любым путем успокоить машину, переходит обычно к опытному, бессистемному подбору балансирующих грузов.

Все это неизбежно увеличивает простой агрегата в ремонте, а также увеличивает непроизводительные расходы из-за многократных пусков машины¹. Был случай, когда генератор мощностью 16 тыс. кВт, 3 000 об/мин пускался с этой целью более 40 раз в режиме синхронного двигателя.

Впоследствии было установлено, что причиной вибрации машин в рассматриваемых случаях оказывался небаланс их роторов, преимущественно статический и при этом настолько большой, что центробежные силы, развиваемые им при рабочей скорости вращения, были соизмеримы с весами самих роторов.

Небаланс этот легко обнаруживался, как только балансировку роторов проводили на ба-

¹ Пуск агрегата средней мощности, доведение до рабочей скорости вращения и 15—20 мин. работы его в режиме холостого хода обходятся электростанции приблизительно в 500 руб.

лансировочном станке с качающимися опорами, а не в собственных подшипниках при рабочей скорости вращения.

В этих случаях одной балансировки на станке оказывалось недостаточно для того, чтобы обеспечить в дальнейшем совершенно спокойную работу машин (табл. 2).

Следует отметить, что в большей части приведенных в табл. 2 случаев (1, 4, 5, 6) основной причиной небаланса явились «балансирующие» грузы, установленные на роторах этих машин, в процессе неоднократных балансировок, принимавшихся в собственных подшипниках при рабочей скорости вращения. Только в двух случаях (2, 3) небаланс, повидимому, возник от неравномерного смещения катушек обмотки ротора, произошедшего из-за самоупрессовки изоляции после перемотки роторов, в процессе нормальной эксплуатации этих машин.

Указанные в табл. 2 машины хотя и работали до ремонта не спокойно, однако их сравнительно умеренные вибрации были значительно меньше тех, которые можно было бы ожидать от

Таблица 1

Изменения амплитуд вибрации подшипников генераторов при балансировке их роторов в собственных подшипниках в режиме синхронного двигателя (при большом небалансе)

Мощность генератора, тыс. кВт	Вес ротора, т	Подшипник	Амплитуды вибрации, мм						Вес груза и место его установки
			Перед установкой груза			После установки груза			
			Поперечная	Продольная	Вертикальная	Поперечная	Продольная	Вертикальная	
16	15	Со стороны турбины	0,12	0,02	0,22	0,01	0,02	0,02	1 250 г на радиусе 338 мм, со стороны турбины
		Со стороны возбuditеля	0,01	0,02	0,01	0,08	0,25	0,04	
12	9	Со стороны турбины	0,02	0,05	0,05	0,04	0,10	0,17	540 г на радиусе 300 мм, со стороны возбuditеля
		Со стороны возбuditеля	0,04	0,16	0,02	0,03	0,04	0,02	
4	4	Со стороны турбины	0,04	0,10	0,03	0,01	0,01	0,02	750 г на радиусе 230 мм, со стороны турбины
		Со стороны возбuditеля	0,03	0,05	0,01	0,13	0,11	0,07	

Таблица 2

Результаты балансировок на станке роторов с большим небалансом

Случай	Мощность генератора, тыс. кВт	Вес ротора генератора, т	Вес небаланса (на обе стороны ротора), обнаруженного на балансировочном станке, кг	Радиус расположения балансирующих грузов, мм	Центробежная сила, развиваемая небалансом при рабочей скорости вращения ротора		Амплитуды вибрации подшипников при холостом ходе, мм											
					т	% от веса ротора	Перед балансировкой на станке			После балансировки на станке			Подшипник со стороны турбины			Подшипник со стороны возбuditеля		
							Поперечная	Продольная	Вертикальная	Поперечная	Продольная	Вертикальная	Поперечная	Продольная	Вертикальная	Поперечная	Продольная	Вертикальная
					1	50	28	9,5	360	34	122	0,09	0,06	0,05	0,04	0,03	0,04*	0,02
2	40	26	5,48	415	22	88	0,02	0,04	0,04	0,08	0,18	0,04**	0,03	0,03	0,05	0,02	0,05	0,04**
3	35	25	3,1	380	12	48	0,01	0,02	0,01	0,08	0,12	0,10**	0,01	0,01	0,01	0,03	0,05	0,03**
4	24	19	5,25	400	21	110	0,05	0,06	0,10	0,11	0,16	0,14*	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03*
5	16	15	9,35	338	31	197	0,10	0,05	0,21	0,02	0,20	0,12*	0,01	0,01	0,01	0,04	0,04	0,03**
6	12	9,5	3,26	300	9,75	103	0,02	0,08	0,10	0,07	0,10	0,04*	0,01	0,03	0,03	0,02	0,04	0,03**

* При работе в режиме синхронного двигателя.

** При работе с турбиной.

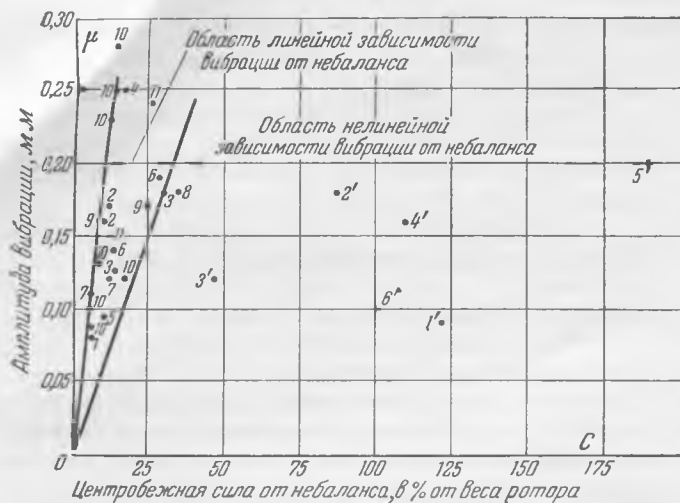


Рис. 3. Зависимость амплитуды вибрации подшипников от величины небаланса ротора для разных типов генераторов при 3000 об/мин.

1 — АЕГ 17,5 тыс. квт; 2 — С-Ш. 16 тыс. квт; 3 — С-Ш. 6 тыс. квт; 4 — Т2120/80 5 тыс. квт; 5 — Т2175/87 10 тыс. квт; 6 — Т2210,87 12 тыс. квт; 7 — Т2270/98 24 тыс. квт; 8 — Т2-6-2 6 тыс. квт; 9 — Т25-2 25 тыс. квт; 10 — Т2-25-2 25 тыс. квт; 11 — Т2-50-2 50 тыс. квт; 1' — Т2-50-2 50 тыс. квт; 2' — АЕГ 40 тыс. квт; 3' — С-Ш. 35 тыс. квт; 4' — Т2270/98 24 тыс. квт; 5' — С-Ш. 16 тыс. квт; 6' — Т2-12-2 12 тыс. квт.

чрезмерных неуравновешенных центробежных сил, действовавших на их роторы при рабочей скорости вращения.

Это наглядно можно видеть на рис. 3, где указанные в табл. 2 амплитуды вибрации подшипников графически представлены в системе координат в зависимости от величины неуравновешенных центробежных сил, действовавших на их роторы. В этих же координатах для сравнения приведены амплитуды вибрации однотипных машин для ряда случаев, когда причиной вибрации являлся сравнительно незначительный небаланс роторов.

Если учитывать совместное действие небаланса, обнаруженного впоследствии у ротора на балансировочном станке, и тех грузов, которые устанавливались на нем при многочисленных пусках машины в процессе балансировки ротора в собственных подшипниках, то для каждого произведенного пуска может быть найдена величина суммарной неуравновешенной силы, действовавшей при этом пуске на ротор.

Сопоставление величин этих вычисленных суммарных возмущающих сил с амплитудами вибрации подшипников, измеренных в свое время при соответствующих пусках машины, дано для одного из роторов в виде кривых на рис. 4.

Все сказанное приводит к выводу, что у неуравновешенных роторов (работающих выше критической скорости) пропорциональная зависимость между амплитудами вибрации подшипников при номинальной скорости вращения и величинами неуравновешенных центробежных сил, вызывающих эту вибрацию, имеет место в довольно узких пределах.

Вне этих границ прямая пропорциональность между указанными величинами нарушается и уже не может быть выражена линейным законом. В этом и заключается основная причина неудач при балансировках роторов с большим небалансом.

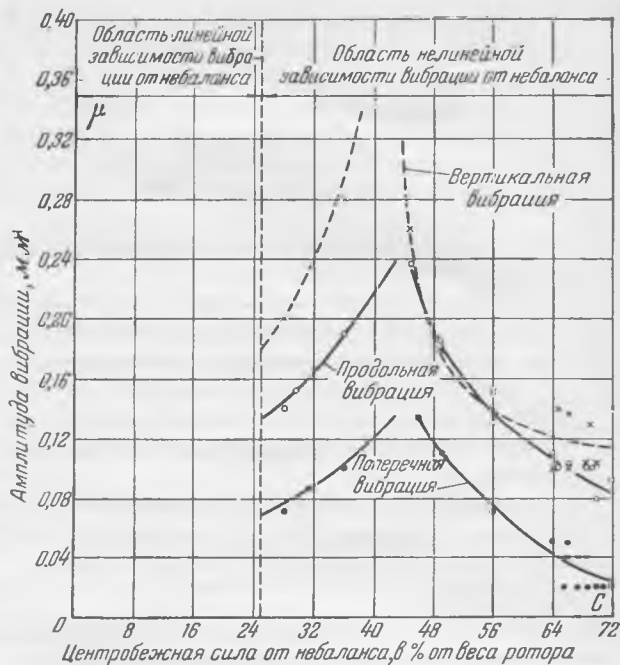


Рис. 4. Зависимость амплитуд вибрации подшипника (со стороны турбины) от величины небаланса при 3000 об/мин (генератор 12 тыс. квт, 3000 об/мин, холостой ход в режиме синхронного двигателя, с отсоединенным ротором турбины).

Ремонтный персонал, оценивая приблизительную величину небаланса по сравнительно небольшим значениям амплитуд вибрации подшипников, проводил балансировки пробными грузами, вес которых был в 10—15 раз меньше, чем искомый небаланс.

Из-за нелинейного характера зависимости амплитуд вибрации подшипников от величины небаланса уменьшение его в известных пределах могло вызывать даже увеличение вибрации, что окончательно дезориентировало ремонтный персонал, привыкший считать, что указанные величины могут находиться только в прямо пропорциональной зависимости.

Из сказанного следует, что балансировка гибких роторов с большим небалансом в собственных подшипниках методами одного или трех пусков не может быть успешной, так как указанные способы балансировки основаны на предположении, что при постоянной скорости вращения ротора амплитуды вибрации подшипников балансируемой машины являются линейной функцией от возмущающей силы, действующей при этом на ротор.

Выводы

При большом небалансе, когда центробежная сила, развиваемая им при рабочей скорости вращения ротора, соизмерима с весом самого ротора, балансировку ротора следует производить на балансировочном станке с качающимися опорами.

Роторы, прошедшие капитальный ремонт со сменой обмотки, роторы генераторов, работающих с хронической вибрацией, а также роторы, не поддающиеся нормальной балансировке в собственных подшипниках при рабочей скорости вращения, необходимо балансировать на балансировочных станках.

Вибрация гидроагрегатов в переходных режимах

Инж. Л. А. Владиславлев и канд. физико-математ. наук Д. А. Харин

Одним из вопросов, освещающих особенности работы оборудования гидроэлектростанции, является исследование вибрации агрегатов в переходных режимах (при пусках, включениях в сеть, выбеге агрегата и пр.).

Отсутствие виброизмерительной аппаратуры, обеспечивающей правильную запись нестационарных колебаний, не позволяло производить подобных исследований. Большие переменные магнитные поля создают значительные методические трудности при применении для этой цели тензометров.

В 1952 г. Геофизическим институтом Академии наук СССР с помощью специальных вибрографов, рассчитанных на запись нестационарных колебаний, были проведены на одной гэс замеры колебаний верхних крестовин двух гидрогенераторов при разных режимах их работы.

Исследования проводились на двух вертикальных подвесных гидрогенераторах типа ВГС- $\frac{525}{114}$ -40, приводимых каждый радиально-осевой гидротурбиной.

Скорость вращения агрегата составляет 150 об/мин. Расчетная мощность генератора 14 тыс. квт при напоре турбины 29,3 м, расходе — 60 м³/сек.

Маховой момент генератора равен 1 200 т·м². Генератор не имеет успокоительных обмоток.

Включение генератора в сеть производится способом самосинхронизации. Торможение агрегата при остановке осуществляется четырьмя тормозными колодками.

Исследование вибрации агрегатов производилось при среднем напоре 19,5 м.

Для исследования вибрации применялись электродинамические вибрографы Геофизического института типа ВЭГИК (рис. 1). В датчике вибрографа имеется сейсмическая масса (маятник) 1, подвешенная на плоских пружинах к стойкам 2. Маятник несет на себе индукционную катушку 3, помещенную в цилиндрическом зазоре магнита 4.

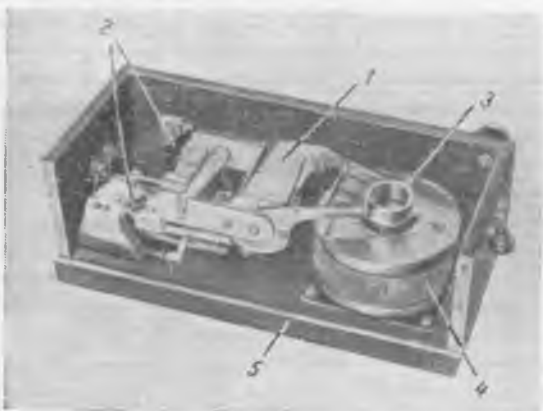


Рис. 1. Электродинамический виброграф типа ВЭГИК.

1 — масса маятника; 2 — стойки для крепления плоских пружин; 3 — индукционная катушка; 4 — магнит; 5 — корпус.

Магнит прикреплен к корпусу 5 датчика, устанавливаемого на вибрирующую конструкцию. Период собственных колебаний маятника $T = 1$ сек., затухание (отношение двух последующих отклонений) составляет 5. При таких параметрах колебания маятника пропорциональны перемещениям конструкции в широком диапазоне частот.

Возникающая при вибрации в катушке датчика э. д. с., пропорциональная скорости, передается на специальный зеркальный гальванометр, имеющий частоту собственных колебаний порядка $4 \div 8$ цз, работающий в аperiodическом режиме и обладающий вследствие этого интегрирующими свойствами.

Дифференциальное уравнение гальванометра, соединенного с электродинамическим датчиком, имеет вид:

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + n^2\varphi = C\dot{x}(t),$$

где φ — угол поворота рамки гальванометра;

ε — постоянная, характеризующая затухание;

n — круговая частота собственных колебаний;

C — постоянная, зависящая от параметров маятника и гальванометра;

$\dot{x}(t)$ — скорость движения конструкции (вибрирующего объекта).

При $\varepsilon < n$ имеет место периодический режим, при $\varepsilon > n$ — аperiodический режим. В нашем случае $\frac{\varepsilon}{n} > 6$.

Если постоянные ε и n таковы, что имеет место неравенство

$$2\varepsilon\dot{\varphi} \gg \ddot{\varphi} + n^2\varphi,$$

то дифференциальное уравнение принимает вид:

$$2\varepsilon\dot{\varphi} = C\dot{x}(t).$$

Интегрируя его в пределах от 0 до t и полагая $x(0) = 0$, получаем:

$$\varphi = \frac{C}{2\varepsilon} x(t),$$

т. е. отклонения гальванометра пропорциональны перемещениям конструкции.

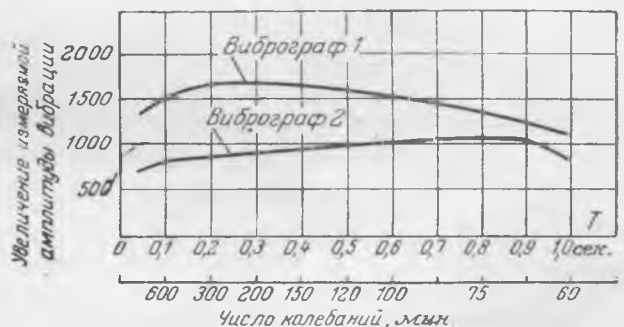


Рис. 2. Частотные характеристики электродинамических вибрографов.

Предварительно вибрографы тарировались на вибростенде, перемещения платформы которого точно записывались на ленте осциллографа.

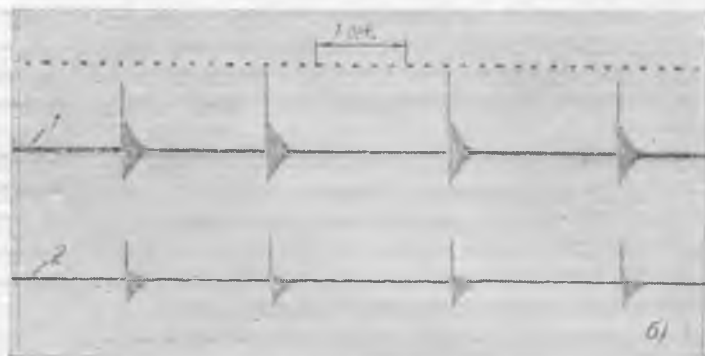
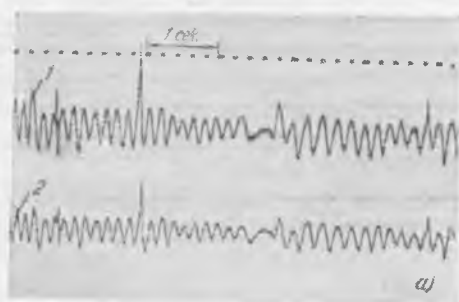
Частотные характеристики двух применявшихся при испытании вибрографов приведены на рис. 2.

Вибрографы описанного типа с непосредственной записью вибрации без усилителей и специальных интегрирующих ячеек записывают с малым искажением вибрации нестационарного характера.

2) самосинхронизация; 3) работа агрегатов с различными нагрузками; 4) остановка агрегата с торможением.

Результаты измерений сведены в таблицу, а виброграммы режимов работы, иллюстрирующие характер вибрации, приведены на рис. 5*.

Пуск агрегата. В первый момент при пуске возникают вибрации с периодом 0,8—1 сек., по всем трем составляющим; амплитуда этих колебаний достигает 15 мкн. длительность колебаний 2 ÷ 3 сек. (рис. 5,а). Эта вибрация вызвана



1 — истинная вибрация стенда; 2 — запись показаний вибрографа.

Рис. 3. Испытания вибрографов на стенде.

а — удары по подвижной платформе; б — удары по неподвижной платформе.

На рис. 3 представлены результаты сравнения истинного перемещения платформы вибростенда (кривые 1), на которой был установлен датчик, с записью этого перемещения вибрографом (кривые 2). Платформе задавались произвольного вида перемещения и удары. Как видно из рисунков, виброграф хорошо воспроизводит форму движения платформы. Только при резких ударах, время нарастания которых не превышает 0,015 сек., возникает собственное движение маятника (кривые 2, рис. 3,б), вызывающее, как показала обработка записей, амплитудные искажения в пределах 5 ÷ 8%, однако и в этом случае периоды колебаний платформы записываются без искажения.

При испытании агрегатов три вибрографа устанавливались на грузонесущей (верхней) крестовине генератора (рис. 4). Эти вибрографы позволили одновременно регистрировать три составляющих вибрации: вертикальную Z , горизонтальную — поперечную H_{\perp} и горизонтальную — продольную H_{\parallel} .

Исследование вибрации проводилось при следующих режимах работы агрегатов: 1) пуск;

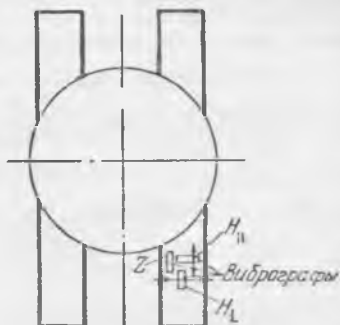


Рис. 4. Расположение вибрографов на крестовине.

H_{\perp} — горизонтальный датчик, регистрирующий колебания вкросст потоку; H_{\parallel} — то же, вдоль потока; Z — вертикальный датчик.

изменением прогиба несущей крестовины при подаче воды на рабочее колесо. На первые колебания накладываются колебания с периодом 0,08 ÷ 0,09 сек., являющиеся собственными колебаниями несущей крестовины генератора. Эти колебания по амплитудам достигают величины 15 мкн для вертикальной составляющей и 6 ÷ 10 мкн для горизонтальных.

