

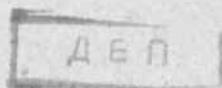
14635

ВЭС—СССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТРЕСТ ПО ОРГАНИЗАЦИИ И РАЦИОНАЛИЗАЦИИ РАЙОННЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ И СЕТЕЙ (ОРГРЭС)

621.165

П 48



ПРОВЕРКА и НАСТРОЙКА СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН



ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

МОСКВА

1945

ЛЕНИНГРАД

8

621.165

П 78

НКЗ СССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТРЕСТ ПО ОРГАНИЗАЦИИ И РАЦИОНАЛИЗАЦИИ РАЙОННЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ И СЕТЕЙ (ОРГРЭС)

~~621.165~~
~~П 78~~

Д Е П

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

ПРОВЕРКА и НАСТРОЙКА СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

40097

нр 08
нр 89

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

ЛИТОВСКАЯ ОБЛАСТНАЯ
БИБЛИОТЕКА
ИМЕНА
А. С. ПУШКИНА
Инв. №



Составлено Турбинным цехом Оргрэс

Авторы: инж. В. Н. Веллер и Г. И. Шувалов

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение правильной работы регулирования паровых турбин—одно из важнейших условий повышения надежности и отчасти экономичности эксплуатации электростанций.

Эти положения зачастую недооцениваются обслуживающим персоналом. В результате на некоторых электростанциях имели место тяжелые нарушения нормального эксплуатационного режима, сопровождавшиеся даже разномом турбогенераторов.

В первую очередь серьезные последствия от нарушения нормальной работы регулирования возможны на электростанциях, где турбогенераторы работают на общую электрическую сеть (в параллель), так как в этих условиях неполадки в работе регулирования отдельных агрегатов становятся менее заметными и часто обнаруживаются лишь после отключения генератора от сети (при холостом ходе или после аварийного отключения).

Опыт эксплуатации показывает, что значительное число дефектов в работе систем регулирования связано с неправильной их установкой, отрегулировкой или некачественной сборкой. Эти дефекты должны устраняться в первую очередь.

Кроме того многие системы регулирования имеют органические (конструктивные) дефекты, в результате которых регулирование является неустойчивым или не справляется со сбросом нагрузки, близкой к номинальной. Эти дефекты также должны устраняться, так как они снижают надежность эксплуатации.

Ниже приводятся основные положения, определяющие условия правильной работы системы регулирования, а также инструктивные указания по проверке работы систем, по их настройке и по устранению наиболее типовых дефектов.

I. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ О РАБОТЕ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И О ИХ КОНСТРУКЦИИ

1. ЗАДАЧИ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Задача регулирования конденсационных турбин сводится к поддержанию числа оборотов турбины на определенном уровне. Равновесие вращающихся частей агрегата, при котором происходит равномерное движение с постоянной скоростью, определяется равновесием моментов, приложенных к роторам турбогенератора. Это равновесие может быть выражено уравнением:

$$M_e = M_g + M_n, \quad (1)$$

где M_e —вращающий момент, развиваемый паром на валу турбины, в кг·м;

M_g —момент на валу генератора в кг·м;

M_n —момент сопротивления, возникающий в результате механических,

вентиляционных, электрических и тепловых потерь в турбогенераторе, в кгм.

При нарушении состояния равновесия вращающегося ротора избыток или недостаток парового момента компенсируется ускорением или замедлением вращения ротора, и в этом случае уравнение (1) примет вид:

$$M_e = M_g + M_n + I \frac{d\omega}{dt}, \quad (2)$$

где I — суммарный момент инерции роторов турбины и генератора в кгм·сек²;

$$\frac{d\omega}{dt} — \text{угловое ускорение } \frac{1}{\text{сек}^2} = \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt}.$$

Момент действующих сил можно выразить через соответствующую мощность, т. е.

$$M_e = 975 \frac{N_e}{n}; \quad M_g = 975 \frac{N_g}{n}; \quad M_n = 975 \frac{N_n}{n},$$

где n — число оборотов ротора агрегата. Поэтому равенство (2)* можно переписать в виде

$$\frac{975 N_e}{n} = \frac{975 N_g}{n} + \frac{975 N_n}{n} + I \frac{d\omega}{dt}$$