В момент начала вращения агрегата по горизонтальным составляющим возникают короткопериодные колебания с периодом 0,03 и 0,012 сек., с амплитудой для поперечной составляющей 30 мкн. Причину этих колебаний можно предположить в переходе от полужидкостного трения в подпятнике к жидкостному, когда эти колебания исчезают.

По мере увеличения скорости вращения агрегата устанавливаются колебания с основной частотой, соответствующей числу оборотов агрегата. Период этих колебаний для нормальной скорости вращения равен 0,4 сек.

Источником этих колебаний являются механические причины, в частности недостаточная центровка валов и наличие некоторого небаланса ротора генератора. На холостом ходу средняя амплитуда этих колебаний для горизонтальных составляющих равна 19 и 39 мкн (см. таблицу), максимальная амплитуда — 23 и 44 мкн.

Самосинхронизация. При самосинхронизации агрегат, работающий на холостом ходу со скоростью вращения, близкой к синхронной с сетью, включался в сеть последующей подачей возбуждения. Виброграмма, записанная при самосинхронизации, представлена на рис. 5,б. Как видно из рисунка, самосинхронизация повлияла на горизонтальные вибрации, так как

* При сопоставлении виброграмм (а, б и в) между собой следует учитывать, что масштабы вибраций на них различны. Ред.

Колебания гидроагрегатов при различных режимах

Режим работы агрегата	Агрегат № 1						Агрегат № 2					
	Z		H ₁		H ₂		Z		H ₁		H ₂	
	Т, сек.	Ампл., мкВ	Т, сек.	Ампл., мкВ	Т, сек.	Ампл., мкВ	Т, сек.	Ампл., мкВ	Т, сек.	Ампл., мкВ	Т, сек.	Ампл., мкВ
Пуск	0,8—1,0	5,7	—	—	0,8—1,0	5	—	—	1,0	9,0	—	—
	0,08	5,25	0,09	3—5	0,09	3—15	—	—	0,08	10—50	—	—
	0,013	2,0	0,012	2	0,03	15	—	—	0,03	—	—	—
Разгон до включения в сеть.	0,08	10	0,4	39	0,4	19	23	18	0,4	20	27	—
Включение в сеть методом самосинхронизации	0,08	16	0,2	—	0,06	—	40	18	—	—	—	—
После включения в сеть	0,08	12	0,4	72	0,4	23	27	17	0,4	60	75	—
Нагрузка 8 тыс. <i>квт</i>	0,08	4,6	0,40	82,6	0,40	34,0	36,0	11,2	0,40	59,0	63	—
Нагрузка 7 тыс. <i>квт</i>	0,08	12,4	0,40	82,2	0,40	35,8	39,6	—	—	—	—	—
Нагрузка 6 тыс. <i>квт</i>	0,08	5,2	0,40	82,2	0,40	36,1	37,6	7,7	0,40	69,3	76,5	—
Нагрузка 5 тыс. <i>квт</i>	0,08	18,1	0,40	81,5	0,40	37,4	45,3	4,9	0,40	73,0	80,2	—
Нагрузка 4 тыс. <i>квт</i>	0,08	10,9	0,40	84,5	0,40	38,2	46,8	13,3	0,40	77,8	85,0	—
Нагрузка 3 тыс. <i>квт</i>	0,08	6,8	0,40	81,4	0,40	36,4	38,9	8,4	0,40	81,4	85,0	—
Нагрузка 2 тыс. <i>квт</i>	0,08	7,6	0,40	81,8	0,40	34,6	37,2	7,5	0,40	82,6	86,3	—
Торможение	0,1	25	0,1	8,0	0,1	6—9	—	50,0	0,1	19	—	—

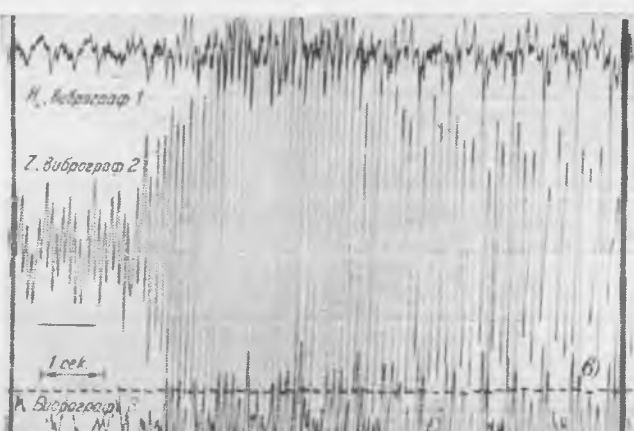
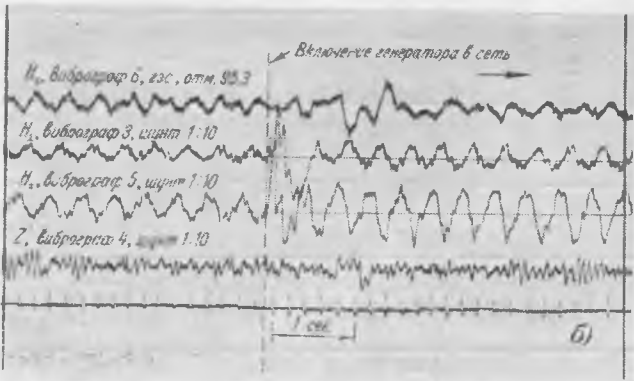
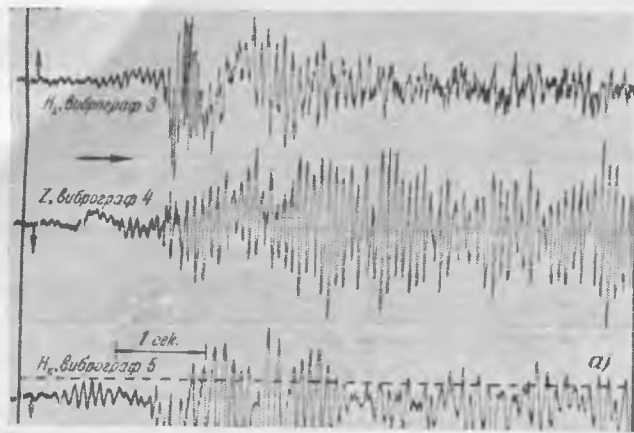


Рис. 5. Виброграммы режимов работы агрегата.

а — пуск агрегата; б — самосинхронизация агрегата ($\frac{1}{10}$ увеличения приборов); в — торможение агрегата.

возникающий результирующий момент действует между ротором и статором в горизонтальной плоскости.

Амплитуда смещения крестовины в момент включения агрегата по продольной составляющей вибрации равна 225 мкн, а для поперечной — 40 мкн.

Величина этих смещений, повидимому, не представляет какой-либо опасности для агрегата

вследствие ее кратковременности. Согласно § 658 «Правил технической эксплуатации» продолжительная вибрация гидроагрегатов допускается с амплитудой 180 мкн.

Нормальные нагрузки агрегата. Исследование вибраций проводилось для нагрузок до 8 тыс. квт, так как большую нагрузку на агрегатах осуществить не удалось из-за малого напора. Основной период колебаний равен 0,4 сек., что соответствует скорости вращения 150 об/мин. На эти колебания накладываются собственные колебания крестовины с периодами для горизонтальных составляющих с $0,06 \div 0,10$ сек. и для вертикальных с периодом 0,08 сек. Величины амплитуд вибрации для ряда нагрузок приведены в таблице.

Наибольшие амплитуды вертикальных вибраций, достигающие 105 мкн, наблюдаются при нагрузках 4—5 тыс. квт, что объясняется гидравлической потоком воды в турбине.

Торможение агрегата. Торможение агрегата (рис. 5,в) сопровождается значительным увеличением, до 50 мкн, амплитуды вертикальной составляющей вибрации. При этом за каждый оборот вала агрегата наблюдалось четыре удара, причину которых можно предполагать в наличии неровности на тормозном диске генератора, которая, набегая на 4 тормозные колодки, производит толчки на ротор. Когда эти толчки попадают в резонанс с собственной частотой вертикальных колебаний ротора, тогда амплитуда вибрации сильно возрастает. Избежать этих резонансных явлений можно путем включения торможения агрегата при меньшей скорости его вращения. Можно также ускорить прохождение этого резонансного участка.

Вредность этих вертикальных вибраций ясна, так как, помимо увеличения динамической составляющей осевых сил примерно на 6% (для агрегата № 2), она способствует нарушению масляной пленки в подпятнике.

Выводы

1. Примененные при исследовании электродинамические вибрографы типа ВЭГИК позволяют непосредственно записывать осциллографом вибрацию агрегатов при переходных режимах без промежуточного усилителя. Это исключает искажение записи за счет возможных электромагнитных влияний на аппаратуру, расположенную вблизи генераторов.

2. Систематическое исследование вибраций агрегатов при переходных режимах позволит более полно познать динамические воздействия на агрегат при пусках, остановках и самосинхронизации и обобщить данные испытаний.

3. Результаты, полученные при испытаниях, проведенных, как нам известно, впервые на гидротурбине, следует считать характеризующими индивидуальные свойства исследованного оборудования.



Несимметрия в катушечных обмотках гидрогенераторов¹

Инж. П. М. Ипатов

В настоящее время в мощных гидрогенераторах применяются обмотки статора двух типов: стержневые и катушечные.

Наибольшее распространение получили стержневые обмотки, обладающие по сравнению с катушечными рядом преимуществ, из которых главнейшими являются: усиленная витковая изоляция, равная корпусной; возможность замены поврежденных стержней без выемки ротора; более совершенная транспозиция и др. Однако целый ряд крупных машин обоснованно выпускался и выпускается с катушечной обмоткой, имеющей несколько витков в одной катушке; при этом число параллельных ветвей обычно составляет 4; 6 и более, расположенных сосредоточенно по окружности статора.

Сосредоточенное распределение параллельных ветвей имеет то преимущество, что при неравномерном воздушном зазоре уравнивающие токи в этих ветвях выравнивают индукции в воздушном зазоре, что снижает односторонние тяжения ротора и статора.

Как было отмечено, недостатком катушечной обмотки является сложность замены поврежденных катушек, требующая выемки ротора, между тем как именно катушечная обмотка подвержена повреждениям в большей степени, чем стержневая, как вследствие наличия нескольких витков в катушке и возможности появления витковых замыканий, так и вследствие возможности повышенной плотности токов в отдельных параллельных ветвях, обусловленной неравномерностью воздушного зазора.

Повышенная плотность тока в отдельных параллельных ветвях может приводить к систематическому перегреву активной меди и ускоренному старению изоляции.

Пробой корпусной изоляции катушечных обмоток обычно происходит при профилактических испытаниях повышенным напряжением во время капитальных ремонтов.

Характерно, что в машинах с катушечной обмоткой пробой корпусной изоляции, как правило, наблюдаются в одной половине окружности статора, что может служить подтверждением высказанного предположения о влиянии уравнивающих токов на старение изоляции. Пробой витковой изоляции наблюдается реже, однако они также имеют место.

Ввиду сложности замены поврежденные катушки обычно выключаются из схемы обмотки статора, что приводит к несимметрии обмотки по фазам в отдельных параллельных ветвях, к появлению уравнивающих токов и к необходимости снижения допустимой мощности генератора.

Представляет интерес приближенно оценить влияние степени несимметрии обмотки статора, обусловленной отключением части катушек в одной параллельной ветви, на токораспределение по фазам и наметить мероприятия, позво-

ляющие свести к минимуму ограничение мощности генератора.

Предположим, что в одной параллельной ветви обмотки статора генератора, имеющего n параллельных ветвей, сосредоточенно расположенных по окружности статора, отключено:

- в первой фазе K_1 катушек;
- во второй фазе K_2 катушек;
- в третьей фазе K_3 катушек.

Тогда, пренебрегая изменением угловых сдвигов фазных э. д. с., получим небалансные э. д. с. в поврежденной параллельной ветви:

$$\left. \begin{aligned} \text{в первой фазе } \Delta \dot{E}_1 &= -\frac{K_1}{N} \dot{E}; \\ \text{во второй фазе } \Delta \dot{E}_2 &= -\frac{K_2}{N} \dot{E} a^2; \\ \text{в третьей фазе } \Delta \dot{E}_3 &= -\frac{K_3}{N} \dot{E} a, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где N — полное число катушек в одной фазе одной параллельной ветви;

\dot{E} — фазная э. д. с. в долях единицы;

a — оператор поворота ($a = -\frac{1}{2} + j\frac{\sqrt{3}}{2}$).

Схема обмотки статора генератора с выключением части катушек из одной параллельной ветви представлена на рис. 1.

Добавочные токи в поврежденной параллельной ветви при работе генератора в режиме холостого хода в долях номинального тока одной параллельной ветви будут равны:

$$\Delta \dot{I}_1 = j \frac{\dot{E}}{3N} \frac{n-1}{n} \left[\frac{1}{x_0} (K_1 + K_2 a^2 + K_3 a) + \frac{1}{x_2} (K_1 + K_2 a + K_3 a^2) + \frac{1}{x_d} (K_1 + K_2 + K_3) \right], \quad (2)$$

$$\Delta \dot{I}_2 = j \frac{\dot{E}}{3N} \frac{n-1}{n} a^2 \left[\frac{1}{x_0} (K_1 a + K_2 + K_3 a^2) + \frac{1}{x_2} (K_1 a^2 + K_2 + K_3 a) + \frac{1}{x_d} (K_1 + K_2 + K_3) \right], \quad (3)$$

$$\Delta \dot{I}_3 = j \frac{\dot{E}}{3N} \frac{n-1}{n} a \left[\frac{1}{x_0} (K_1 a^2 + K_2 a + K_3) + \frac{1}{x_2} (K_1 a + K_2 a^2 + K_3) + \frac{1}{x_d} (K_1 + K_2 + K_3) \right], \quad (4)$$

где x_0 , x_2 и x_d — реактивные сопротивления нулевой, обратной и прямой последовательностей с учетом насыщения.

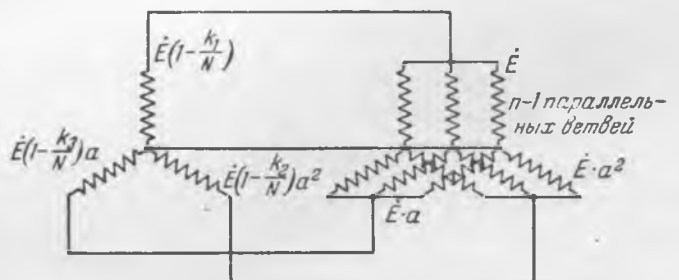


Рис. 1. Схема обмотки статора с отключением части катушек в одной параллельной ветви.

¹ Печатается в горячке обсуждения. Ред.

При включении генератора параллельно с бесконечно мощной сетью токи прямой и обратной последовательностей будут замыкаться через сеть, в то время как токи нулевой последовательности всегда будут замкнуты по $n-1$ параллельным ветвям. В этом случае добавочные токи будут лишь незначительно выше, чем значения, определяемые по формулам (2)–(4); поэтому во всех случаях можно пользоваться последними.

В выражениях (2)–(4) не учитывается изменение реактивных сопротивлений x_0 , x_2 и x_d за счет удаления части катушек, так как это изменение может лишь незначительно снизить величину добавочных токов из-за некоторого возрастания x_0 .

В качестве примера рассмотрим генератор, имеющий следующие данные:

- Число параллельных ветвей $n = 6$
- Число катушек в фазе $N = 39$
- Продольное синхронное реактивное сопротивление $x_d = 0,7$
- Реактивное сопротивление обратной последовательности $x_2 = 0,4$
- Реактивное сопротивление нулевой последовательности $x_0 = 0,09$
- Номинальный ток одной параллельной ветви $I_n = 500 \text{ а}$
- Электродвижущая сила $E = 1,1$
- Число отключенных катушек $K_1 = 4; K_2 = K_3 = 0$

Из формул (2)–(4) при $K_2 = K_3 = 0$ имеем:

$$\Delta I_1 = j \frac{\dot{E}}{3N} \frac{n-1}{n} K_1 \left(\frac{1}{x_0} + \frac{1}{x_1} + \frac{1}{x_d} \right) =$$

$$= j \frac{1,1}{3} \cdot \frac{4}{39} \cdot \frac{5}{6} \left(\frac{1}{0,09} + \frac{1}{0,4} + \frac{1}{0,7} \right) = j0,465,$$

или $\Delta I_1 = j230 \text{ а};$

$$\Delta I_2 = j \frac{\dot{E}}{3N} \frac{n-1}{n} K_1 \cdot a^2 \left(\frac{1}{x_0} a + \frac{1}{x_2} a^2 + \frac{1}{x_d} \right) =$$

$$= j \frac{1,1}{3} \cdot \frac{4}{39} \cdot \frac{5}{6} a^2 \left(\frac{1}{0,09} a + \frac{1}{0,4} a^2 + \frac{1}{0,7} \right) =$$

$$= -0,031 + j0,29,$$

или $\Delta I_2 = (-15 + j145) \text{ а};$

$$\Delta I_3 = j \frac{\dot{E}}{3N} \frac{n-1}{n} K_1 \cdot a \left(\frac{1}{x_0} a^2 + \frac{1}{x_2} a + \frac{1}{x_d} \right) =$$

$$= j \frac{1,1}{3} \cdot \frac{4}{39} \cdot \frac{5}{6} \cdot a \left(\frac{1}{0,09} a^2 + \frac{1}{0,4} a + \frac{1}{0,7} \right) =$$

$$= 0,031 + j0,29,$$

или $\Delta I_3 = (15 + j145) \text{ а}.$

На рис. 2 представлены упрощенные диаграммы токов в поврежденной параллельной ветви для номинального тока гидрогенератора с $\cos \varphi = 0,8$ и $0,5$, из которых видно, что ток в поврежденной фазе, в режиме генератора, отдающего реактивную мощность, уменьшается, тогда как в других фазах он возрастает, причем в третьей фазе величина результирующего тока при $\cos \varphi = 0,8$ достигает 130% от номинального, что безусловно недопустимо. Таким образом, выключение части катушек в одной фазе одной параллельной ветви вызывает значительную перегрузку по току в неповрежденных фазах данной параллельной ветви, что, естественно, приводит к необходимости значительно снижать мощность генератора (в нашем примере на 25–30%) во избежание недопустимого нагрева обмотки и сокращения срока службы ее.

Если параллельную ветвь, имеющую в первой фазе отключенные K_1 катушек, симметризовать путем дополнительного отключения K_1 катушек в каждой неповрежденной фазе, то при $K_1 = K_2 = K_3 = K$ выражения (2)–(4) примут вид:

$$\Delta I_1 = j \frac{\dot{E}}{N} \frac{K}{x_d} \frac{n-1}{n}; \quad (5)$$

$$\Delta I_2 = j \frac{\dot{E}}{N} \frac{K}{x_d} \frac{n-1}{n} a^2; \quad (6)$$

$$\Delta I_3 = j \frac{\dot{E}}{N} \frac{K}{x_d} \frac{n-1}{n} a \quad (7)$$

и величины уравнительных токов для рассматриваемого примера будут:

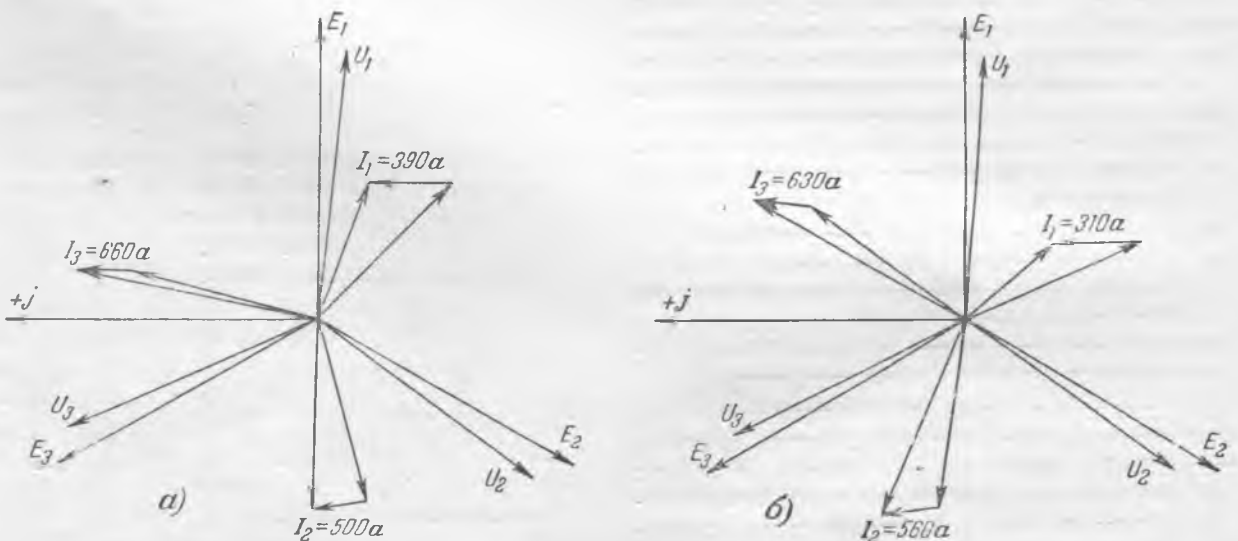


Рис. 2. Диаграммы токов в поврежденной параллельной ветви гидрогенератора.
а — гидрогенератор с $\cos \varphi = 0,8$; б — гидрогенератор с $\cos \varphi = 0,5$.

$$\Delta I_1 = j \frac{1,1}{39} \cdot \frac{4}{0,7} \cdot \frac{5}{6} = j0,134, \text{ или } \Delta \dot{I}_1 = j67 \text{ а;}$$

$$\Delta I_2 = j \frac{1,1}{39} \cdot \frac{4}{0,7} \cdot \frac{5}{6} a^2 = 0,116 - j0,067, \text{ или}$$

$$\Delta \dot{I}_2 = (58 - j33,5) \text{ а;}$$

$$\Delta \dot{I}_3 = j \frac{1,1}{39} \cdot \frac{4}{0,7} \cdot \frac{5}{6} a = -0,116 - j0,067,$$

$$\text{или } \Delta \dot{I}_3 = (-58 - j33,5) \text{ а.}$$

Естественно, что при симметрировании фаз поврежденной параллельной ветви уравнивающий ток будет симметричный и не вызовет перегрузки обмотки статора, так как при работе генератора с отстающим током уравнивающий ток будет уменьшать результирующий ток.

Перегрузка неповрежденных фаз будет незначительна, так как уравнивающий ток в них равен:

$$\Delta \dot{I}_1' = -\frac{I_1}{n-1}. \quad (8)$$

Для рассматриваемого примера

$$\Delta \dot{I}_1' = -j \frac{67}{5} = -j13,5 \text{ а, или } \Delta \dot{I}_1' = 2,7\%.$$

Из предыдущего видно, что несимметрия по фазам в одной параллельной ветви недопустима вследствие появления уравнивающих токов, величина которых определяется главным образом реактивным сопротивлением нулевой последовательности, которое в машинах с обмоткой статора с сокращением шага очень мало, поэтому при удалении части катушек в одной фазе одной параллельной ветви должны быть приняты меры по обеспечению симметрии обмотки по фазам путем дополнительного отключения такой же части катушек в двух других фазах данной параллельной ветви.

При дополнительном выключении катушек из неповрежденных фаз по возможности следует стремиться не только к количественной симметрии, но также и к угловой симметрии.

Для нахождения катушек во второй и третьей фазах, симметрично расположенных в магнитном поле относительно катушек, отключенных в первой фазе, необходимо знать число пазов на полюс и фазу

$$q = \frac{z}{2mp} = b + \frac{c}{d}, \quad (9)$$

где q — число пазов на полюс и фазу (в большинстве случаев число q — дробное);
 z — полное число пазов машины;
 m — число пар полюсов;
 b — целая часть в выражении q ;
 c и d — числитель и знаменатель правильной дроби.

Пример. $z = 702$; $m = 3$; $p = 48$:

$$q = \frac{702}{2 \cdot 3 \cdot 48} = 2 \frac{7}{16} = 2 + \frac{7}{16},$$

где $b = 2$; $c = 7$; $d = 16$.

Если в первой фазе первой параллельной ветви отключены катушки, имеющие номера N_1' ; N_2' ; N_3' и т. д. (номер катушки считается по номеру паза, в котором помещается сторона катушки, лежащая либо сверху, либо внизу паза), то для получения

симметрии во второй фазе должны быть отключены катушки, имеющие номера:

при $d = 3K + 1$

$$\left. \begin{aligned} N_1'' &= N_1' + 2(bd + c), \\ N_2'' &= N_2' + 2(bd + c) \text{ и т. д.,} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

при $d = 3K + 2$

$$\left. \begin{aligned} N_1'' &= N_1' + (bd + c), \\ N_2'' &= N_2' + (bd + c) \text{ и т. д.,} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

а в третьей фазе следует отключить катушки, имеющие номера:

при $d = 3K + 1$

$$\left. \begin{aligned} N_1''' &= N_1' + (bd + c), \\ N_2''' &= N_2' + (bd + c) \text{ и т. д.,} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

при $d = 3K + 2$

$$\left. \begin{aligned} N_1''' &= N_1' + 2(bd + c), \\ N_2''' &= N_2' + 2(bd + c) \text{ и т. д.} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Если номера N_1'' ; N_2'' ; N_3'' и т. д. и N_1''' ; N_2''' ; N_3''' и т. д. будут больше номера паза конца данной параллельной ветви, то действительный номер катушки будет равен:

$$\left. \begin{aligned} N_{x(0)}'' &= N_x'' - 3(bd + c), \\ N_{x(0)}''' &= N_x''' - 3(bd + c). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Возьмем, например, машину, имеющую 6 параллельных ветвей, причем в первой параллельной ветви в первой фазе повреждены и отключены катушки, расположенные в пазах 38, 67 и 111. Параллельная ветвь расположена на участке статора, занимающего пазы от 3 до 122.

Число пазов на полюс и фазу $q = 2 \frac{7}{16}$.

В данном случае $d = 16 = 3 \cdot 5 + 1$, поэтому по (10) симметрично расположенные в магнитном поле катушки во второй фазе будут иметь номера:

$$N_1'' = 38 + 2(2 \cdot 16 + 7) = 116;$$

$$N_2'' = 67 + 2(2 \cdot 16 + 7) = 145 > 122,$$

поэтому

$$N_{2(0)}'' = 145 - 3(2 \cdot 16 + 7) = 145 - 117 = 28;$$

$$N_3'' = 111 + 2(2 \cdot 16 + 7) = 189 > 122,$$

поэтому

$$N_{3(0)}'' = 189 - 117 = 72.$$

В третьей фазе по (12) должны быть отключены катушки, имеющие номера:

$$N_1''' = 38 + (2 \cdot 16 + 7) = 77;$$

$$N_2''' = 67 + (2 \cdot 16 + 7) = 106;$$

$$N_3''' = 111 + (2 \cdot 16 + 7) = 150 > 122,$$

поэтому

$$N_{3(0)}''' = 150 - 117 = 33.$$

Необходимое снижение мощности генератора после проведения симметрирования определяется в каждом конкретном случае. Приблизительно величина снижения допустимого тока генератора может быть оценена, исходя из условия равенства возрастания потерь в активной стали статора (за счет некоторого возрастания индукции в стали) и уменьшения потерь в меди активного слоя, по выражению

$$\Delta I = \frac{\varphi K}{N(n-1)} 100\%,$$

где φ — отношение потерь в стали к потерям в меди активного слоя (для гидрогенераторов с катушечной обмоткой φ меняется в пределах от 1,9 до 2,6).

Принимая с запасом наибольшее значение для φ , получим окончательное выражение необходимого снижения тока генератора в виде:

$$\Delta I = \frac{2,5K}{N(n-1)} 100\%.$$

В заключение рассмотрим пример сопоставления расчетных и опытных данных.

Для машины с $N = 39$, $n = 6$ определим приблизительно величины токов по фазам в одной параллельной ветви при отключении в первой фазе четырех катушек, во второй фазе двух катушек и в третьей фазе одной катушки.

Симметричный ток в параллельной ветви 450 а при $\cos \varphi = 0,95$ и $l = 1,1$.

Расчетные параметры машины

$$x_a \approx 0,76; \quad x_2 \approx 0,44; \quad x_0 \approx 0,097.$$

Номинальный ток параллельной ветви $I_n = 480$ а.

По выражениям (2)—(4) находим:

$$\begin{aligned} \Delta I_1 &= \frac{1,1}{3 \cdot 39} \frac{6-1}{6} \left[\frac{1}{0,097} (4 + 2a^2 + a) + \right. \\ &+ \left. \frac{1}{0,44} (4 + 2a + a^2) + \frac{1}{0,76} (4 + 2 + 1) \right] = \\ &= 0,054 + j0,32, \text{ или } (26 + j153) \text{ а;} \end{aligned}$$

□ □ □

О расширении области применения переменного оперативного тока¹

Инж. И. С. Курдиани и инж. Е. М. Рухвадзе

Отказ от использования мощных аккумуляторных батарей на электрических станциях и подстанциях, несомненно, является важной народнохозяйственной задачей. Этот вопрос приобретает особое значение, учитывая массовое проектирование и строительство энергетических установок малой и средней мощности сельскохозяйственного назначения.

¹ К дискуссии, „Электрические станции“, 1953, № 10 (см. также 1953, № 1 и 1954, № 1).

$$\begin{aligned} \Delta I_2 &= a^2 \frac{1,1}{3 \cdot 39} \frac{6-1}{6} \left[\frac{1}{0,097} (4a + 2 + a^2) + \right. \\ &+ \left. \frac{1}{0,44} (4a^2 + 2 + a) + \frac{1}{0,76} (4 + 2 + 1) \right] = \\ &= 0,062 + j0,157, \text{ или } (30 + j76) \text{ а;} \\ \Delta I_3 &= a \frac{1,1}{3 \cdot 39} \frac{6-1}{6} \left[\frac{1}{0,097} (4a^2 + 2a + 1) + \right. \\ &+ \left. \frac{1}{0,44} (4a + 2a^2 + 1) + \frac{1}{0,76} (4 + 2 + 1) \right] = \\ &= 0,052 + j0,157, \text{ или } (25 + j76) \text{ а.} \end{aligned}$$

Построение упрощенной диаграммы аналогично диаграмме, приведенной на рис. 2, дает значения тока в фазах:

$$I_1 = 450 \text{ а,}$$

$$I_2 = 380 \text{ а,}$$

$$I_3 = 535 \text{ а.}$$

Данные опыта, проведенного на машине, соответствующей расчетным условиям, дали значения токов в первой и третьей фазах соответственно 455 и 605 а (во второй фазе измерения не производились).

После проведения симметрирования можно было ожидать токов в фазах при той же нагрузке параллельной ветви около 435 а. Данные опыта дают значения токов в фазах соответственно 450, 460 и 450 а.

Некоторое расхождение расчетных и опытных данных вызвано возможным отклонением реактивных сопротивлений (главным образом нулевой последовательности), отдельных параллельных ветвей от принятых средних расчетных значений вследствие неравномерности воздушного зазора, насыщения и т. д., однако порядок чисел говорит о необходимости принятия мер, снижающих величину токов небаланса.

В целях удлинения срока службы обмотки статора генератора с сосредоточенным расположением параллельных ветвей всегда следует симметрировать обмотку, если в какой-либо ветви отключены одна или несколько катушек. Конечно, нельзя беспредельно отключать катушки с последующим симметрированием, так как в этом случае можно недопустимо повысить нагрев активной стали.

При рассмотрении вопроса о питании оперативных цепей желательнее разграничить понятия о роде тока и источниках оперативной энергии.

Повидимому, на данном этапе речь идет не столько о роде тока (постоянный, переменный или выпрямленный), сколько об отказе от использования аккумуляторных батарей и замене их другими источниками оперативной энергии, обеспечивающими четкую работу устройств защиты, автоматики, сигнализации, освещения и управле-

ния в аварийных условиях и при пуске и остановке агрегатов.

Такая постановка задачи отражена в статье проф. А. В. Орловского², который не исключает применения постоянного тока в некоторых вариантах и предлагает использовать в качестве источников оперативной энергии при авариях независимые первичные двигатели (автомобильные, тракторные и паротурбинные). Иной точки зрения придерживаются В. К. Люляев и Н. С. Мовсесов², считающие необходимым полностью перейти на переменный оперативный ток во всех устройствах защиты и автоматики сетевых установок.

Выдвинутые ими требования об ускоренной разработке и выпуске аппаратуры на переменном оперативном токе справедливы и заслуживают внимания электропромышленности. Однако следует иметь в виду, что питание оперативных цепей только на переменном токе (в сочетании с грузовыми приводами) удовлетворительно решает задачу лишь в отношении сетевых установок (понижительных подстанций) и главным образом для таких защит, работа которых связана с появлением сверхтоков. Между тем на электростанциях, особенно на автоматизированных, наличие независимого источника оперативной энергии или некоторого, хотя бы небольшого, запаса аккумуляторной энергии остается крайне желательным не только для упрощения и повышения надежности схем пуска и остановки агрегатов, но и при аварийных режимах, не связанных с появлением сверхтоков, но сопровождающихся понижением или исчезновением напряжения переменного тока.

Нельзя также согласиться с утверждением об особой ненадежности и даже вредности установки аккумуляторных батарей 24 в. Конечно, область их использования уже, чем батарей на 110 или 220 в, а полный отказ от каких бы то ни было аккумуляторов желателен, но такое решение на электростанциях не всегда целесообразно.

Опыт эксплуатации аккумуляторных батарей 24 в на ряде сельских электростанций свидетельствует о их достаточной надежности при работе параллельно с селеновыми выпрямителями (в режиме постоянного подзаряда).

Расхождение с опытными данными, приведенными В. К. Люляевым и Н. С. Мовсесовым, частично может быть объяснено тем, что на электростанциях наличие вращающихся машин требует от персонала большего внимания к уходу за установленным оборудованием, а достаточно частое опробование оперативных цепей при производстве операций пуска и остановки агрегатов контролирует состояние батарей и обеспечивает уход за ними лучший, чем на сетевых необслуживаемых подстанциях.

В настоящее время большинство проектных организаций при проектировании автоматизированных гидроэлектростанций малой и средней мощности ограничивается установкой стартерных аккумуляторных батарей 24 в. Отклонять это решение, не предлагая взамен достаточно удобных и проверенных схем на переменном оперативном токе, к тому же при отсутствии соответствующего

промышленного оборудования, преждевременно.

Комбинированное использование нескольких видов оперативной энергии (грузовые, пружинные, пневматические, маслонапорные, кинетические и тому подобные устройства) потребует применения разнородного и сложного оборудования и усложнит условия эксплуатации.

Учитывая несомненно большую гибкость и универсальность электрического тока и в особенности тока постоянного, не следует исключать разработку и исследование схемы с питанием всех приводов и оперативных цепей от общего независимого источника электрической энергии.

На гидроэлектростанциях эта задача может быть решена относительно просто за счет использования потенциальной энергии воды напорного трубопровода. В качестве одного из возможных вариантов заслуживает внимания схема с использованием независимого первичного двигателя в виде маломощной гидротурбинки. Предлагаемая схема (рис. 1) сходна со схемами, предложенными проф. А. Ф. Орловским, отличаясь от них большей простотой и надежностью.

Все потребители оперативной энергии (защита, автоматика, аварийное освещение, включающие соленоиды выключателей, приводы к турбинным затворам и т. д.) питаются от «оперативного» генератора 2, в качестве которого может быть использован или генератор переменного тока (например, по схеме Юдицкого), или генератор постоянного тока. В последнем случае отпадает необходимость выпрямления оперативного переменного тока, но в эксплуатации появляется постоянно работающий коллектор.

В нормальном режиме агрегат приводится во вращение асинхронным двигателем 3, а на рабочее колесо турбины 1 вода не подается (клапан 5 закрыт). При исчезновении переменного тока в системе собственного расхода вращение агрегата сначала поддерживается за счет кинетической энергии вращающихся масс, а в дальнейшем вступает в действие гидротурбинка (клапан 5 открывается с момента исчезновения переменного тока). Редкая (эпизодическая) работа первичного двигателя и наличие маховика позволяют использовать турбину простой конструкции и без собственных регулирующих устройств.

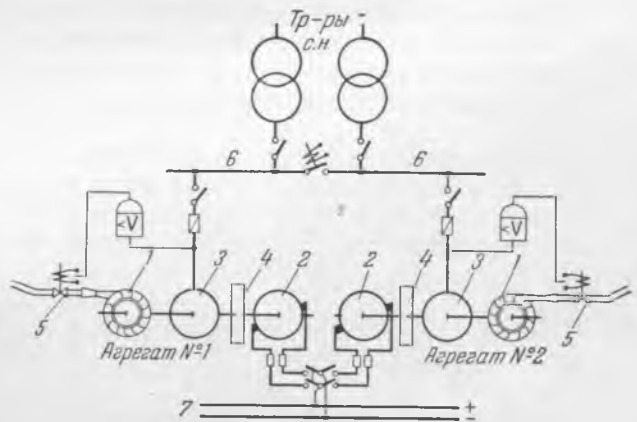


Рис. 1. Схема питания шин оперативного тока от вращающихся гидроагрегатов.

1 — ковшевая гидротурбина; 2 — генератор постоянного тока (или переменного тока с выпрямителем); 3 — асинхронный электродвигатель; 4 — маховик; 5 — водяная задвижка; 6 — шины собственных нужд 380/220 в; 7 — шины оперативного тока 110 (220) в.

² „Электрические станции“, 1953, № 10.

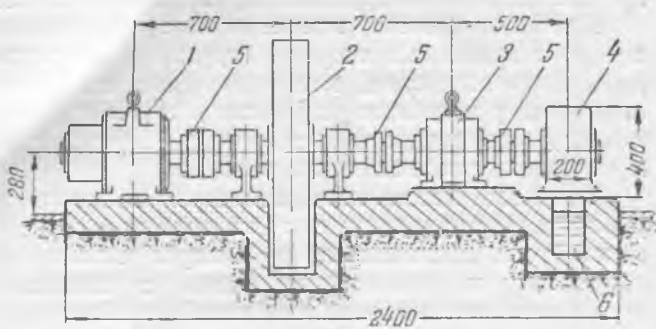


Рис. 2. Эскиз оперативного гидрагрегата (1450 об/мин).
 1—генератор постоянного тока 6 квт; 2—маховик с $0,2 \text{ т} \cdot \text{м}^2$ (используемая энергия выбега — 12 квт/мин); 3—асинхронный электродвигатель 7 квт; 4—ковшевая гидротурбинка (7 квт при $H = 70 \text{ м}$ или 2,5 квт при $H = 30 \text{ м}$, диаметр сопла $15 \div 25 \text{ мм}$); 5—соединительные полумуфты; 6—отводной канал.

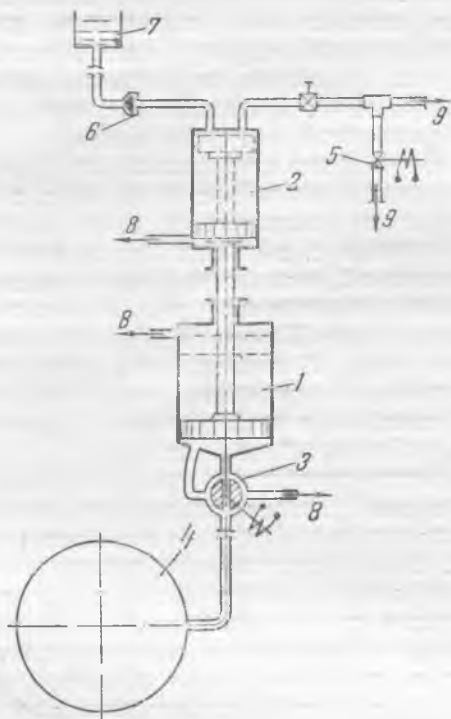


Рис. 3. Водомасляный серводвигатель.

1—водяной цилиндр; 2—масляный цилиндр; 3—золотник автоматической зарядки; 4—напорный трубопровод гас; 5—клапан; 6—обратный клапан; 7—бачок для заполнения рабочего цилиндра; 8—линии разгрузки; 9—линии к потребителям.

К достоинствам схемы можно отнести: удобство питания всех потребителей оперативной энергии от общего источника и, следовательно, однородность конструкций и схем используемых приводов; конструктивную простоту первичного двигателя, который может быть изготовлен в местных мастерских; постоянную готовность турбины к быстрому и безотказному запуску; отсутствие необходимости в муфтах сцепления и

в стартерных аккумуляторах; незначительные потери при нормальных режимах; высокую надежность установки и несложный уход за ней; невысокую стоимость. На каждой электростанции желательно предусматривать установку двух однотипных агрегатов оперативной энергии. Мощность каждого «оперативного» агрегата даже для наиболее крупных сельских гас не превышает нескольких киловатт. Ориентировочный эскиз установки с основными параметрами и габаритными размерами приведен на рис. 2 (для сельских гас до 10 тыс. квт).

Использование потенциальной энергии воды напорного трубопровода возможно и при помощи статической установки, не имеющей постоянно движущихся или вращающихся частей и представляющей водомасляный поршневой серводвигатель (рис. 3). Установка крайне проста и не требует особого ухода в эксплуатации, но область ее использования ограничена такими потребителями оперативной энергии, которые удобно питать маслом под давлением. Поэтому ее наличие на электростанции не исключает необходимости и в других видах оперативной энергии (переменный ток для релейной защиты, выпрямленный ток для цепей управления, сигнализации и др.).