или

$$N_e = N_g + N_n + \frac{I}{9310} n \frac{dn}{dt}. \quad (3)$$

2. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Сохранение числа оборотов на заданном уровне определяется равенством (1) или, иначе, условием $\frac{d\omega}{dt} = 0$, т. е. отсутствием у ротора углового ускорения. Для соблюдения этого условия при изменении вырабатываемой мощности N_g необходимо соответственно изменять паровую мощность агрегата N_e . Следовательно, регулирование, автоматически поддерживающее число оборотов, должно воздействовать на парораспределительные органы турбины при изменении числа оборотов.

Изменение мощности N_e паровой турбины осуществляется двумя способами, сущность которых может быть пояснена уравнением работы пара в турбине

$$N_e = \frac{DH_0 \eta_{oe}}{860}. \quad (4)$$

В этом уравнении N_e — электрическая мощность, вырабатываемая турбогенератором в квт;

D — расход свежего пара на турбину в кг/час;

H_0 — адиабатическое теплопадение в турбине в кал/кг;

η_{oe} — относительный электрический к. п. д. турбины.

Первый способ регулирования основывается на изменении расхода свежего пара D , и называется поэтому количественным.

Второй способ основан на изменении срабатываемого в турбине адиабатического теплопада H_0 путем дросселирования пара при его подводе к соплам турбины. Этот способ регулирования называется дроссельным.

Количественное регулирование в чистом виде не применяется, так как для его осуществления необходимо плавно изменять проходные сечения сопел, что встречает большие конструктивные трудности.

Дроссельное регулирование осуществляется путем изменения степени открытия клапана, причем одновременно изменяется естественно и расход пара. Этот способ регулирования приводит к снижению работоспособности пара, а поэтому менее экономичен.

Более экономичен комбинированный способ регулирования, при котором подвод пара к соплам турбины осуществляется не одним клапаном, а группой клапанов (обычно от 3 до 10); каждый клапан регулирует путем дросселирования подвод пара к своей группе сопел, а изменение проходного сечения сопел (количественный способ) достигается путем включения или выключения очередного клапана со своей группой сопел. Этот способ регулирования принято называть сопловым.

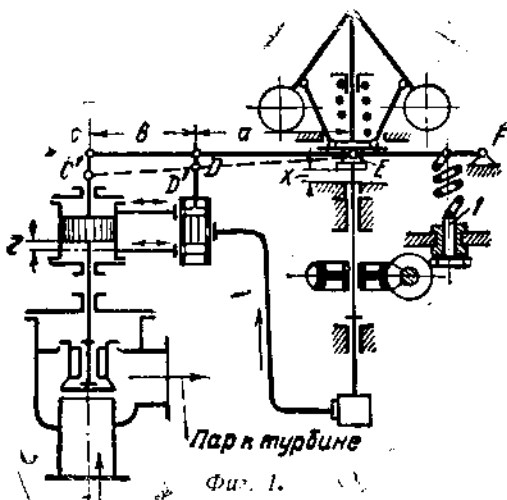
3. РАЗЛИЧНЫЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

При большом разнообразии систем регулирования конденсационных паровых турбин принцип действия у всех в основном один и тот же. Наиболее простая схема регулирования изображена на фиг. 1.

От вала турбины при помощи червячной передачи вращение передается валу центробежного регулятора. Центробежная сила грузов уравнивается силой пружины, установленной в самом регуляторе.

С грузами шарнирно связана муфта регулятора E , через которую движение грузов передается рычагу EC .

К рычагу EC подвешен золотник, который направляет масло от насоса в одну или другую полость сервомотора. Сервомотор перемещает паровой клапан и тем изменяет паровую мощность турбины.



Фиг. 1.

Процесс регулирования схематически протекает следующим путем.

При нарушении равенства между вращающим моментом и моментом сопротивления (нагрузкой и мощностью) изменяется число оборотов агрегата и перемещается муфта центробежного регулятора, а вместе с ней и такую же величину точка E рычага CE вокруг точки C . Это перемещение вызывает смещение золотника из среднего положения и подачу масла в

одну из полостей сервомотора с одновременным сливом масла из другой полости. Нарушившееся благодаря этому равновесие поршня сервомотора вызывает его перемещение, а вместе с ним такое же перемещение дроссельного клапана и точки *C* рычага *CE* (вокруг точки *E*), что возвращает регулирующий золотник в первоначальное среднее положение.

Рычаг *CE* служит связью между регулятором и золотником и называется „рычагом прямой связи“.

В приведенной системе регулирования при помощи того же рычага осуществляется обратная перестановка золотника в среднее положение и поэтому он называется „рычагом обратной связи“. Несмотря на то что физически это один и тот же рычаг, кинематически рычаги разные, поскольку у первого (прямая связь) точка вращения находится в шарнире *C*, а у второго в шарнире *E*.

Регулирование с отсечным золотником

Характерной особенностью разобранных систем регулирования является применение отсечного золотника. При неизменной нагрузке золотник находится в среднем положении, поток масла через него прекращается, и поршень сервомотора останавливается в положении, определяемом положением муфты регулятора (точка *E*).

При данной системе даже при самопроизвольном перемещении поршня сервомотора он вновь возвращается в исходное положение, так как перемещение поршня вызывает через обратную связь перемещение золотника, который и восстанавливает положение.

Таким образом поршень как бы запирается в каждом положении и выводится из него только под влиянием перемещения муфты регулятора, т. е. при изменении числа оборотов.

Регулирование с проточным золотником

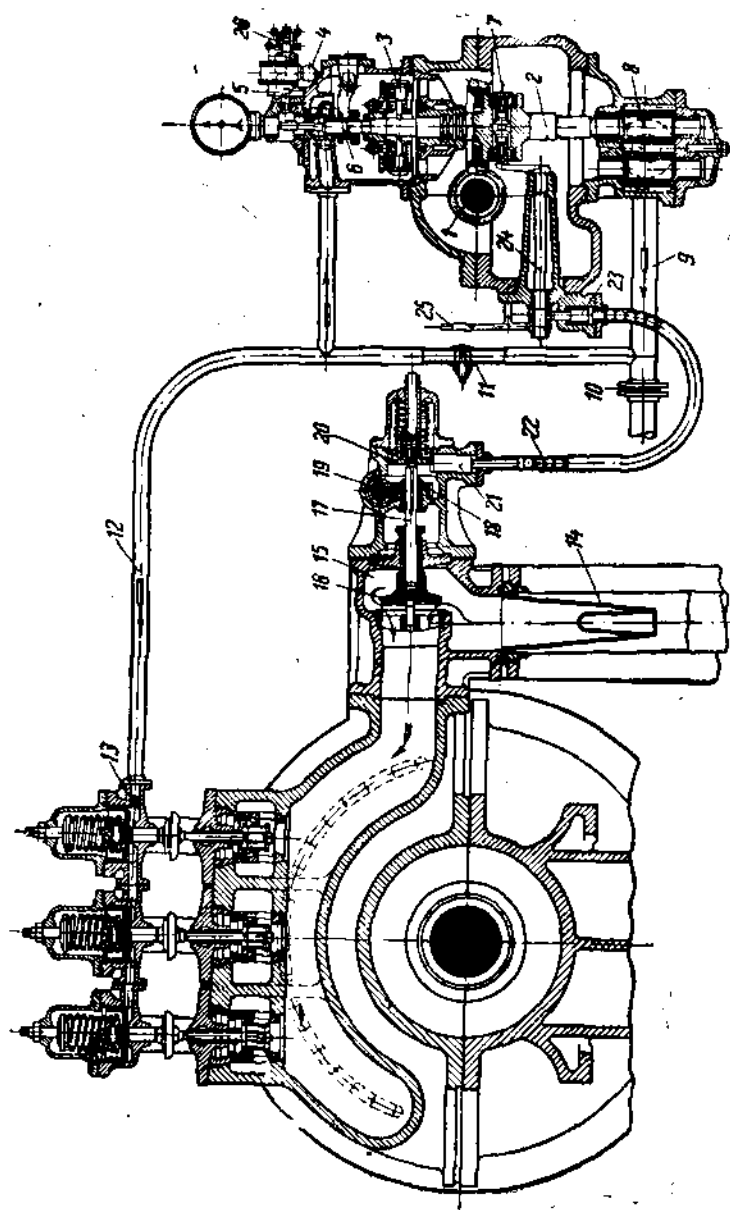
Другая, существенно отличная группа систем регулирования характеризуется использованием проточных золотников.