Выводы

Авторы настоящей статьи считают, что до разработки и эксплуатационной проверки схем и оборудования, работающих на базе переменного тока или независимых первичных двигателей, ставить перед проектными организациями задачу полного отказа от аккумуляторных батарей на автоматических электростанциях преждевременно.

На данном этапе при проектировании автоматических гидроэлектростанций малой и средней мощности наиболее простое и достаточно надежное решение получается при сочетании стартерных аккумуляторных батарей 24 в с грузовыми приводами. Вместе с тем необходима детальная технико-экономическая проработка и опытное исследование возможных вариантов электростанций без аккумуляторных батарей с последующим освоением промышленностью необходимой аппаратуры и оборудования.

Для гидроэлектростанций малой и средней мощности в качестве одного из таких вариантов заслуживает внимания предлагаемая схема гидроагрегата с маломощной турбинкой простой конструкции. Эта схема и ей аналогичные должны быть проверены в эксплуатации на опытных установках.



О применении стартерных аккумуляторных батарей на временных подстанциях

Инж. Б. Д. Щукин

Установка стационарной аккумуляторной батареи большой емкости в качестве источника постоянного оперативного тока ввиду большой ее стоимости оправдывается лишь для крупных подстанций.

В ряде случаев на понизительных подстанциях 35 и 110 кВ малой и средней мощности, особенно на подстанциях, сооружаемых для временного электроснабжения строительства, они могут быть заменены более дешевыми стартерными аккумуляторными батареями.

Большинство проектных организаций этой возможности не учитывает и в каждом случае независимо от мощности и ответственности подстанции, если, например, на ней предусматривается установка выключателя 110 кВ типа МКП-160 с дистанционным управлением, выбирает дорогостоящую батарею типа СК.

Стартерные батареи предусматриваются лишь на напряжение 24—48 В на временных подстанциях средней мощности без дистанционного управления выключателями.

Конечно, надежность работы стартерных батарей несколько меньше, чем батарей типа СК, однако она сильно преуменьшена.

Между тем, неправильная оценка надежности аккумуляторных батарей ведет в ряде случаев к непроизводительной затрате значительных средств.

Известны, например, проекты временных подстанций, где запретиженные батареи типа СК-12 можно было бы без всякого ущерба заменить стартерными батареями типа СТ, гораздо более дешевыми и нетребовательными в эксплуатации.

Например, одна временная подстанция 110/6 кВ с трансформатором 10 000 кВА запроектирована на глухой отпайке от линии электропередачи 110 кВ и предназначается для питания электроэнергией механизмов песчаного карьера. Трансформатор подключается к линии через разьединитель и выключатель типа МКП-160.

Для дистанционного управления этим выключателем на подстанции запроектирована аккумуляторная батарея типа СК-12, состоящая из

60 элементов. Для установки батареи выделено специальное помещение, а с целью поддержания в нем нормальной температуры предусматривается специальная калориферная установка.

Сметная стоимость всей подстанции составляет 732 тыс. руб., а стоимость батареи СК-12 с учетом строительной части и монтажа — 80 тыс. руб. Таким образом, стоимость батареи составляет более 10% стоимости подстанции.

Заметим, что стоимость стартерной аккумуляторной батареи 220 В для этого случая (20 аккумуляторов типа 6СТ-135 емкостью 135 ач) составила бы с учетом монтажа в отдельном шкафу около 10 тыс. руб., т. е. в 8 раз дешевле.

Как известно, стартерные батареи, выпускаемые нашей промышленностью, предназначаются для запуска двигателей автомобилей. Эти батареи работают в тяжелых условиях: колебания температуры, тряска, частые глубокие разряды (при каждом пуске двигателя от стартера).

Число включений двигателя автомашины составляет приблизительно 500—800 в течение месяца. Следовательно, установленная на ней батарея 500—800 раз в месяц разряжается максимальным разрядным током.

Это является основной причиной быстрого износа батареи. Тем не менее современные стартерные батареи типа СТ, установленные на автомашинах, надежно работают в течение 3—4 лет.

На подстанции с этой точки зрения надежность работы такой батареи неизмеримо возрастает, так как число включений выключателей в несколько сот раз меньше, чем двигателя на автомашине.

Не касаясь здесь вопроса полного отказа от аккумуляторных батарей, как независимых источников оперативного тока на подстанциях, можно сделать заключение, что применение стартерных аккумуляторных батарей не только напряжением 24—48 В, но и 110—220 В может быть расширено. Такое решение безусловно целесообразно, например, для дистанционного управления выключателями типа МКП-160 на простых по схеме подстанциях 110/6 кВ, сооружаемых для временного электроснабжения крупных строительных площадок.

ОТ РЕДАКЦИИ

Следует присоединиться к мнению т. Щукина о том, что в описанном им, как и в других подобных случаях безусловно уместно применение стартерных аккумуляторных батарей, а принятая установка батареи типа СК является явным излишеством и недоработкой проектной организации.

Вместе с тем приведенный автором случай является характерным примером того, насколько назрело решение задачи все более широкого отказа вообще от использования аккумуляторных батарей для простых по схеме и не имеющих сложных релейных защит подстанций. Здесь почти все, включая и операцию отключения единственного выключателя 110 кВ, легко может быть переведено на переменный оперативный ток. Исключение составляет одна и к тому же весьма редкая операция включения персоналом этого выключателя, специально из-за которой по существу и ставится батарея. Совершенно необходимо изыскать возможность отказа от ее установки и в таких случаях.



ОБМЕН СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫМ ОПЫТОМ

Монтаж полноповоротного башенного крана марки БК-403 двумя мачтами

Башенный кран БК-403 грузоподъемностью 40 т с вылетом до 36 м и высотой подъема груза до 75 м имеет собственный вес 235,5 т, в том числе стальные конструкции 133 т.

Характерными особенностями башенного крана как монтажного объекта являются: 1) значительная высота конструкции при небольшой площади в плане; 2) значительный вес при сравнительно небольшом весе отдельных монтажных элементов; 3) непригодность к само-

подъему в начальной стадии монтажа. Вследствие перечисленных обстоятельств монтаж такого крана представляет собой трудоемкую работу и требует продолжительного времени.

Согласно принятой типовой схеме операции по монтажу башенного крана выполняются в следующей последовательности (рис. 1):

1. Укладка кранового пути на участке, предназначенном под сборку крана, с учетом возможного дальнейшего использования его как части общего пути.

2. Устройство стеллажа для сборки башни крана в вертикальном положении.

3. Монтаж верхней части неповоротной башни способом подрачивания при помощи железнодорожного крана грузоподъемностью 24 т со стрелой длиной 25 м (а).

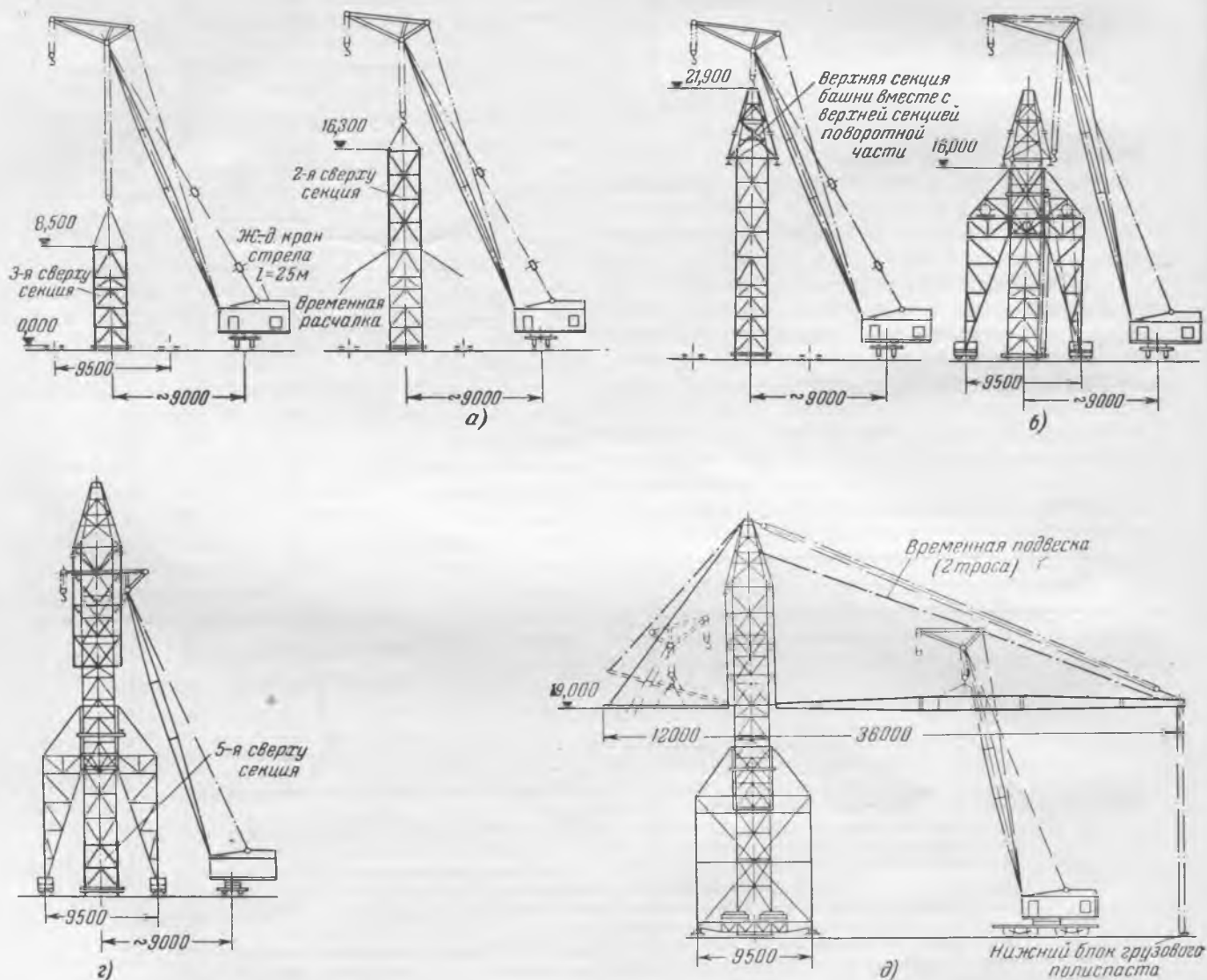


Рис. 1. Такелажная схема монтажа верхней части неповоротной башни и портала БК-403 при помощи железнодорожного крана: а — сборка верхней части башни; б — сборка портала с установкой приспособления для одностороннего подъема; в — подъем собранной крана, подрачивание 5-й секции и сборка нижней поворотной части; д — установка решетчатой распорки противовеса и стрелы;

4. Монтаж портала с оснасткой полиспаста грузоподъемностью 70 т и установкой направляющих сухарей для удержания башни в вертикальном положении при подъеме (б).

5. Подъем собранной части башни при помощи полиспаста, закрепленного за верхнюю раму портала и за нижнюю часть поднимаемой башни, и установка 4-й секции (в).

6. Последующий подъем башни с подращенной 4-й секцией, подращивание 5-й секции башни (г), подетальная сборка нижней секции поворотной части и установка решетчатой распорки противовеса и стрелы (д) при помощи железнодорожного крана.

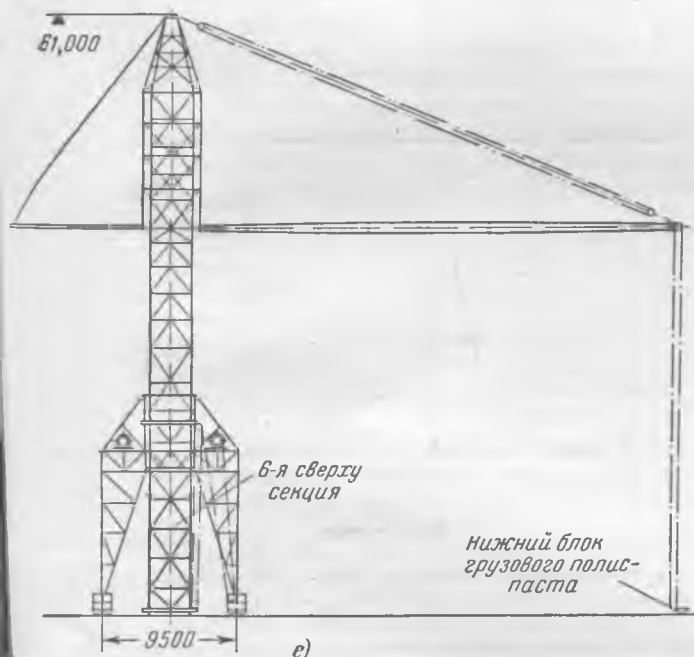
7. Повторные аналогичные подъемы собранных частей крана до проектной отметки и закрепление нижней секции в обьеме портала при помощи опорных балок (е).

8. Подъем и закрепление противовеса, монтаж электрической части и испытание крана.

Как видно из описанного, монтаж такого крана должен производиться вспомогательным краном с вылетом стрелы 25 м и грузоподъемностью 24 т. Строительство таким краном не располагало, поэтому необходимо было разработать такой способ монтажа, при котором в качестве вспомогательного механизма для этой цели могли бы быть использованы обычные монтажные приспособления, которыми монтажные площадки достаточно оснащены.

Было решено осуществить монтаж крана крупными блоками при помощи двух мачт в следующей последовательности (рис. 2).

Укладывается участок крановых путей протяженностью 30 м с учетом дальнейшего их использования как части общего



крана со стрелой длиной 25 м и грузоподъемностью 24 т. части башни с установкой 4-й секции; г — подъем собранной части башни; д — подъем собранной части и установка 6-й секции башни.

пути. На расстояние примерно 6 м от тупика и 3,2 м от оси симметрии кранового пути устанавливаются две монтажные 29-м мачты из труб диаметром 426 × 14 мм, оснащенные полиспастами грузоподъемностью 25 т. Затем вдоль оси симметрии кранового пути в горизонтальном положении производится сборка в блок верхней части крана с таким расчетом, чтобы место его строповки находилось примерно на 1 м от оси установленных мачт. В состав монтажного блока входят: верхние пять секций неповоротной башни; вся поворотная часть крана с прикрепленной распоркой противовеса и тросовыми тягами: оголовок башни со стреловым полиспастом; обслуживающие лестницы; вспомогательный полиспаст для подъема стрелы и четыре расчалки, прикрепленные ниже опорного круга для расчालивания блока после подъема. На расстоянии примерно 12 м от верха к поясным уголкам неповоротной башни приваривается конструкция, предназначенная для строповки блока к подъемным полиспастам. В пределах собранного блока монтируются электросиловая и осветительная разводки. Собранный в таком виде монтажный блок имеет длину 34,7 м и весит 46 т. Подъем его в вертикальное положение осуществляется методом скольжения при помощи ранее установленных мачт.

В целях уменьшения нагрузки на подъемные мачты нижний скользящий конец блока подтаскивается лебедкой по ранее уложенным путям. Для предохранения нижнего обреза башни от остаточных деформаций последний усиливается путем приварки к нему трубы диаметром 219 × 10 мм (узел Б).

После подъема блока в вертикальное положение и его расчалки за якоря мачт на ранее укрепленные тросы производится демонтаж строповочной конструкции и подъемных мачт, а затем поворот на 90° поворотной части крана.

Параллельно с монтажом верхней части крана производится полная сборка стрелы с оснасткой грузоподъемного полиспаста, монтаж осветительной разводки и установка концевых выключателей. На участке кранового пути перед собираемым блоком выполняется полная сборка трех стенок портала и контрольная сборка четвертой стенки.

Организация работ по параллельной сборке портала и стрелы должна обеспечить их готовность к моменту установки верхней части крана в вертикальное положение с тем, чтобы сразу же к этой части подкатить портал и создать фронт работ для одновременной установки оставшихся деталей портала, электролебедок крана, приспособления для подращивания и монтажа стрелы.

Стрела, расположенная в направлении, перпендикулярном крановому пути, устанавливается в проектное положение при помощи ранее закрепленного к башне полиспаста, которым поднимается стрела за основание на уровень низа поворотной части башни и соединяется с ней шарнирно.

К вершине стрелы, оставшейся на земле, присоединяется второй блок стрелового полиспаста и окончательно запасывается, с намоткой ходовой нитки на стреловую лебедку.

Решетчатая распорка противовеса, закрепленная в верхней части к башне крана на время подъема, устанавливается в проектное положение на постоянных тросовых тягах. Затем лусеничным краном со стрелой 13 м производится подъем стрелы за ее верхнюю часть на высоту 8—10 м. Дальнейший подъем до горизонтального положения стрелы производится при помощи стрелового полиспаста (рис. 3).

Опыт подращивания крана с односторонним полиспастом показал, что в процессе подъема имеет место заедание поднимаемой части крана в сухарях, удерживающих ее в вертикальном положении, препятствующее дальнейшему перемещению ее по вертикали. Устранение этого недостатка достигается путем уравнивания поднимаемой части и сохранения расположения центра тяжести на оси симметрии башни в процессе подъема. Для этой цели приспособление для подращивания крана с односторонним подъемом передельвается на двусторонний подъем. К решетчатой распорке противовеса подвешиваются три плиты контргруза общим весом 14,5 т и загружается грузовой блок нагрузкой 0,61 т (рис. 4). Предусмотренные проектом направляющие сухари для удержания башни в вертикальном положении заменяются угловыми роликами, которые привариваются на углах обьемы портала по верхнему и нижнему ее обреза (рис. 5). К этим же местам снаружи привариваются сухари высотой 40 мм с зазором в 4 мм между поясным уголком башни и стенкой сухаря, назначение которых заключается в удержании под-

нимаемой части крана в случае соскакивания ее с роликов в процессе подъема.

Осуществление перечисленных мероприятий обеспечивает плавный подъем поднимаемой части крана, продолжающийся 15—18 мин.

По поднятии первой части крана подтаскивается и устанавливается в вертикальное положение следующая секция, после чего поднятую часть башни несколько опускают и соединяют стык, затем захватывают полиспастами за низ подращенной секции башни и вновь повторяют подъем. После подъема башни до проектной отметки нижняя секция закреп-

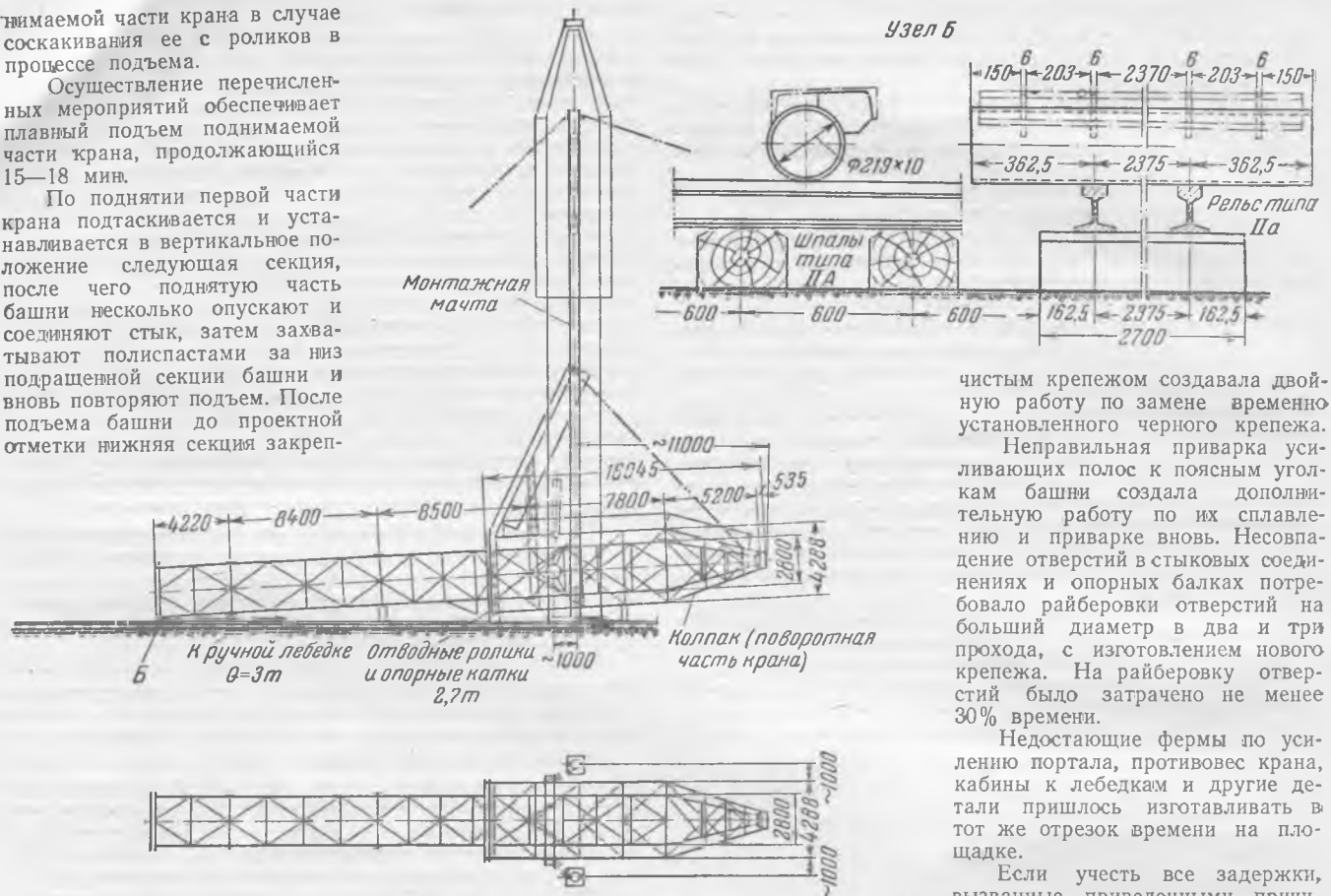


Рис. 2. Такелажная схема монтажа крана БК-403 двумя монтажными мачтами. Вид вдоль оси симметрии кранового пути.