Одна из наиболее ранних конструкций такого регулирования выполняется фирмой Броун-Бовери (фиг. 2).

В этой системе регулирования муфта центробежного регулятора непосредственно связана с золотником, регулирующая кромка которого перекрывает профильное окно в буксе. От насоса масло через постоянный дросель *11* по маслопроводу *12* подается в полости сервомоторов и одновременно сливается через окно в буксе золотника в камеру переднего подшипника.

Поршни сервомоторов нагружены с одной стороны пружинами, а с другой—давлением масла. При изменении числа оборотов муфта регулятора *6* перемещается, а вместе с ней перемещается золотник, изменяющий открытые сглаживающего окна. Таким образом изменяется давление масла в маслопроводе *12* и, следовательно, меняется давление масла на поршни сервомоторов.

Равновесие поршня сервомотора восстанавливается после того, как при перемещении изменяется натяг его пружины. В данном случае пружина является обратной связью, задерживающей движение поршня сервомотора. Таким образом изменение числа оборотов приводит к изменению положения поршня сервомотора. Преимущество такой системы регулирования заключается в отсутствии рычажных связей, чем достигается большая надежность работы регулирования. Недостаток—малая переставляющая сила сервомотора, определяемая изменением натяга пружины при



Фиг. 2. Регулирование турбины Броун-Бовери.

перемещении поршня, в то время как при отсечном золотнике переставляющая сила в любом положении равна полной мощности сервомотора.

Давление в полости сервомотора может быть определено по обычной формуле Бернулли:

$$P_c = P_n - \alpha \frac{v^2}{2g},$$

где P_n — давление масла от насоса;

P_c — давление масла в сервомоторе;

v — скорость масла в золотнике;

α — коэффициент сопротивления.

При отсечном золотнике скорость масла v определяется только тем количеством масла, которое поступает в сервомотор. При заеданиях поршень не движется и, следовательно, $v = 0$ и $P_c = P_n$ вне зависимости от положения поршня сервомотора.

При проточном золотнике через него всегда протекает масло и, следовательно, $v \neq 0$. Если в начальном положении значения входящих величин будут P'_c и v_1 , а после того как изменится открытие проточного золотника P''_c и v_2 , то

$$P''_c - P'_c = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

т. е. действующая на поршень сила определяется разностью квадратов скоростей масла через золотник. При малых открытиях эта разность мала.

Регулирование с двойным усилением

Для соединения преимуществ обеих систем регулирования часто переходят к регулированию с двойным усилением. В этом случае центробежный регулятор перемещает проточный золотник, который изменяет давление под поршнем сервомотора промежуточного усиления, а этот сервомотор в свою очередь перемещает отсечной золотник главного сервомотора.

Такая система регулирования применена ЛМЗ им. Сталина на турбинах АП-25-1.

За последнее время ЛМЗ им. Сталина перешел к системе регулирования с двойным усилением в турбинах АК-50-2 и АК-100-1. Схема регулирования этих турбин дана на фиг. 3 (см. вилейку в конце книги). Турбина типа АК-100 имеет всего пять регулирующих клапанов, из которых два управляются своими поршневыми сервомоторами, а остальные три клапана управляются общим поворотным сервомотором.

Регулятор скорости 5 перемещает проточный золотник I, который изменяет открытие подводящих а и отводящих б окон импульсной линии II.

Давление масла в этой линии тем больше, чем больше открытие подводящих окон и одновременно закрытие отводящих.

От импульсной линии II масло подводится в полость промежуточных сервомоторов 2, 3 и 4, поршни которых нагружены пружиной. Сервомоторы 2 и 3 служат одновременно и отсечными золотниками основных сервомоторов 1-го и 5-го клапанов. Обратная связь в данном случае осуществляется перемещением буквы золотника.