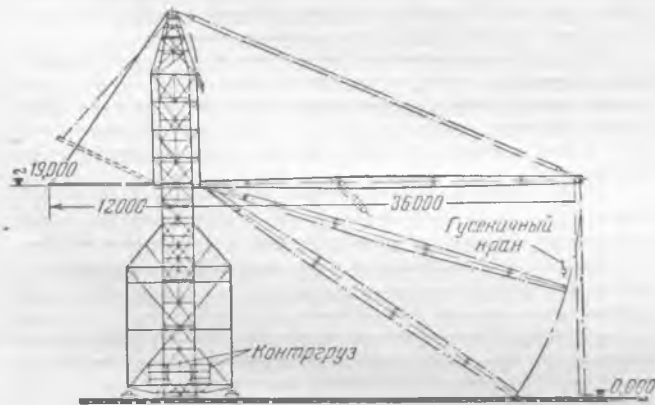


Рис. 3. Установка стрелы крана БК-403.

ляется в обойме портала при помощи опорных балок, монтируется усиление портала, заканчивается монтаж электрической части и ведутся работы по подготовке крана к испытанию.

Продолжительность монтажа и затраты труда на монтаж крана приведены в исполнительном графике (см. таблицу).

Длительность монтажа в 60 календарных дней и затраты труда в 1 047 чел.-дней не характерны, так как имели место значительные перерывы в поставке отдельных узлов крана, некомплектность поставки и некачественное изготовление не прошедших контрольную сборку конструкций крана. Так, например, опорная шайба подпятника и опорные катки поворотной части поступили на площадку через 10 дней после сборки верхней части неповоротной башни, что не позволяло производить сборку поворотной части крана и в свою очередь вызывало задержку подъема блока в вертикальное положение. Задержка в обеспечении

чистым крепежом создавала двойную работу по замене временно установленного черного крепежа.

Неправильная приварка усиливающих полос к поясным уголкам башни создала дополнительную работу по их сплавлению и приварке вновь. Несовпадение отверстий в стыковых соединениях и опорных балках потребовало райберовки отверстий на больший диаметр в два и три прохода, с изготовлением нового крепежа. На райберовку отверстий было затрачено не менее 30% времени.

Недостающие фермы по усилению портала, противовес крана, кабины к лебедкам и другие детали пришлось изготавливать в тот же отрезок времени на площадке.

Если учесть все задержки, вызванные приведенными причинами, то длительность монтажа крана составит не более 39 календарных дней и трудозатраты—690 чел.-дней.

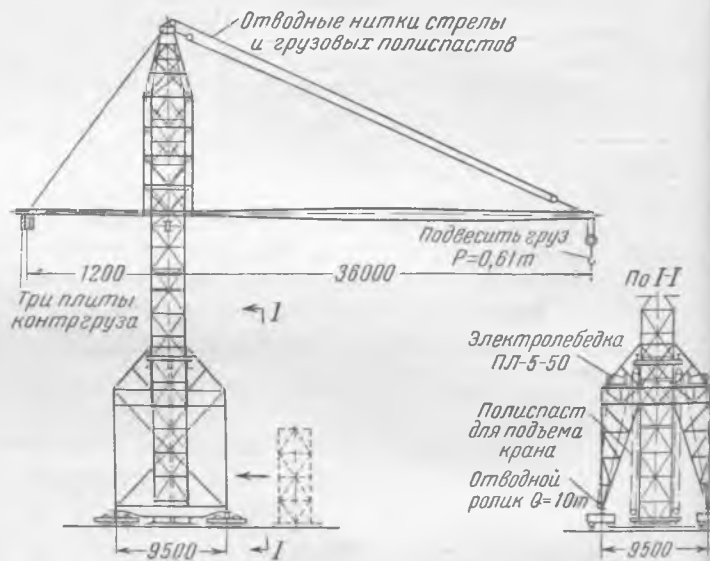


Рис. 4. Уравновешивание крана и установка приспособления для двустороннего подъема.

Выводы

1. Применение монтажных мачт для монтажа башенного крана БК-403 вполне себя оправдало.
2. При помощи мачт обеспечивается монтаж крана крупноблочным методом.
3. При этом способе монтажа создаются более безопасные условия работы, так как все основные операции производятся на земле.

График монтажа башенного крана БК-403

№ п/п	Наименование работ	Трудозатраты, чел.-дни	Апрель		Май			Июнь											
			20	30	10	20	30	10	20	30									
1	Подготовительные работы: планировка площадки, укладка участка кранового пути, устройство стеллажа для укрупнительной сборки, подача оборудования к месту сборки	40		5															
2	Изготовление подъемных мачт и оснастка такелаж	90			6														
3	Сборка пяти секций неповоротной башни с райберовкой отверстий	38/95*			7														
4	Сборка поворотной части крана с райберовкой отверстий	20/40				5													
5	Изготовление решетчатой распорки противовеса и тросовых тяг**	32				4													
6	Изготовление чалочного приспособления	16				4													
7	Сборка стрелы с райберовкой отверстий	18/36				6													
8	Сборка трех стенок портала и контрольная сборка четвертой стенки с райберовкой отверстий	36/72				6													
9	Подъем собранного блока крана с установкой на временных расчалках	12					12												
10	Демонтаж мачт и чалочного приспособления	22					11												
11	Перемещение портала к башне с установкой всех элементов и приспособления для подрачивания крана	99						9											
12	Установка балласта на портале весом 45 т	8						4											
13	Монтаж стрелы крана	15						5											
14	Установка трех плит контргруза весом 14,55 т	5						5											
15	Подъем собранной верхней части крана и подрачивание 6-й секции	27/8								9									
16	Последующий подъем с подрачиванием 7-й секции	27/8								9									
17	Подъем до проектной отметки с креплением башни к portalу	25/20									9								
18	Изготовление недостающих элементов портала—4 т**	25							5										
19	Монтаж электрической части крана	84							2										
20	Монтаж усиления портала	58/26										12							
21	Подборные работы по крану и подготовка к испытанию	45											9						
	Итого	1 047																	
	в том числе собственно на монтаж	685																	
	на устранение заводских дефектов и райберовку отверстий	305																	
	на изготовление недостающих деталей	57																	

* Числитель—трудозатраты на сборку и монтаж, знаменатель—трудозатраты на устранение заводских дефектов и райберовку отверстий.
 ** Работы, вызванные некомплектностью поставки.

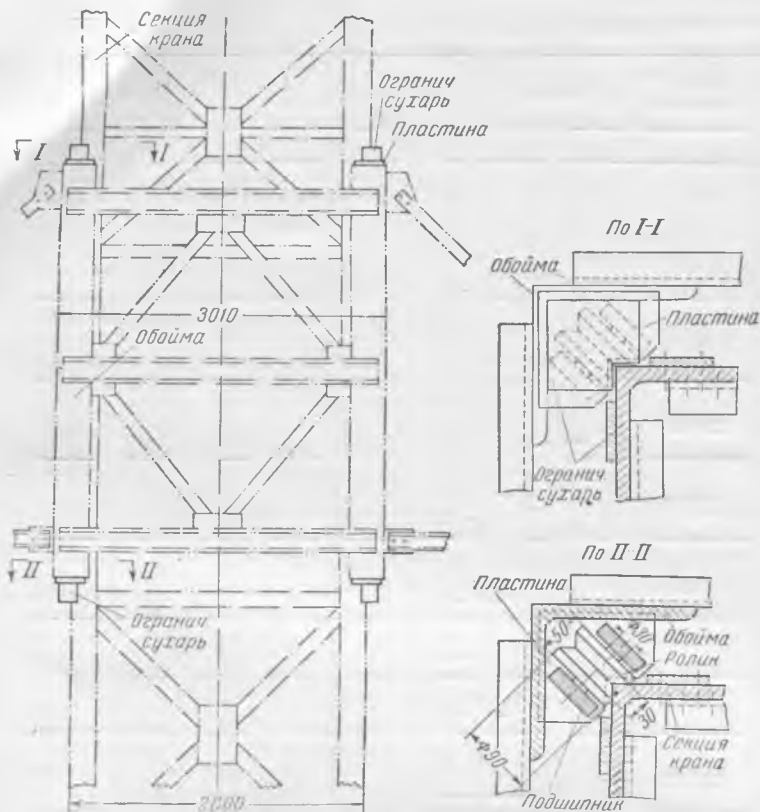


Рис. 5. Установка направляющих роликов вместо сухарей для удержания башни в вертикальном положении в процессе подъема

4. Совмещение монтажных и электротехнических работ с самого начала монтажа позволяет 80% этих работ выполнить внизу до подъема блока, что обеспечивает одновременность окончания всего монтажа крана.

Инж. К. Г. Голофтьев и инж. И. М. Дукач

ОТ РЕДАКЦИИ

Описанный способ монтажа может быть рекомендован только при отсутствии железнодорожного крана грузоподъемностью 25 т, при наличии которого монтаж крана БК-403 может быть выполнен в более короткие сроки и с меньшими трудозатратами.

Использование автопогрузчиков на монтажных работах

При выполнении монтажа тепломеханического оборудования с большим производственным эффектом были применены автопогрузчики грузоподъемностью 3 т.

С помощью автопогрузчиков производились погрузочно-разгрузочные работы и горизонтальный транспорт. На них перевозились мелкое оборудование, детали металлоконструкций, трубопроводов и разные материалы. На вилах автопогрузчика перевозились баллоны с кислородом, уложенные на специальные подкладки (рис. 1).

Транспортировка обмуровочных материалов при помощи автопогрузчиков осуществлялась следующим образом.



Рис. 1. Перевозка автопогрузчиком баллонов с кислородом.



Рис. 2. Транспортировка автопогрузчиком контейнера с фасонным кирпичом.

На складе огнеупорного кирпича или у растворного узла огнеупорные материалы укладывались в контейнеры, установленные на подкладках. Размер подкладок выбирался таким, чтобы вилы автопогрузчика свободно заходили под контейнер. Контейнеры транспортировались автопогрузчиком к вертикальному подъемнику, установленному у места производства обмуровочных работ. На платформу вертикального подъемника контейнеры укладывались также на подкладки. На рис. 2 показана транспортировка автопогрузчиком контейнера с фасонным кирпичом; для контейнера использован упаковочный ящик от мелкого котельного оборудования.

Указанный способ удешевил производство обмуровочных работ за счет ликвидации затрат на погрузку контейнеров в автомашину, разгрузку их с автомашин и погрузку на вертикальный подъемник.

Опыт использования автопогрузчиков позволяет рекомендовать применение их для механизации погрузочно-разгрузочных работ и горизонтального транспорта при монтаже и ремонтах тепломеханического оборудования при условии наличия на территории монтажной площадки электростанции дорог, обеспечивающих передвижение автопогрузчиков.

Инж. Л. Ф. Божко

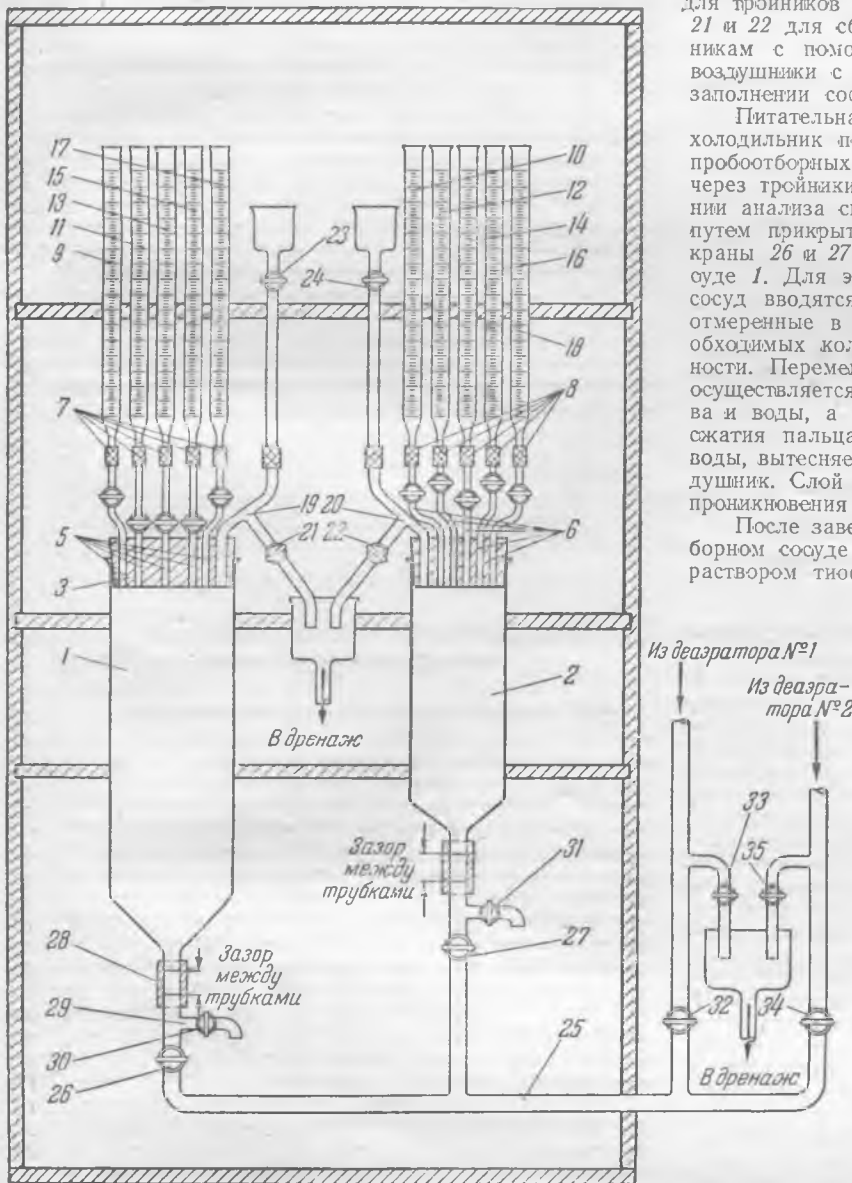


ОБМЕН ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМ ОПЫТОМ

Прибор для определения кислорода в питательной воде

Применяемый на электростанциях способ отбора пробы питательной воды для определения растворенного кислорода отличается громоздкостью и значительной трудоемкостью.

Описанный ниже прибор, проверенный в лаборатории одной электростанции, сохраняя все преимущества «тройного» метода отбора пробы, значительно упрощает технику выполнения анализа и делает сам анализ более быстрым и оперативным. Прибор прост и без труда может быть смонтирован в любой химической лаборатории электростанции. Он состоит из двух пробоотборных сосудов 1 и 2,



Прибор для определения растворенного кислорода.

снабженных резиновыми пробками 3 и 4 и имеющих емкость: первый — 300—400 мл, второй — 100—150 мл.

В каждой пробке высверливаются отверстия для толстостенных капиллярных трубок 5 и 6 с кранами. Встык с трубками с помощью резиновых муфточек 7 и 8 подсоединяются бюретки для следующих реактивов: бюретки 9 и 10 — для щелочного раствора иодистого калия, 11 и 12 — для насыщенного раствора сернокислого марганца, 13 и 14 — для 25%-ной серной кислоты, 15 и 16 — для 0,01-н раствора иода и 17 и 18 для крахмала. Если трубки хорошо пришлифованы встык с бюретками, то сочленение их друг с другом с помощью резиновых шлангов, несмотря на большую концентрацию растворов щелочи и кислоты, достаточно надежно и долговечно.

Кроме указанных отверстий в резиновых пробках обоих пробоотборных сосудов высверливаются еще отверстия для тройников 19 и 20, снабженных стеклянными кранами 21 и 22 для сброса питательной воды в дренаж. К тройникам с помощью резиновых муфточек подсоединяются воздушники с кранами 23 и 24 для отвода воздуха при заполнении сосудов.

Питательная вода из питательной магистрали через холодильник подается непрерывно и одновременно в оба пробоотборных сосуда через трубку 25 и сбрасывается через тройники и краны 21 и 22 в дренаж. При выполнении анализа сначала прекращается сток воды из сосудов путем прикрытия кранов 21 и 22, а затем закрываются краны 26 и 27. Анализ пробы производится сначала в сосуде 1. Для этого открывается кран 23 воздушника и в сосуд вводится путем открытия соответствующих кранов отмеренные в бюретках 9, 11, 13, 15, 17 реактивы в необходимых количествах и в определенной последовательности. Перемешивание после введения каждого реактива осуществляется за счет разницы в удельных весах реактива и воды, а также дополнительно путем периодического сжатия пальцами резиновой трубочки 28. Весь излишек воды, вытесняемый реактивами из сосуда, удаляется в воздушник. Слой воды в воздушнике служит преградой для проникновения воздуха в пробоотборный сосуд.

После завершения реакции, если жидкость в пробоотборном сосуде окрасится в синий цвет, ее титруют 0,01-н раствором тиосульфата натрия.

Для этого сначала вытесняют водой из воздушника через кран 30 часть жидкости, находящейся в «мертвом» пространстве трубки 29 и не принявшей участия в реакции, а затем производят «отсежку» нужного для титрования объема жидкости путем открытия крана 21 и сброса воды из воздушника. После этого открывается кран 30 и содержимое сосуда 1 сливается в колбу для титрования.

Точно так же производится выполнение анализа в сосуде 2 с той лишь разницей, что перед титрованием тиосульфатом натрия к пробе, уже слитой из сосуда в колбу для титрования, добавляется с помощью пипетки питательная вода, отобранная через кран 30 или 31 в момент заполнения пробоотборных сосудов, в таком количестве, чтобы объем полученной пробы для титрования был равен объему пробы в сосуде 1.

Таким образом, как и в случае «тройного» метода отбора пробы, при титровании жидкости из сосуда 1 определяется кислород в объеме 300 мл и окислители или восстановители в том

же объеме; при титровании пробы из сосуда 2 определяется кислород в объеме 10 мл и окислители или восстановители в объеме 300 мл. Кислород определяется по следующей формуле:

$$[O_2] = \frac{A_1 - A_2}{V_1 - V_2} \cdot 1000 \cdot K \text{ мг/л,}$$

где V_1 и V_2 — объемы первой и второй склянки, мл;

A_1 и A_2 — расход раствора тиосульфата натрия на титрование жидкости в первой и второй колбе, мл;

K — количество кислорода, соответствующее 1 мл тиосульфата натрия, м.

Данный прием определения и расчета растворенного кислорода позволяет автоматически учитывать поправку как на кислород, растворенный в реактивах, так и на температуру и окислительно-восстановительные свойства среды.

После окончания анализа путем открытия кранов 26, 21 и 27, 22 через сосуды 1 и 2 вновь непрерывно пропускают питательную воду. Воздух из воздушника должен быть вытеснен свежей питательной водой.

Одним описанным прибором можно обслужить несколько деаэраторов. Если в прибор поступает вода из деаэратора № 1, то кран 32 открыт, а кран 33 закрыт. В это время питательная вода из деаэратора № 2 поступает в дренаж через кран 35 (кран 34 должен быть закрыт). Если в прибор поступает вода из деаэратора № 2 через кран 34, то краны 35 и 32 закрываются: вода из деаэратора № 1 поступает на слив через кран 33.

Прибор монтируется на деревянном штативе и может быть размещен как в помещении деаэраторов, так и в помещении лаборатории, если отметка расположения лаборатории позволяет это сделать.