Сервомотор промежуточного усиления 4 перемещает отсечной золотник поворотного сервомотора групповых клапанов 2, 3 и 4. Обратное воздействие осуществляется кулаком обратной связи и рычагом, приводящим золотник 4 в среднее положение.

При увеличении числа оборотов, что соответствует снижению нагрузки, грузы регулятора расходятся, муфта перемещается вправо, золотник 1 поднимается, закрывая подводящие окна *a* и открывая отводящие *b*. Давление масла в импульсной линии II уменьшится и сервомоторы промежуточного усиления 2, 3 и 4 опустятся, что вызовет движение основных сервомоторов групповых клапанов в сторону закрытия.

Данная схема позволяет при небольшом изменении протока масла через золотник 1 в достаточно больших пределах менять давление масла импульсной линии II (у турбины АК-100-1 давление масла в импульсной линии меняется в пределах от 1,5 до 7,5 ата).

Шайба 6, укрепленная на золотнике 1 центробежного регулятора, ограничивает величину его опускания и тем самым ограничивает набор мощности турбиной при понижении частоты в сети или при действии синхронизатором. Применение проточного золотника регулятора скорости позволило соединить этот золотник с тремя сервомоторами масляной линией вместо рычажной связи. Обратная же связь в данном случае осуществляется короткими рычагами к каждому золотнику.

Центробежный регулятор

Изменение числа оборотов передается центробежному регулятору. Схематически центробежный регулятор изображен на фиг. 4. Центробежная сила грузов уравнивается натяжением пружины. Перемещение грузов передается через рычажную передачу муфте регулятора.

Если обозначить:

G — вес грузов,
 r — радиус вращения центра тяжести грузов,
 n — число оборотов регулятора,
 C_p — жесткость пружин регулятора,
 то уравнение равновесия грузов центробежного регулятора можно написать в виде

$$\frac{G}{g} \cdot n^2 \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \cdot r = C_p h, \quad (5)$$

где h — натяг пружины.

При изменении числа оборотов на Δn грузы сместятся на величину Δr , а пружина растянется на Δh , т. е.

$$\left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{G}{g} (2n\Delta n \cdot r + n^2 \Delta r) = C_p \Delta h.$$

Делим полученное равенство на предыдущее уравнение:

$$\frac{2rn\Delta n + \Delta n^2}{n^2 r} = \frac{\Delta h}{h}; \quad 2 \frac{\Delta n}{n} + \frac{\Delta r}{r} = \frac{\Delta h}{h}, \quad (6)$$

т. е. относительное изменение числа оборотов уравнивается полу-

Схема центробежного регулятора с верт. пружиной

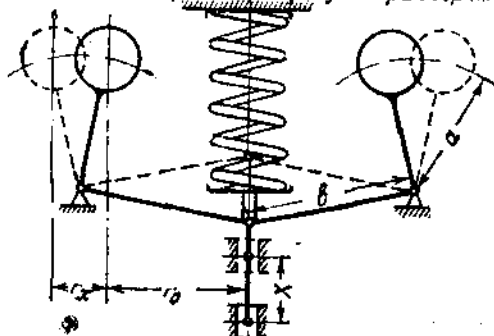
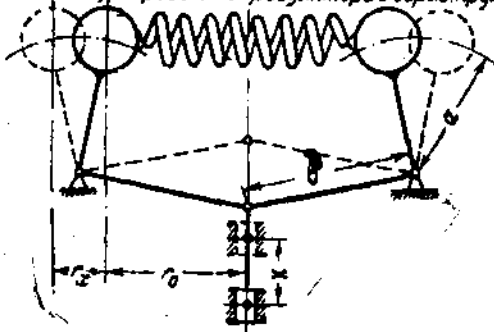


Схема центробежного регулятора с гориз. пружиной



Фиг. 4.