Прибор калибруется путем взвешивания и вычисления объема воды, выливаемой из каждого пробоотборного сосуда; при этом необходимо учитывать объемы реактивов, сливаемых в каждый прибор.

Инж. В. Я. Зубарев

ОТ РЕДАКЦИИ

Достаточно хорошее перемешивание введенных реактивов с водой в предлагаемом приборе сомнительно. Так как это может отразиться на данных анализа, практическое использование метода, рекомендуемого автором, целесообразно только после его тщательной проверки.

Использование дренажей паропроводов турбины в подогревателе низкого давления

На одной электростанции на турбине фирмы Сименс-Шукерт дренажи паропроводов острого пара и отборов (из I, II, III и IV перепускных труб, паровой коробки I и II отборов) собираются в общий дренажный коллектор, из которого направляются в конденсатор турбины. Тепло дренажей в этом случае теряется с охлаждающей водой конденсатора. Особенность работы данных паропроводов и сложность использования их дренажа заключаются в том, что в паропроводах, во всех или в части их, создается вакуум при пусках и остановках турбины, а также при низких нагрузках на турбине. Эта особенность режима работы данных трубопроводов не позволяет использовать их дренажи путем сбора в дренажном баке турбинного цеха, так как это могло бы привести к подосу воздуха через дренажный бак и срыву вакуума на турбине.

По предложенной автором схеме (см. рисунок) дренажи из дренажного коллектора направлены по линии 1 в подогреватель низкого давления № 1, в котором их тепло используется для подогрева основного конденсата турбины.

Нужно отметить, что вакуум в подогревателе низкого давления № 1 более глубокий, чем в любом из паропроводов при любом режиме работы турбины, следовательно, будет обеспечено надежное дренирование паропроводов.

¹ Ю. М. Кострикин, О методах определения кислорода, «Известия ВТИ», 1952, № 3.

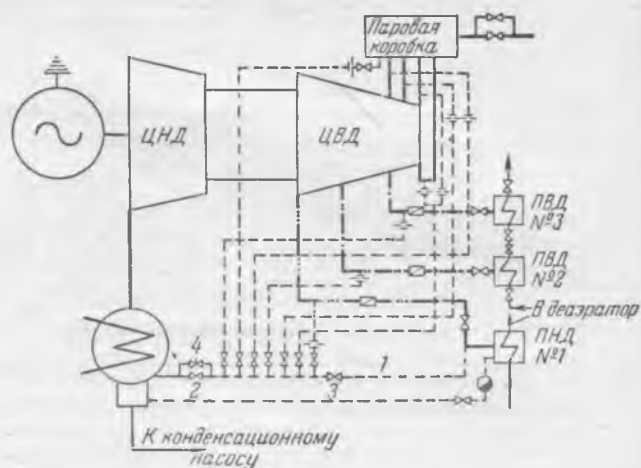


Схема использования дренажей паропроводов турбины.

При пуске и остановке турбины, до включения или после отключения подогревателя низкого давления № 1, дренаж из дренажного коллектора направляется в конденсатор. После приема нагрузки на турбину и включения подогревателя низкого давления № 1 дренаж переводится на подогреватель. Перевод дренажа осуществляется путем закрытия вентиля 2 из дренажного коллектора в конденсатор и открытия вентиля 3 из дренажного коллектора на подогреватель низкого давления № 1.

В целях контроля давления во время работы в дренажный коллектор врезан мановакуумметр.

Для предохранения подогревателя низкого давления в случае повышения давления пара в дренажном коллекторе и в подогревателе (например, остановка конденсатного насоса и значительное разьедание отверстий ограничительных шайб на дренажах) на дренажном коллекторе установлен в виде обвода вентиля 2 на конденсатор предохранительный пружинный клапан 4, срабатывающий при 1,8 ± 2 ат и перепускающий избыток пара в конденсатор.

Данное предложение может найти широкое применение и на других электростанциях Советского Союза, так как в проектах по установке турбин, разработанных «Теплоэлектропроектом» и осуществленных на большинстве электростанций Советского Союза, данный вопрос решен так же, как и в проекте по установке нашей турбины.

Инж. Л. С. Попырин

Упрощение схемы возбуждения турбогенератора

На одном турбогенераторе иностранной фирмы мощностью 25 тыс. квт, 6,3 кв выполнена система независимого возбуждения с подвозбудителем. Принципиальная схема цепей возбуждения приведена на рис. 1. Возбудитель В мощностью 107 квт, 290 в, 370 а имеет основную обмотку возбуждения ОВ сопротивлением 21,7 ом и размагничивающую обмотку РОВ сопротивлением 7,2 ом, расположенную на полюсах возбудителя вместе с основной обмоткой. Реостат возбуждения с серводвигателем для дистанционного управления состоит из двух частей: регулируемой — величина сопротивления 283 ом и нерегулируемой а и б, где а — постоянное сопротивление в главной цепи обмотки возбуждения возбудителя, равное 17,8 ом, и б — сопротивление в цепи размагничивающей обмотки возбуждения возбудителя, равное 80,8 ом. Подвозбудитель ПВ мощностью 3 квт, 250 в, 12 а. Электро-механический регулятор напряжения (АРН) типа БТН.

Система возбуждения, выполненная фирмой, имеет ряд существенных недостатков. Вследствие наличия дополнительных нерегулируемых сопротивлений а и б и размагничивающей обмотки возбудителя, включенной встречно с основной, потолочное значение напряжения возбуди-

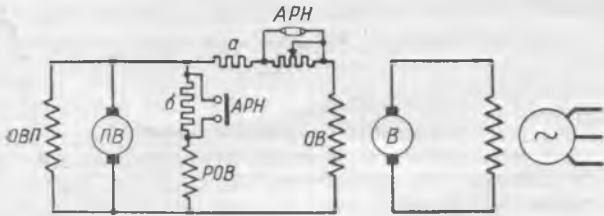


Рис. 1. Принципиальная схема цепей независимого возбуждения с подвозбудителем и электромеханическим регулятором напряжения.

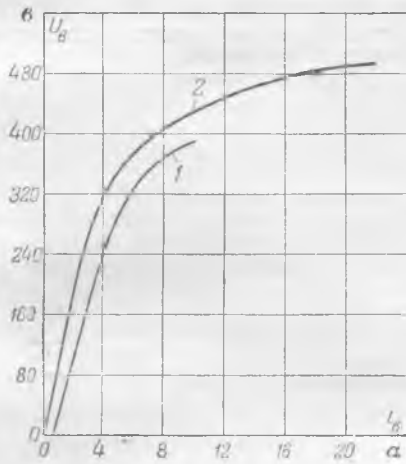


Рис. 2. Характеристики холостого хода возбудителя. 1 — независимое возбуждение с подвозбудителем, $U_{ен} = 390$ в; 2 — параллельное возбуждение без подвозбудителя, $U_{ен} = 495$ в.

теля ограничено и составляет $U_{ен} = 390$ в (кривая 1 рис. 2), при этом кратность форсировки возбуждения

$$k_{\phi} = \frac{U_{ен}}{U_{ан}} = \frac{390}{210} = 1,85.$$

Электромеханический регулятор напряжения импульсно-реостатного типа, воздействующий импульсами переменной продолжительности на серводвигатель реостата возбуждения, очень сложен по своей конструкции. За непродолжительное время его работы по причине залипания подвижных контактов при нормальном режиме было четыре случая резкого снижения напряжения генератора и только благодаря действию релейной форсировки, которая была установлена персоналом электростанции (на схеме не указана), снижение напряжения не приводило к аварии.

Эксплуатация электромеханического регулятора и реостата возбуждения с серводвигателем и дистанционным управлением показала их ненадежность.

Для повышения надежности работы турбогенератора и его устойчивости, а также и устойчивости энергосистемы было решено изменить систему возбуждения и одновременно демонтировать электромеханический регулятор напряжения. Принципиальная схема цепей параллельного возбуждения без подвозбудителя, выполненная персоналом электростанции, приведена на рис. 3. На основную обмотку возбуждения *ОВ* возбудителя *В* включено устройство компаундирования *УК*, а размагничивающая обмотка возбудителя используется как намагничивающая дополнительная обмотка возбудителя *ДОВ*, на которую подключен электромагнитный корректор напряжения *ЭМК*. Соотношение витков дополнительной обмотки и основной составляет $N = \frac{W_{дон}}{W_{осн}} = \frac{1}{3}$. Нерегулируемые сопротивления *а* и *б* реостата возбуждения *РВ* удалены, а регулируемая часть оставлена без изменений с переводом на ручное управление. Благодаря этим изменениям значительно упростилась схема вторичных цепей как на панели, так и на пульте управления генератора.

После монтажа новой схемы цепей параллельного возбуждения без подвозбудителя были произведены ее испы-

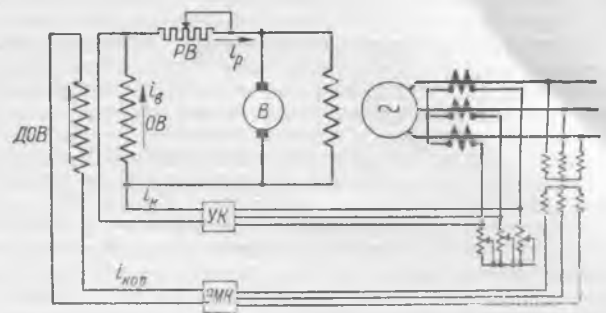


Рис. 3. Принципиальная схема цепей параллельного возбуждения без подвозбудителя с компаундированием и электромагнитным корректором.

тания. Напряжение на якоре возбудителя как в режиме холостого хода, так и при работе на ротор генератора регулируется устойчиво и при потолочном напряжении коммутация его не нарушается. Обеспечивается максимальное потолочное напряжение возбудителя при форсировке в режиме холостого хода $U_{ен} = 495$ в (кривая 2, рис. 2),

кратность форсировки возбуждения $k_{\phi} = \frac{U_{ен}}{U_{ан}} = \frac{495}{210} = 2,36$.

Устройства компаундирования и электромагнитного корректора как в режиме холостого хода, так и при нагрузке обеспечивают нормальную работу генератора.

Таким образом, выполненная система параллельного возбуждения без подвозбудителя удовлетворяет основным требованиям эксплуатации. Она является простой и надежной в работе, обеспечивая при минимальном времени максимальное (потолочное) значение напряжения и тока возбуждения при форсировке. Увеличилась надежность работы турбогенератора и повысилась как его устойчивость, так и устойчивость системы. Эксплуатация турбогенератора в течение 9 мес. показала его надежную работу без подвозбудителя.

Канд. техн. наук П. А. Мещанинов

Ремонт обмотки статора гидрогенератора без выемки ротора

На одной электростанции произошел пробой на корпус обмотки статора гидрогенератора типа ВВ-844т-167 мощностью 15 тыс. *кВа*, 6,6 *кВ* завода «Электросила».

Поврежденный генератор был оставлен в эксплуатации и проработал до ремонта 1062 часа.

Напряжение, измеренное между нулевой точкой обмотки статора (соединенной в звезду) и землей, составляло 730 в (при номинальном фазовом напряжении).

При тщательном осмотре во время остановки генератора следов замыкания на корпус обмотки обнаружено не было. При помощи измерительного мостика, собранного

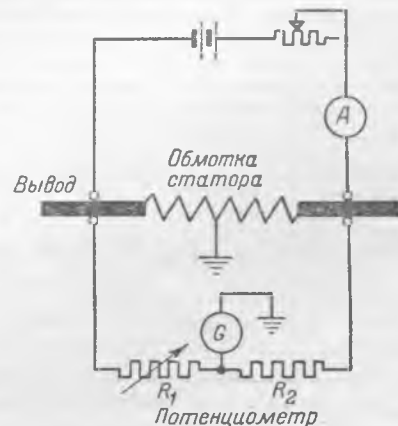


Схема измерительного мостика.

по показанной на рисунке схеме, было установлено наличие замыкания на корпус в одной фазе обмотки статора на расстоянии 19,41% от нулевой точки. Для отыскания места замыкания на вычерченной схеме поврежденной фазы обмотки статора у лобовой части каждой полусекции было нанесено напряжение относительно нулевой точки, которое должно быть на ней при номинальном фазовом напряжении. Этим был определен паз полусекции, в которой напряжение в нормальном режиме работы составляет 730 в (19,4%).

Затем от резервного двигатель-генератора в поврежденную фазу был подан ток величиной 300 а и помощью проколов тонким шилом изоляции измерялось милливольтметром напряжение между корпусом и верхней и нижней лобовыми частями отмеченной полусекции с напряжением 730 в. Милливольтметр давал отклонения в несколько делений шкалы, причем показания прибора меняли свой знак при переходе с нижней части полусекции к верхней, что свидетельствовало о наличии замыкания на корпус нижней полусекции, и действительно поврежденной оказалась нижняя полусекция. Для ее выемки было демонтировано 22 верхние полусекции.

После выемки и осмотра дефектной полусекции, а также осмотра паза было установлено, что пробой изоляции произошел на узкой грани корпусной изоляции полусекции, в месте выходе ее из паза. Пробой был вызван выступающим на 1,5 мм внутрь нижней части паза сегментным листом активной стали, который постепенно прорезал изоляцию.

Обмотка статора генератора испытывалась за 6 мес. до аварии¹ напряжением $1,3 U_n$. Проверкой была установлена хорошая опрессовка активной стали, поэтому неправильное положение сегментного листа, повредившего обмотку статора, объясняется только тем, что он был, по-видимому, оставлен в этом положении во время сборки (цихтовки) генератора на заводе-изготовителе.

Выступающая кромка упомянутого листа в пазу была вырублена во время ремонта, а в целях ускорения работ ремонт статора был произведен без выемки ротора; для этого было снято 4 роторных полюса. Освободившееся пространство дало возможность доступа к обмотке статора для производства необходимых работ.

Выемка клиньев, крепящих полюса ротора, производилась при помощи мостового крана. Нижняя поврежденная полусекция была заменена новой, предварительно испытанной по действующим нормам. Все верхние полусекции, вынутые во время ремонта, до укладки на место, были испытаны напряжением переменного тока величиной 19 кв. При этом из 22 полусекций 5 были пробиты. Осмотром мест пробоя было установлено наличие разбухания изоляции.

Для осмотра обмотки статора и чистки воздушных каналов активной стали ротор генератора (без четырех полюсов) проворачивался на 360° . Для этого использовался предложенный инж. Казовским метод², заключающийся в следующем. В одну из фаз обмотки статора и одновременно в обмотку ротора подается постоянный ток. В результате взаимодействия электромагнитных полей ротор повернется на определенный угол, зависящий от положения ротора по отношению к оси фазы статора.

Включением и отключением последовательно одной за другой фаз статора осуществляются повороты ротора.

Величина необходимого для этого тока составляла 500 а. В качестве источника постоянного тока был использован резервный двигатель-генератор.

Одновременно с чисткой статора производилась также проверка опрессовки стали по всей окружности статора. После укладки верхних полусекций вся обмотка в целом была испытана напряжением промышленной частоты величиной $1,7 U_n$ (11,2 кв).

Способ ремонта обмотки статора гидрогенератора без выемки ротора позволил сократить срок самого ремонта на 7 календарных дней.

Инж. С. Р. Элькин

Измерение тока холостого хода трансформатора на стороне 110 кв

При эксплуатации оборудования одной подстанции возникла необходимость в измерении тока на стороне 110 кв силового трансформатора $6,2/105 \text{ кв} \pm 13\%$.

Ввиду того, что стационарные маслонаполненные трансформаторы тока 110 кв, имеющие коэффициент трансформации 200/5 и класс 1, при токах, составляющих 2—3% от номинального, дают значительную погрешность, было решено произвести измерение лабораторными приборами и трансформаторами со сборкой измерительной схемы на высоком напряжении.

Установка (см. рисунок) входила в зону мгновенно действующей защиты на выключатель, соединяющий резервную систему шин с рабочей.

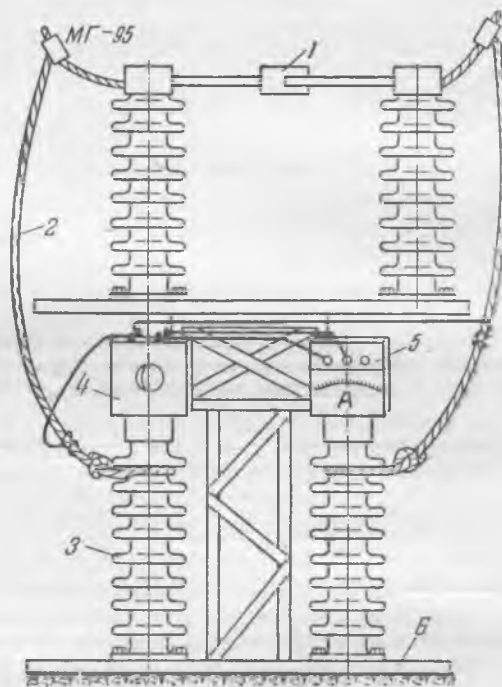


Схема была собрана на опорных изоляторах, укрепленных на асбесто-цементных плитах 6, обеспечивающих устойчивое положение изоляторов.

Предварительно испытанные опорные изоляторы 3 были установлены с обеих сторон портала шинного разъединителя 1 трансформатора, внутри ограждения.

Средняя фаза разъединителя была наглухо зашунтирована перемычкой. С обеих сторон крайних фаз разъединителя были смонтированы шунтирующие спуски 2, концы которых прочно укреплены на верхней части опорного изолятора.

Лабораторный трансформатор тока 4 с коэффициентом трансформации 50/5 и амперметр 5 со шкалой на 1 а были прочно укреплены на верхних фланцах опорных изоляторов. Все соединительные провода надежно заведены под важными приборами и возможность их соприкосновения с землей была исключена. Наблюдения за приборами велись снаружи ограждения с помощью бинокля.

Измерения производились в следующем порядке. После снятия заземлений трансформатор в режиме холостого хода (обмотка 6,2 кв разомкнута) включался со стороны 110 кв через групповой и шиносоединительный выключатели.

После спада пускового тока ножи линейного разъединителя с помощью ручного привода разводились на время измерений на минимально возможное расстояние. После производства отчетов разъединитель включался, а трансформатор отключался; затем разбирались вся схема.

¹ Испытания генератора производились до выхода новых «Правил технической эксплуатации», в которых предусмотрено испытание напряжением $1,5 U_n$.

² См. Информационное письмо № 20-228 Технического отдела НКЭС, сентябрь 1944 г.

Выводы

1. В исключительных случаях можно прибегнуть к измерению тока силового трансформатора на стороне высокого напряжения с помощью обычных трансформаторов тока или измерительных клещей, изолированных от земли.

2. Наиболее оправдывает себя схема, в которой используется разьединитель в роли защитного шунта.

Инж. А. В. Михалков

Селеновый выпрямитель для питания устройств телемеханики

Устойчивая работа аппаратуры телеуправления — телесигнализации на телемеханизированной подстанции во многом зависит от наличия надежного источника питания (постоянный ток напряжением 48 в). При возникновении на подстанции аварийных режимов диспетчеру должна быть немедленно и безошибочно передана необходимая сигнализация, а также бесперебойно выполнены все посылаемые им «приказы». Но так как в этих случаях возможны глубокие понижения напряжения собственных нужд на подстанции, вопрос о создании надежного и дешевого источника питания для аппаратуры телеуправления — телесигнализации приобретает особо важное значение.

Установка специальной аккумуляторной батареи для питания этих устройств не всегда возможна и экономически нецелесообразна.

Из-за отсутствия до сего времени промышленного выпуска селеновых выпрямителей, специально предназначенных для телемеханики, проектные организации рекомендуют устанавливать селеновые выпрямители типа ВСА-5, выпускаемые промышленностью для зарядки аккумуляторных батарей. При этом для сглаживания пульсаций выпрямленного тока применяются отдельный сглаживающий дроссель и электролитические конденсаторы. Сглаживающий дроссель, как правило, специально не рассчитывается и поэтому не обеспечивает надлежащего сглаживания пульсаций.

В некоторых случаях рекомендуют питать селеновые выпрямители ВСА-5 от резонансного стабилизатора типа ЭПА-27, который, как известно, обеспечивает стабилизацию напряжения при изменении напряжения сети в пределах всего $\pm 15-20\%$.

Такое выполнение источника питания оказывается весьма громоздким, относительно дорогим и не полностью удовлетворяющим требованиям телемеханики. Стабилизатор ЭПА-27 вследствие узкого диапазона стабилизации может обеспечить надежное питание устройств телеуправления — телесигнализации только при нормальных режимах работы подстанции. Глубокие понижения напряжения требуют автоматического перевода питания на резервный источник (на отпауку 48 в от оперативной аккумуляторной батареи). Переход на резервное питание связан с кратковременным перерывом питания и лишним запуском телеустановки, что крайне нежелательно.