разностью между относительным изменением натяжения пружины и относительным изменением радиуса вращения грузов:

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{\frac{\Delta h}{h} - \frac{\Delta r}{r}}{2}.$$

Имея в виду, что $\Delta h = \Delta r$ (нижняя схема фиг. 4) или что приращения пропорциональны, и вынеся $\frac{\Delta r}{r}$ за скобку, будем иметь

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{1}{2} \frac{\Delta r}{r} \left(\frac{r}{h} - 1 \right).$$

Как уже упоминалось выше, груз соединен рычажной связью с муфтой. Обозначая через i передаточное отношение от груза к муфте и x — перемещение муфты, можно написать

$$\Delta r = i \Delta x,$$

и тогда

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{i}{2} \cdot \frac{\Delta x}{r} \left(\frac{r}{h} - 1 \right)$$

или, заменяя $\frac{r}{h}$ по уравнению (5),

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{i}{2} \frac{\Delta x}{r} \left[C_p \frac{g}{G n^2} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 - 1 \right]. \quad (7)$$

Начальный натяг пружины устанавливается при положении грузов на упоре. Начальное число оборотов, при котором грузы отойдут от упора, равно [см. уравнение (5)]

$$n_0^2 = \frac{C_p h_0}{\frac{G}{g} \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 r_0}$$

здесь h_0 — начальный натяг пружины.

Выведенные выше уравнения регулятора не учитывают наличие трения в регуляторе. С учетом трения уравнение (5) примет вид

$$\frac{G}{g} \cdot \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \cdot n_1^2 r = C_p h + P_{тр}.$$

Сила трения возникает только при начале движения.

В момент равновесного состояния действительно уравнение (5).

Вычитая из полученного уравнения уравнение (5), будем иметь

$$\frac{G}{g} \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 (n_1^2 - n^2) r = P_{тр}$$

или приблизительно

$$2 \frac{G}{g} \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 n \Delta n r = P_{тр}.$$

Чтобы получить влияние трения в относительных величинах, разделим полученное равенство на уравнение (5), тогда

$$\varepsilon = \frac{2 \Delta n}{n} = \frac{P_{тр}}{C_p h}. \quad (8)$$

Величина ε , выраженная в процентах, носит название степени нечувствительности регулятора. Следовательно, степень нечувствительности регулятора равна отношению силы трения к силе пружин регулятора и определяется как удвоенное отношение изменения числа оборотов, которое должно произойти, прежде чем начнут перемещаться грузы регулятора, к нормальному числу оборотов регулятора.

Сервомоторы с проточными и отсечными золотниками

Сервомоторное управление парораспределительными органами осуществлено на всех современных паровых турбинах. Сервомоторы питаются маслом под давлением. Если раньше применялось давление масла порядка 2—3 ата, то теперь (завод ЛМЗ) давление масла доходит до 7 ата.

Увеличение давления масла приводит к сокращению габаритов сервомоторов и улучшает динамические свойства регулирования. В то же время при повышенном давлении масла более вероятны случаи разрыва маслопроводов, необходима большая плотность всех подвижных частей, соприкасающихся с маслом высокого давления, и, следовательно, качество обработки деталей и их износ приобретают большое значение для надежной работы регулирования. Рост качества технологических процессов на турбостроительных заводах позволил в три-четыре раза увеличить давление рабочего масла и тем самым облегчил задачу конструкторам при создании систем регулирования мощных агрегатов.

Сервомоторы по своему конструктивному оформлению делятся на поворотные и с поступательно-перемещающимися поршнями, а по принципу действия: на сервомоторы с односторонним и двухсторонним подводом масла.

Поворотные сервомоторы, как правило, имеют двухсторонний подвод масла и выполняются либо с двумя лопастями, либо с одной. В первом случае на вал сервомотора не передаются осевые усилия, но в то же время возможный угол поворота крыла не превышает $100-160^\circ$, что затрудняет профилировку передаточных кулаков.

У односторонних сервомоторов подъем клапана осуществляется при помощи сервомотора, а опускание — при помощи пружины. В остальном односторонние сервомоторы не отличаются от двухсторонних, у которых масло подводится с обеих сторон поршня.

Действующая сила сервомотора (для примера взят сервомотор с поступательно-перемещающимся поршнем) равна давлению масла, умноженному на эффективную площадь, т. е.

$$P_c = P_m (F_c - F_m),$$

где F_m — площадь сечения штока.