Автором был разработан селеновый выпрямитель типа ВСТ-48/3, специально предназначенный для питания устройств телемеханики. Выпрямитель имеет относительно глубокую стабилизацию выходного напряжения и снабжен фильтром, обеспечивающим хорошее сглаживание пульсаций выпрямленного напряжения.

Этот выпрямитель в настоящее время освоен электро-ремонтным заводом Ростовэнерго. Конструктивно селеновый выпрямитель типа ВСТ-48/3 выполнен таким образом, что в нем резонансный стабилизатор одновременно выполняет функции понижающего трансформатора. Это обстоятельство приводит к повышению к. п. д. выпрямителя.

Для расширения диапазона стабилизации стабилизатор напряжения работает в режиме небольших нагрузок и с высоким насыщением стали. Это условие определяет достаточно выгодную внешнюю характеристику выпрямителя, показанную на рис. 1.

При нагрузке на выпрямителе 0,5 а выходное напряжение постоянного тока 48 в остается неизменным при изменении напряжения сети в пределах 100—250 в, а при максимальной нагрузке 2,5 а напряжение выпрямителя

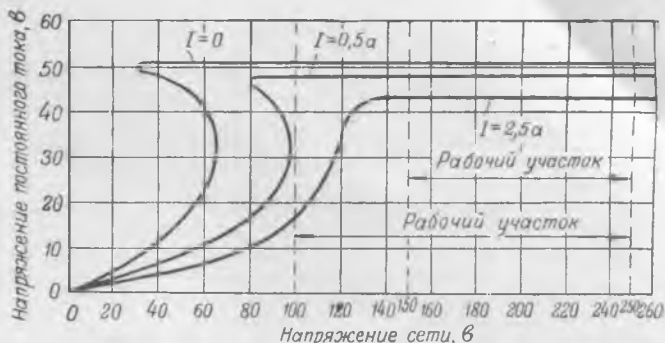


Рис. 1. Внешние характеристики селенового выпрямителя ВСТ-48/3.

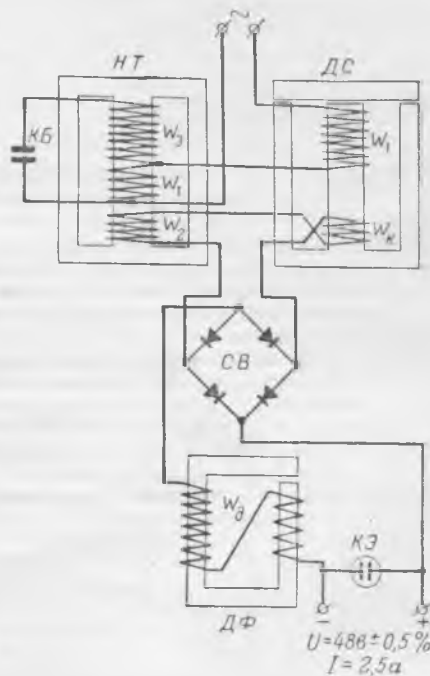


Рис. 2.

Схема селенового выпрямителя ВСТ-48/3.

НТ — насыщенный трансформатор стабилизатора; ДС — дроссель стабилизатора; ДФ — дроссель сглаживающего фильтра; СВ — селеновые выпрямители, собранные по схеме двухполупериодного моста; КБ — бумажные конденсаторы 8 мкф, рабочее напряжение 600—700 в; КЭ — конденсаторы электролитические 200 мкф, 100 в.

43 в остается неизменным при изменении напряжения сети в пределах 150—250 в.

Таким образом, при достаточно глубоком изменении напряжения сети и полном изменении нагрузки напряжение на выходе выпрямителя изменяется всего на 5 в, что в полной мере удовлетворяет требованиям телемеханики.

Селеновый выпрямитель типа ВСТ-48/3 благодаря своей внешней характеристике обеспечивает бесперебойную работу аппаратуры телеуправления — телесигнализации при возникновении коротких замыканий в сети, приводящих к снижению напряжения подстанции на 50—40%.

Схема селенового выпрямителя типа ВСТ-48/3 приведена на рис. 2.

Сердечник насыщенного трансформатора стабилизатора набирается вперекрестку из трансформаторной стали

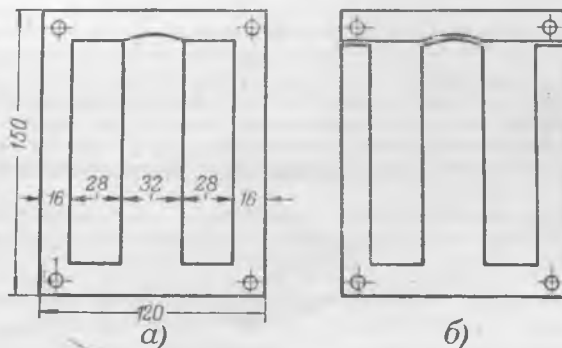


Рис. 3. Пластины сердечника.

а — насыщенного трансформатора; б — дросселя стабилизатора.

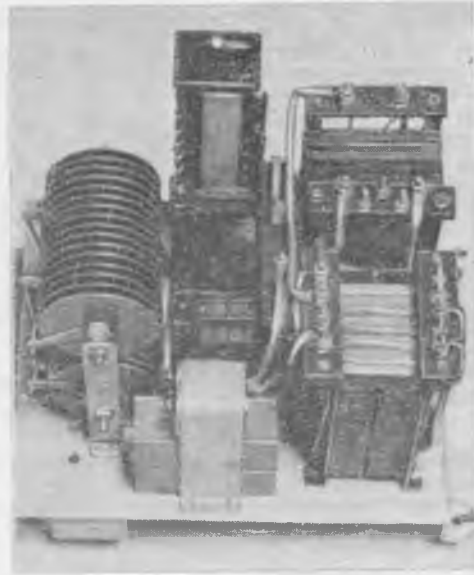


Рис. 4. Селеновый выпрямитель ВСТ-48/3.

Толщина пакета 74 мм. На керне дросселя расположены обмотки первичная (300 витков провода ПБД диаметром 1,35 мм) и компенсирующая (14—18 витков провода ПБД диаметром 1,81 мм).

Сглаживающий дроссель рассчитан на уменьшение коэффициента пульсации до величины $k_n = 4—5\%$ (k_n —отношение амплитуды основной гармонической переменной составляющей к величине постоянной составляющей напряжения выпрямленного тока). Сердечник дросселя набирается из нарезанных полос трансформаторной стали размером 40×80 и 40×120 мм. Толщина пакета 60 мм. Обмотка 740 витков провода ПБД диаметром 1,35 мм.

Весь выпрямитель собран на отдельной панели, закрытой кожухом, и приспособлен для крепления на стенке или щите. Внешний вид его с закрытым и открытым кожухом представлен на рис. 4.

толщиной 0,3—0,5 мм стандартного штампа Ш-32 (рис. 3,а). Активная толщина пакета — 60 мм. Для снижения температуры нагрева стали в связи с ее большим насыщением сердечник трансформатора имеет продольный вентиляционный канал шириной 7—8 мм (температура нагрева стали достигает 73—75°С, что не превышает норм).

На керне трансформатора уложены три обмотки: первичная (200 витков провода ПБД диаметром 1,35 мм), вторичная (92—108 витков провода ПБД диаметром 1,81 мм) и добавочная (500 витков провода ПБД диаметром 1,1 мм).

Дроссель стабилизатора имеет малое насыщение, его сердечник набирается из той же стали Ш-32, но с образованием воздушного зазора 1,0—1,5 мм, для чего верхняя часть листа обрезается, как показано на рис. 3,б.

Селеновые выпрямители типа ВСТ-48/3 могут также работать параллельно с аккумуляторной батареей в режиме постоянного подзаряда. Устойчивая стабилизация выходного напряжения выпрямителя обеспечивает постоянство установленного режима подзаряда, что очень важно для нормальной работы аккумуляторной батареи.

Для изготовления выпрямителя требуется сталь стандартных размеров, распространенные детали и материалы. Поэтому такие выпрямители могут быть изготовлены и на месте.

Инж. А. И. Боровиков

□ □ □

Консультация по „Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей“

ВОПРОС

Почему в соответствии с § 249 «Правил технической эксплуатации» не допускается устройство обводных газоходов у золоуловителей, за исключением установок с батарейными циклонами у котлов, работающих на фрезерном торфе, и что делать, если обводной газоход уже оборудован?

ОТВЕТ

Устройство обводных газоходов к золоуловителям снижает эффективность золоуловителей из-за подсосов из этих газоходов при неплотных отключениях. Кроме того, наличие обводных газоходов позволяет работать излишнее время с отключенными золоуловителями, что и не допускается § 249 «Правил» для всех котлов, кроме установок с батарейными циклонами, работающих на фрезерном торфе.

Разрешение устройства обводных газоходов в последнем случае допускает отключение батарейных циклонов при растопках и неустойчивых топочных режимах котлов во избежание скопления в циклонах взрывоопасного фрезерного торфа.

Выполненные обводные газоходы, не отвечающие требованиям § 249 «Правил», должны быть плотно заделаны.

ВОПРОС

Почему в § 395 «Правил» предельное содержание насыщенного пара котлов предусмотрено не по солемеру

Мостофина, а методом концентрирования ионов с поправкой на железо?

Исходя из этого, на какую предельную норму содержания насыщенного пара котлов по солемеру Мостофина следует ориентироваться персоналу?

ОТВЕТ

Солемер системы Мостофина показывает неточное содержание конденсатов пара, так как, несмотря на осуществленную дегазацию в приборе, газы (CO_2 , иногда NH_3), находящиеся в паре, удаляются примерно на 70—75% и влияют на электропроводность раствора. Вследствие этого искажаются показания прибора в сторону увеличения общего содержания конденсата анализируемого пара.

Солемеры Мостофина позволяют только приблизительно определять общее содержание пара и служат большей частью лишь в качестве сигнализаторов бросков.

Поэтому норму содержания насыщенного пара котлов по солемеру Мостофина не указывают.

Если в паре отсутствует аммиак и нет резкого колебания содержания углекислоты, можно произвести сравнение показаний солемера с показаниями солеосреднителя, определенного методом концентрирования ионов (с поправкой на железо), и составить соответствующую кривую зависимости.

□ □ □

ХРОНИКА

В Техническом управлении Министерства

О переключении электродвигателей собственных нужд, питающихся отпайкой от генератора, при потере возбуждения

На одной электростанции при потере возбуждения на турбогенераторе из-за сильного снижения напряжения имело место развитие аварии вследствие значительного снижения скорости у части электродвигателей собственных нужд, питающихся от трансформатора собственных нужд, присоединенного отпайкой к генератору.

Техническое управление по электростанциям указывает (противоаварийный циркуляр № 14/Э от 22 декабря 1952 г.), что в целях предупреждения подобных аварий при потере возбуждения турбогенераторов, питающих отпайкой трансформатор собственных нужд, следует немедленно переключать электродвигатель собственных нужд на резервный источник питания, причем переключение может быть осуществлено вручную.

Соответствующие указания должны быть внесены в местные инструкции для дежурного персонала.

О блокировке разъединителей, применении стационарных заземляющих устройств и их блокировке для вновь проектируемых распределительных устройств

Техническое управление Министерства вынесло следующее решение по вопросам блокировки разъединителей, применения стационарных заземляющих устройств и их блокировки для вновь проектируемых распределительных устройств (№ 2/Э от февраля 1954 г.):

1. В распределительных устройствах с одной системой сборных шин рекомендовать применение механической блокировки разъединителей со своими выключателями, используя замки инж. Гинодмана, изготовляемые Рижским ремонтно-механическим заводом Латвэнерго.

2. В распределительных устройствах с двумя системами сборных шин применять электромагнитную блокировку разъединителей с выключателями.

3. Считать необходимым выполнять стационарные заземляющие устройства на открытых и закрытых распределительных устройствах 110 кВ и на открытых распределительных устройствах 154 и 220 кВ для всех элементов оборудования с тем, чтобы исключить в указанных распределительных устройствах применение переносных заземляющих проводов.

4. Приводы заземляющих ножей линейных разъединителей должны быть механически заблокированы с этими разъединителями.

5. Стационарные заземляющие ножи для заземления сборных шин должны быть расположены на разъединителе трансформаторов напряжения со стороны шин и механически заблокированы с этим разъединителем.

6. Стационарные заземляющие ножи, размещенные на шинных разъединителях со стороны выключателя, в случае наличия развилки из разъединителей на две системы сборных шин должны быть механически заблокированы со

своим разъединителем и иметь электромагнитную блокировку с разъединителем на другую систему сборных шин. Электромагнитная блокировка должна обеспечивать невозможность наложения заземления при включенном разъединителе и включения разъединителя при включенных заземляющих ножах.

7. В случае установки стационарных заземляющих ножей в цепи трансформатора между выключателем и трансформатором привод их должен иметь электромагнитную блокировку соответственно со своим выключателем.

О соединении шин давлением

Техническим управлением Министерства совместно с Главэлектромонтажем Министерства строительства и Государственной инспекцией по промэнергетике и энергонадзору в целях накопления опыта по соединению шин давлением принято следующее решение (№ 4/Э от марта 1954 г.):

1. Разрешить применение соединений шин давлением, за исключением ошиновок генераторов, двигателей собственных нужд электростанций, ячеек трансформаторов мощностью 20 тыс. кВА и выше и установок, подверженных вибрациям (крановые, судовые и тому подобные установки) в нижеследующих случаях:

а) из однородных металлов (алюминий—алюминий, медь—медь) размером до 100×10 мм включительно во всех закрытых электротехнических установках высокого и низкого напряжений в сухих отапливаемых и неотапливаемых помещениях;

б) медных шин с алюминиевыми размером до 100×10 мм включительно в установках высокого и низкого напряжений, отнесенных к III категории по степени ответственности электроснабжения, в сухих отапливаемых и неотапливаемых помещениях.

2. Для обеспечения качества соединений шин давлением допускать к работам только специально обученный персонал после сдачи им испытаний.

3. Соединение шин давлением производить по инструкциям, согласованным с Техническим управлением Министерства электростанций.

4. За установками, в которых выполнены соединения шин давлением, вести систематическое наблюдение в условиях эксплуатации. Результаты наблюдений направлять в Техническое управление Министерства электростанций.

Конференция читателей журнала «Электрические станции» в Харькове

В январе 1954 г. Харьковским отделением ВНИТОЭ была проведена конференция читателей журнала «Электрические станции».

Вступительный доклад сделал канд. техн. наук И. М. Динабургский. Докладчик осветил развитие энергетики Советского Союза со времени принятия плана ГОЭЛРО и до настоящего времени, подробно остановился на роли и задачах журнала «Электрические станции» в деле развития отечественной энергетики. Одновременно докладчик высказал ряд критических замечаний по тематике журнала.

В прениях по докладу приняли участие энергетики Харькова.

П. М. Кравченко (Донбассэлектромонтаж) в своем выступлении указал на то, что в журнале недостаточно освещаются вопросы, связанные с монтажом электростан-

ций. В частности, слабо освещаются вопросы новой технологии и экономики монтажа, почти отсутствует информация о решениях научно-технических совещаний, проводимых отделениями НИТОЭ.

Б. Г. Рудима (ГПИ Тяжпромэлектропроект) отметил, что журналом мало проводится дискуссий по наиболее актуальным вопросам, не отражаются вопросы распределения электроэнергии в цехах промышленных предприятий.

А. Я. Розенталь (Харьковэнерго) обратил внимание на продолжительность прохождения статей в журнале и предложил разделить его на две части: теплотехническую и электроэнергетическую.

М. А. Дуэль (Харьковэнерго) отметил ту положительную роль, которую играет журнал в мобилизации усилий советских энергетиков на выполнение задач, стоящих перед ними в пятой пятилетке, и одновременно указал на то, что в журнале слабо освещаются вопросы сотрудничества научно-исследовательских институтов и энергетических предприятий. Он высказался против разделения журнала на две части, указав на наличие специализированных журналов «Электричество» и «Теплоэнергетика».

Д. П. Андрианов (Донбассэлектромонтаж) обратил внимание на то, что в журнале плохо налажен отдел консультации, в котором ощущается большая потребность, слаба связь редакции журнала с авторами, статьи долгое время находятся без движения в редакции.

Проф. А. Л. Матвеев (ХПИ имени Ленина) отметил, что журнал не отражает вопросов электрификации сельского хозяйства; в журнале слабо отражены вопросы эксплуатации малых электростанций.

В. Л. Раенко (Укрэнергочермет) указал, что следует отражать на страницах журнала вопросы водоподготовки.

В своем решении конференция, с удовлетворением отмечая большую положительную роль, которую играет журнал «Электрические станции» в развитии отечественной энергетики, обращает внимание на ряд недостатков работы редакции журнала: запоздание с отражением решений Сентябрьского Пленума ЦК КПСС, недостаточное освещение внедрения пара высокого давления в энергетику, автоматизации и телемеханизации энергохозяйства, внедрения передовых методов строительства и монтажа.

Отмечено также недостаточное освещение вопросов электрификации сельского хозяйства, эксплуатации электростанций промышленных предприятий, вопросов экономики, сотрудничества работников научных институтов и инженеров-энергетиков на производстве.

Количество тематических номеров журнала и число проведенных творческих дискуссий конференция считает недостаточными.

Конференция высказала ряд пожеланий по устранению отмеченных недостатков.

Д. А.

ОТ РЕДАКЦИИ

Помещая отчет о конференции читателей в Харькове, редакция благодарит всех лиц, принявших участие в обсуждении работы редакции журнала. Редакция приложит все усилия для реализации пожеланий конференции.



Юрий Прохорович Комиссаров

6 мая 1954 г. скончался Юрий Прохорович Комиссаров — заместитель начальника Главной инспекции по эксплуатации электростанций.

Ю. П. Комиссаров родился в 1910 г. в семье инженера. После окончания в 1932 г. Московского электромеханического института он начал работу на электростанциях и до своей безвременной кончины отдавал энергетике все свои силы и разносторонние знания.

С 1932 по 1935 г. тов. Комиссаров был дежурным инженером Шатурской грэс имени Ленина, затем до конца 1937 г. — начальником котельного цеха Новотульской электростанции и с 1937 по 1940 г. — начальником котельного цеха тэц № 11 Мосэнерго.

За время работы на электростанциях Ю. П. Комиссаров приобрел большой опыт, который в сочетании с хорошей инженерной подготовкой позволил ему в дальнейшем развернуть свои большие способности инженера и организатора.

В 1940 г. Юрий Прохорович был переведен для работы в центральный аппарат Наркомата электростанций.

В начале Великой Отечественной войны тов. Комиссаров ушел на фронт для защиты Родины, где с честью выполнял долг боевого командира.

После войны Юрий Прохорович вернулся на тэц № 11 Мосэнерго, а затем опять был переведен в центральный аппарат Министерства — в Главную инспекцию по эксплуа-

тации электростанций и сетей, где работал сначала старшим инженером-инспектором, а затем заместителем начальника Главной инспекции.



На работе в Главной инспекции особенно проявились способности Юрия Прохоровича. Имея большой инженерный и жизненный опыт, умело обобщая практику эксплуатации лучших предприятий, он провел большую работу по повышению надежности электростанций, культуры и экономичности их работы. При его непосредственном активном участии составлены «Правила технической эксплуатации», многие руководящие технические материалы, пособие к изучению ПТЭ и др.

Последнее время Юрий Прохорович умело сочетал свою основную деятельность в Инспекции с работой в журнале «Электрические станции», где был ведущим редактором.

Советские энергетики хорошо знали и высоко ценили Ю. П. Комиссарова.

За боевые заслуги и деятельность в энергетике Юрий Прохорович был награжден орденом Красной Звезды, медалью «За боевые заслуги» и другими медалями Советского Союза.

Высококвалифицированный инженер, стойкий коммунист, отдававший себя делу энергетики, отзывчивый товарищ — Юрий Прохорович Комиссаров надолго останется в памяти всех знавших его.

Ермаков В. С., Клочков И. М., Чижов Д. Г., Когтев Г. И., Лаврененко К. Д., Некрасов А. М., Спирин С. А., Веселов Н. Д., Котилевский Д. Г., Смирнов Г. В., Маринов А. М., Максимов А. А., Иванов М. И., Немов А. П., Чупраков Н. М., Автономов Б. В., Сыромятников И. А., Молоканов С. И., Фаерман С. Ц., Горшков А. С., Гольденберг П. С., Соколов Б. М., Макушкин Я. Г., Мхитарян С. Г., Рассадников Е. И., Грудинский П. Г., Фомичев Г. И., Щербинин Б. В., Зайцев В. И., Кокорев С. В., Ключин М. П., Песчанский В. И., Сафразбекян Г. С. и др.

ЭНЕРГОХОЗЯЙСТВО ЗА РУБЕЖОМ

Некоторые особенности электростанции Астория¹

Проектируемая паротурбинная электростанция Астория в Нью-Йорке характеризуется установкой котлов с подачей топлива под давлением, рассчитанных на отвод дымовых газов в трубу с высокими скоростями; последовательным проведением блочного принципа один котел — одна турбина с вторичным перегревом; быстрым пуском блока котел — турбина; повышенной против нормальной мощностью устройств собственных нужд и объединенным главным щитом управления с центральным расположением тепловых и электрических измерительных приборов и аппаратуры управления. Мощность первой очереди — два двухвальных агрегата с турбинами по 180 тыс. кВт, давлением пара 126 атм, температурой пара свежего и после вторичного перегрева — 538°С; потребление тепла на электростанции с добавкой питательной воды равно 2470 ккал/кВтч. При полном развитии намечено установить 6 агрегатов. Тепловая схема приведена на рис. 1.

Из-за сниженных в связи с близостью аэропорта дымовых труб и близости жилых кварталов намечена электро-механическая установка для очистки дымовых газов, обеспечивающая улавливание 97% золы. Для получения при полной нагрузке нормальной тяги со скоростью газов 18 м/сек на верхушке каждой дымовой трубы установлена насадка, внутри которой имеется вторая концентрическая насадка с заслонкой. При закрытии этой заслонки газы проходят через уменьшенное кольцевое сечение, и выходная скорость увеличивается до 36 м/сек. Для контроля тяги на центральном щите управления имеются следующие 4 аппарата:

- 1) телевизионный приемник, показывающий работу дымовых труб;
- 2) прибор, указывающий и регистрирующий плотность дыма, работающий по принципу поглощения света;
- 3) анализатор атмосферного воздуха (расположенный по направлению к жилому кварталу), измеряющий содержание SO₂ и дающий предупредительный или тревожный сигнал;
- 4) измеритель скорости и направления ветра, установленный на крыше расположенного поблизости газгольдера.

В связи с близостью жилых кварталов намечено обеспечить устранение вредных шумов путем включения требования о минимальном шуме в технические условия на поставку трансформаторов и всех вращающихся машин и сооружений электростанции закрытого типа с применением соответствующих звукоизоляционных материалов.

Каждый из двух первых турбоагрегатов по 180 тыс. кВт, 3600 об/мин состоит из турбины высокого давления с генератором 90 тыс. кВт и турбины низкого давления с таким же генератором 90 тыс. кВт; поверхность конденсатора равняется 9755 м². Впоследствии предполагается установка более крупных агрегатов. Двухвальный агрегат с турбинами был выбран потому, что при одинаковой сметной стоимости за ним оставалось преимущество более высокой перегрузочной способности по сравнению с одновальным.

Опыт эксплуатации в системе пяти агрегатов по 160 тыс. кВт, работающих при 1800 и 1500 об/мин, показывает, что эксплуатация таких двухвальных машин, по крайней мере в отношении генераторов, более экономична, чем одновальных.

Сравнение технико-экономических показателей дает небольшую разницу (приблизительно 2,5%)

в пользу двухвальных агрегатов; учитывая степень точности технико-экономического расчета, можно принять экономические показатели обоих вариантов одинаковыми.

Котлы 545 т/час (максимально 610 т/час) в стальном кожухе оборудованы сдвоенными топками, работающими под давлением 50 мм вод. ст. и имеющими по 22 кольцевые горелки, рассчитанные на сжигание угля, газа или мазута; каждый котел будет обслуживаться пятью угольными мельницами; двумя дутьевыми вентиляторами по 510 тыс. м³/час и статическим к. п. д. 86,5%, установка дымососов не предусматривается.

Генератор, турбина и котел оборудованы автоматической защитной аппаратурой, обеспечивающей остановку агрегата при его повреждении. Скелетная схема защитной аппаратуры приведена на рис. 2.

После кратковременной остановки — в ночные часы или на воскресный день — котел и турбина могут быть пущены в течение 15—20 мин. вместо требовавшихся раньше для этой цели 3—5 час.

Аппаратура для быстрого пуска обеспечивает, во-первых, достаточный расход пара через подогреватели и пароперегреватель, чтобы предотвратить возможность чрезмерного нагрева этих элементов котла, а во-вторых, подачу пара, имеющего температуру, равную температуре металлических частей турбины в количестве, достаточном для пуска турбины, путем увеличенной подачи топлива. Первая задача решается устройством обходного паропровода, пропускающего пар, помимо турбины, в конденсатор через две ступени охлаждения и две ступени понижения давления в количестве до 295 т/час. Первая ступень охлаждения регулируется автоматически так, чтобы температура пара на выходе равнялась 482°С. Вторая ступень понижения давления и охлаждения уменьшает давление и температуру пара перед его входом в конденсатор, чтобы защитить его от высокой температуры.

После установления нужной температуры пара (равной температуре металла турбины) вентиль турбины может быть открыт для пуска агрегата.

Предусмотрены автоматические защитные устройства, обеспечивающие остановку агрегата во время пуска в следующих случаях: а) чрезмерно высокая температура пара в турбине; б) перерыв в подаче охлаждающей воды в конденсатор; в) чрезмерно высокая температура пара, проходящего через конденсатор; г) чрезмерно высокая температура пара на выходе из турбины высокого давления и турбины, питающей вторичный перегреватель (эти устройства подают также тревожный сигнал при несколько более низкой температуре пара); д) повреждение аппаратуры управления вентиляторами.

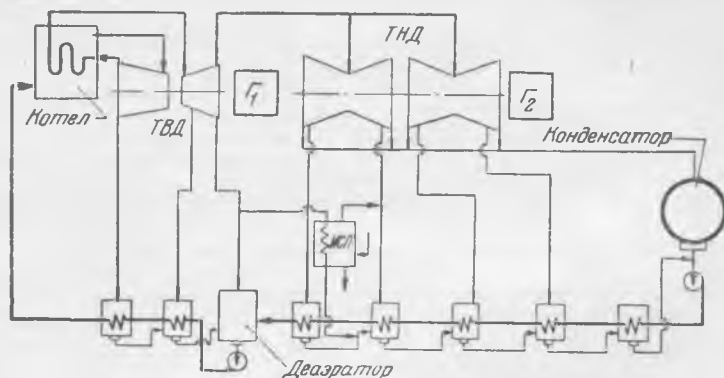


Рис. 1. Тепловая схема блока котел — турбина.

¹ E. World, т. 140, 1953, № 4, стр. 92—95 и 173.

Мощность всех вспомогательных устройств — вентиляторов, насосов, подогревателей и т. п. — выбрана с большим запасом по сравнению с мощностью, требующейся при условиях нормальной нагрузки. Их мощность выбиралась в расчете на паропроизводительность котла 635 т/час. Дутьевые вентиляторы имеют запас мощности в 28% по расходу и в 54% по напору относительно мощности, необходимой при номинальной паропроизводительности котла 545 т/час. Опыт эксплуатации последних трех агрегатов, установленных в системе, показал правильность такого решения.

Номинальные данные каждого генератора: 100 тыс. квт, $\cos \varphi = 0,8$; 13,8 кв; давление водорода 0,035 кг/см². Как обычно, мощность генератора может быть повышена до 115% от номинальной при давлении водорода 1,05 кг/см² и до 125% при 2,11 кг/см².

Зажимы 13,8 кв двух генераторов соединены наглухо между собой вблизи генераторов.

Нулевая точка только одного генератора, соединенной с турбиной высокого давления, заземлена через выключатель и реактор с небольшим сопротивлением. Оба генератора соединены с трансформаторами через разъединители.

Каждая пара трансформаторов присоединяется к шинам 138-кв подстанции через один выключатель и кабели в трубах, заполненных маслом под давлением. Расстояние от электростанции до подстанции составляет около 760 м.

Каждый генератор имеет главный возбудитель, расположенный на одном валу с ним.

Центральный пункт управления станции рассчитан на первые два генераторных блока; для каждого последующих двух блоков предусматривается устройство аналогичных отдельных пунктов управления. Для эксплуатации первой очереди станции с двумя агрегатами предусмотрено два дежурных на щите управления и четыре дежурных в смену, обходящих помещения с основным оборудованием электростанции.

Измерительные приборы и аппараты, постоянно необходимые для управления станцией и наблюдения за ее работой, расположены компактно на центральной, изогнутой в плане части щита, в поле зрения и в пределах досягаемости одного дежурного. Эта центральная часть щита расположена в середине помещения. В этом же помещении на других панелях сзади и с боков расположены остальные измерительные и регистрирующие приборы, реле и другие аппараты.

Компактное расположение измерительных приборов и аппаратуры управления котла, турбин и генераторов намерено обеспечить путем электрической передачи измеряемых механических величин во всех случаях, когда можно получить необходимую аппаратуру.

Связь с дежурными, обходящими оборудование электростанции, принята с помощью громкоговорящей установки. При сооружении первой очереди станции должны быть

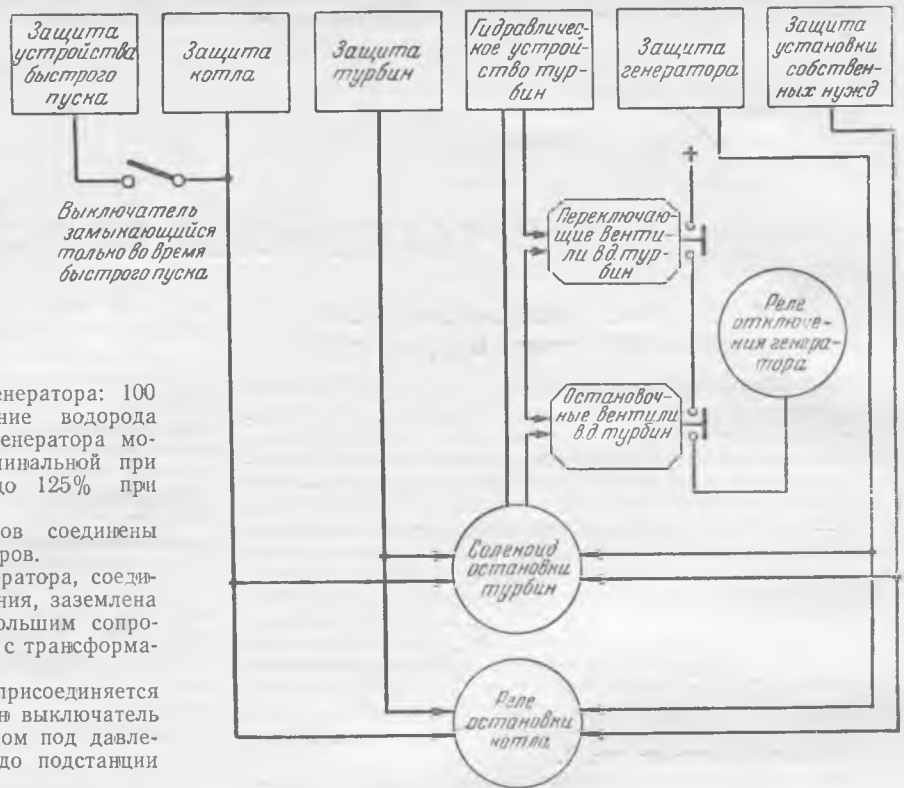


Рис. 2. Защита блока котел — турбоагрегат. Одной линией обозначены электрические соединения; двумя линиями — гидравлические соединения.

установлены 218 громкоговорителей, 48 комплектных микрофонных устройств и 20 усилителей.

Управление с центрального щита всем электрическим и тепломеханическим оборудованием предусматривается и на других американских электростанциях, например на электростанции Эбракль².

В последнее время в США начинают применяться внутростанционные телевизионные установки не только для контроля работы дымовых труб, но и для непосредственного наблюдения за процессом горения в топке котла и за уровнем воды в котле³. При установке телевизионной камеры у топки ее объектив защищается обдувкой воздухом и водяной завесой. В качестве довода за применение телевизора для наблюдения за уровнем воды в котло упоминаются два случая тяжелых аварий с котлами из-за неисправности дистанционных измерительных устройств, неправильно указывавших наличие воды в котлах⁴.

² El. Light a. Power, т. 31, 1953, № 12, стр. 190.

³ Power Eng., т. 57, 1953, № 10, стр. 88-89.

⁴ El. Eng., т. 72, 1953, № 2, стр. 125-130.

Обраб. Н. А.



КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

М. С. Маслеников, «Контроль влажности топлива, дымовых газов и точки росы», Госэнергоиздат, 1951, 138 стр.

Из монографии М. С. Масленикова «Контроль влажности топлива, дымовых газов и точки росы» ниже рассматривается только шестая глава «Контроль температуры точки росы дымовых газов».

В этой главе т. Маслеников на основе главным образом зарубежных источников освещает следующие вопросы: 1) точка росы влажных газов; 2) влияние серы на температуру точки росы; 3) об образовании SO_3 ; 4) расчет температуры точки росы смеси $\text{H}_2\text{O} + \text{H}_2\text{SO}_4$; 5) химические методы определения SO_3 в дымовых газах; 6) приборы для контроля температуры точки росы.

Наружная коррозия и загрязнение плотными отложениями хвостовых поверхностей нагрева котельных агрегатов обычно связываются с конденсацией паров влаги и серной кислоты на поверхностях нагрева, когда температура последних ниже точки росы дымовых газов. Это обстоятельство обуславливает проявляемый интерес к вопросам определения точки росы дымовых газов и причин, влияющих на ее значение.

В нашей литературе и в научно-исследовательских институтах тема точки росы дымовых газов разрабатывалась недостаточно, поэтому каждая серьезная попытка осветить эту проблему, хотя бы на основании наиболее ценных зарубежных данных, является оправданной.

Однако ряд вопросов трактуется автором неправильно или недостаточно полно. Анализ этих недостатков должен помочь читателям лучше ориентироваться в материале, приведенном в этой главе.

1. Точка росы влажных газов

Для подсчета количества водяных паров и их парциального давления приводится формула (стр. 98)

$$V_n = \frac{9H^p + W^p + 0,1293\alpha V_0 d}{80}$$

Однако в тексте не подчеркивается, что могут иметь место локальное повышение парциального давления водяных паров (вблизи сопел парового обдувочного аппарата, вблизи места неплотности поверхности нагрева котлоагрегата) и обогащение дымовых газов водяными парами в периоды паровой обдувки и водяной расшлаковки, могущие привести к появлению росы. Недоучет этих эксплуатационных факторов ведет в ряде случаев к неправильным выводам о причине появления росы и принятию соответствующих мер по предупреждению появления росы и связанной с этим коррозии.

В формуле (65) для подсчета объема газов не учтен объем сернистого ангидрида, что для сернистых топлив является неточным.

Для расчета температуры стенки дается формула (стр. 100)

$$t_{cm} = t + \frac{Q}{H} \left(\sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

Эта формула принципиально верна. Однако для определения местной температуры стенки холодного конца экономайзера или воздухоподогревателя, где образуется роса, она непригодна, так как неизвестно значение $\frac{Q}{H}$ для этого участка.

Более наглядно и доходчиво для читателей было бы указать, что для водяных экономайзеров температура стенки выше температуры воды на $5 \div 10^\circ$ (см. «Котельные установки» под редакцией Э. И. Ромма и др., т. II,

стр. 183). Для воздухоподогревателей удобно пользоваться формулой

$$t_{cm} = \frac{\alpha_1 t_2 + \alpha_2 t_3}{\alpha_1 + \alpha_2} \text{ (см. там же, стр. 189).}$$

2. Влияние серы на температуру точки росы

Автор на стр. 101 указывает, что коррозия поверхностей нагрева долгое время не находила себе объяснения, так как сернистый ангидрид не конденсируется в условиях котельного агрегата. Отсюда было бы неверно делать вывод, что сернистый ангидрид не может вызывать коррозию поверхностей нагрева. При увлажнении поверхностей нагрева вследствие парений и течи или конденсации водяных паров влага растворяет сернистый ангидрид, а также углекислоту и кислород, что вызывает коррозию поверхностей нагрева (см. там же, стр. 182).

Диаграмма равновесия жидкой и паровой фазы раствора H_2SO_4 (фиг. 45) является принципиально правильной. Как утверждает автор (стр. 102), из диаграммы явствует, что даже незначительное содержание SO_3 в паровой фазе резко повышает температуру точки росы по сравнению с чистым водяным паром и что, несмотря на весьма слабую исходную концентрацию SO_3 в паровой фазе, образующийся конденсат отличается весьма высокой концентрацией, а следовательно, и агрессивностью. Однако диаграмма построена без конкретных цифровых данных и поэтому не может быть использована для определения концентрации серной кислоты, образующейся при появлении росы.

Приводимый численный пример, что при содержании серного ангидрида в газах 0,015% точка росы составляет $80 \div 100^\circ$, противоречит приводимой автором кривой на фиг. 47. Согласно этой кривой уже при содержании H_2SO_4 0,01% от объема сухих газов точка росы выше 170° .

Утверждение автора, что чем выше концентрация серной кислоты, тем сильнее ее агрессивность, не соответствует действительности. По отношению к стали агрессивность серной кислоты достигает максимума примерно при концентрации раствора около 50% и совсем незначительна при концентрации свыше 70%.

3. Об образовании SO_3

В качестве причины окисления сернистого ангидрида дымовых газов в серный автор выдвигает на первый план каталитическое действие летучей золы. Но ссылаясь на проведенные опыты, он не указывает, кем и когда эти опыты проводились.

Как видно из частично приведенного анализа использованной в опытах золы, она содержала много окиси железа — 39,5%. Известно, что окись железа является активным катализатором окисления сернистого ангидрида в серный. Возможно, что этим и объясняется наблюдавшееся в опытах окисление 1,8% SO_2 в SO_3 .

Автор считает такую величину окисления незначительной. Между тем для рассматриваемых условий дымовых газов это значительное окисление. Например, при содержании в дымовых газах $\text{SO}_2 = 0,3\%$ (подмосковный уголь) окисление 1,8% дает содержание $\text{SO}_3 = 0,0054\%$, чему соответствует по кривой на фиг. 47 точка росы 160°C . Это может дезориентировать читателя в вопросе о влиянии SO_3 на точку росы.

Приведенные в табл. 23 результаты лабораторных опытов окисления SO_2 в пламени городского газа показывают значительное окисление SO_2 , введенного в газ, — от 1 до 10%. Для серы, содержащейся в самом газе, дается даже величина превращения в SO_3 , составляющая 25%. Автор, однако, не делает каких-либо попыток объяснить, как уя-

ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

ОТКРЫТА ПОДПИСКА

на 2-е полугодие 1954 г.

НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЖУРНАЛЫ

„ЭЛЕКТРИЧЕСТВО“

Орган Академии наук СССР, Министерства электростанций СССР
и Министерства электротехнической промышленности СССР

Основан в 1880 г. 12 номеров в год
Журнал рассчитан на широкие круги инженеров и научных работников,
ведущих работу в различных областях электротехники.

Подписная цена на 6 месяцев 48 руб.
на 3 месяца 24 руб.

„ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА“

Научно-технический и производственный журнал
Орган Министерства электростанций СССР,
Министерства тяжелого машиностроения
СССР и Академии наук СССР

Год издания 1-й 12 номеров в год

Журнал рассчитан на широкие круги
инженерно-технических и научных работ-
ников теплоэнергетиков, а также на сту-
дентов старших курсов теплоэнергети-
ческих специальностей высших учебных
заведений.

Подписная цена на 6 месяцев—48 руб.

„Торфяная промышленность“

Орган Министерства электростанций СССР
Год издания 31-й 8 номеров в год

Журнал рассчитан на руководящих
работников, инженеров, техников, масте-
ров и бригадиров торфопредприятий,
строителей торфопредприятий, заводов
торфяного машиностроения, преподава-
телей, научных сотрудников, студентов
торфяных институтов и техникумов.

Подписная цена на 6 месяцев—16 руб.

„Гидротехническое строительство“

Производственно-технический и экономический журнал
Министерства электростанций СССР

Год издания 25-й 8 номеров в год

Журнал рассчитан на инженерно-технический персонал, работающий на
строительстве и эксплуатации гидроэлектростанций и гидротехнических со-
оружений, в проектно-исследовательских организациях, научно-исследователь-
ских институтах, и на студентов вузов.

Подписная цена на 6 месяцев—16 руб.

**ПОДПИСКА ПРИНИМАЕТСЯ: городскими и район-
ными отделами Союзпечати, во всех конторах,
отделениях и агентствах связи и общественными
уполномоченными по подписке на предприятиях, в
организациях, учебных заведениях и учреждениях.**