Эта сила уравнивается силой пружины и паровыми усилиями на клапан, т. е.

$$P_c = P_{пр} \pm P_n.$$

где $P_{пр}$ — сила пружины;

P_n — паровые усилия.

Знак паровых усилий определяется соотношением геометрических размеров клапана. Сила пружины может быть выражена через жесткость и натяг

$$P_{пр} = CH,$$

где C — жесткость пружины;

H — полный натяг пружины.

Таким образом $P_c = CH \pm P_n$, а если обозначить давление масла в сервомоторе через P_m , то

$$P_m (F_c - F_m) = CH \pm P_n. \quad (9)$$

При перемещении клапана, например при его подъеме, золотник смещается из своего среднего положения и открывает доступ масла в сервомотор. В этом случае давление масла в сервомоторе равно давлению, развиваемому масляным насосом. При движении поршня дополнительно возникает сила трения и сила инерции подвижных частей сервомотора; поэтому уравнение (9) примет вид

$$(P_n - P_{потерь}) (F_c - F_m) = C(H + \Delta h) \pm P_n + P_{тр} + m \frac{dv}{dt}, \quad (10)$$

где $P_{тр}$ — сила трения;

m — масса подвижных частей сервомотора;

$\frac{dv}{dt}$ — ускорение подвижных частей сервомотора.

Вычитая почленно из уравнения (10) уравнение (9), получим

$$(P_{\kappa} - P_{потерь} - P_{\mu})(F_c - F_{ш}) = C\Delta h + \Delta P_{\kappa} + P_{тр} + m \frac{dv}{dt}. \quad (11)$$

В момент начала движения увеличения сжатия пружины нет, поэтому вначале уравнение (11) имеет вид

$$(P_{\kappa} - P_{потерь} - P_{\mu})(F_c - F_{ш}) = \pm \Delta P_{\kappa} + P_{тр} + m \frac{dv}{dt},$$

откуда

$$m \frac{dv}{dt} = (P_{\kappa} - P_{потерь} - P_{\mu})(F_c - F_{ш}) \mp \Delta P_{\kappa} - P_{тр}, \quad (12)$$

т. е. скорость сервомотора тем больше, чем больше избыток давления масла от насоса над давлением масла в сервомоторе, уравновешивающим натяг пружины и паровые усилия. Скорость подъема (увеличение нагрузки) поршня сервомотора не имеет существенного значения. При опускании поршня сервомотора, т. е. при закрытии клапана, давление масла под поршнем сервомотора в момент начала движения определяется только сопротивлением сливу. В данном случае вместо P_{κ} в уравнение (12) следует подставить давление в сливной трубе за золотником, практически близкое к нулю, если слив масла происходит непосредственно в бак. В тех же системах регулирования, в которых слив масла из сервомотора происходит в линию подачи масла на подшипники, необходимо вместо P_{κ} подставить соответствующее давление масла P_0 . Сопротивление стоку масла в маслопроводе и золотнике $P_{потерь}$ также изменит знак на обратный. Кроме того поскольку изменяется направление движения, то изменится знак и у величин $P_{тр}$ и $\frac{dv}{dt}$ и поэтому уравнение (12) примет вид

$$m \frac{dv}{dt} = (P_0 + P_{потерь} - P_{\mu})(F_c - F_{ш}) \mp \Delta P + P_{тр}$$

или при замене знаков на обратные

$$m \frac{dv}{dt} = (P_{\mu} - P_0 - P_{потерь})(F_c - F_{ш}) \pm \Delta P - P_{тр}. \quad (13)$$

Таким образом скорость движения поршня сервомотора при закрытии клапанов тем больше, чем больше давление масла P_{μ} , уравновешивающее натяг пружины, чем меньше потери давления при сливе масла и чем меньше сила трения. Так как скорость посадки клапана должна быть больше скорости его подъема, то при прочих равных условиях должно быть

$$P_{\kappa} - P_{потерь} - P_{\mu} < P_{\mu} - P_{потерь} - P_0$$

или

$$P_{\kappa} > \frac{P_{\mu} + P_0}{2} \quad (14)$$

($P_{потерь}$ принято одинаковым при обоих направлениях движения сервомотора).

Обычно давление масла в сервомоторе при полном его открытии составляет $0,75 P_n$.

В случае сервомотора с двухсторонним подводом масла член P_m будет в уравнении (12) только в том случае, если закрытие клапанов обеспечивается пружинами. При этом уравнение открытия и закрытия клапанов идентично, только в левой части при открытии клапанов давление масла на поршень будет равно

$$(P_n - P_{\text{потерь}} - P_m),$$

а при закрытии

$$(P_n - P_{\text{потерь}} + P_m).$$

В данном случае сила пружин, определяемая давлением P_m и давлением масла от насоса, складываясь, преодолевает силу трения и инерцию подвижных частей.

В начале движения члены $m \frac{dv}{dt}$, ΔP_n и $P_{\text{потерь}}$ равны 0 и, следовательно, уравнение (12) примет вид $(P_n - P_m)(F_c - F_w) = P_{тр}$.

Деля полученное равенство на уравнение (9), будем иметь

$$\frac{P_n - P_m}{P_m} = \frac{P_{тр}}{CH \pm P_n}.$$

При опускании поршня это равенство примет вид

$$\epsilon = \frac{P_m - P_0}{P_m} = \frac{P_{тр}}{CH + P_n}. \quad (14a)$$

Равенство (14a) определяет величину нечувствительности сервомотора. Таким образом чем больше натяг пружины, тем меньше степень нечувствительности регулирования при одинаковых силах трения.

В системе регулирования с проточным золотником подъем поршня сервомотора определяется давлением P_x и натягом пружины сервомотора. В данном случае действие пружины заменяет действие обратной связи. В статических условиях условие равновесия поршня сервомотора определяется тем же уравнением, т. е.

$$P_x(F_c - F_w) = CH \pm P_n. \quad (15)$$

В такой системе регулирования масло непрерывно проходит через золотник и поэтому он называется проточным.

При смещении золотника давление масла изменяется. Перед началом движения усилие на поршень сервомотора должно преодолеть не только сжатие пружины и паровые усилия, но и силу трения, т. е. уравнение равновесия примет вид

$$P_{x1}(F_c - F_w) = CH \pm P_n + P_{тр}. \quad (16)$$

Вычитая равенство (9), будем иметь

$$(P_{x1} - P_n)(F_c - F_w) = P_{тр}.$$

а разделив полученное выражение почленно на уравнение (15), получим

$$z = \frac{P_{x1} - P_x}{P_x} = \frac{P_{mp}}{CH \pm P_n}. \quad (17)$$

Сравнивая выражения (14а) и (17), заметим, что в первом случае преодоление трения определяется соотношениями $\frac{P_n - P_x}{P_n}$ для открытия клапанов и $\frac{P_n - P_0}{P_n}$ для их закрытия, а во втором $\frac{P_{x1} - P_x}{P_x}$ для обоих случаев. Ясно, что в первом случае перестановочная сила, особенно при закрытии сервомотора, значительно больше, чем во втором. Это обстоятельство является основным недостатком системы регулирования с проточными золотниками. Большое преимущество проточной системы регулирования заключается в том, что муфта регулятора связана с сервомотором гидравлической связью (масляной трубой), в то время как в системах с отсечными золотниками обязательно наличие рычагов.

При увеличении мощности турбин, особенно турбин с отбором пара, для обеспечения быстрого закрытия клапанов размер золотников достиг такой величины, что для их быстрого перемещения перестановочная сила регулятора становилась недостаточной, и поэтому стали переходить к системам с двойным усилением.

Дроссельные клапаны турбины

Сервомоторы в системе регулирования служат для перемещения дроссельных клапанов турбины. Как уже упоминалось выше, каждому положению муфты регулятора, а следовательно, и числу оборотов соответствует определенное положение поршня сервомотора и открытия клапанов турбины.

Количество пара, проходящее через клапан, в зависимости от его открытия определяется уравнением

$$D_{кл} = \frac{F_{кл} \cdot v'_0}{3600 \varphi \left(\frac{P_{кл}}{P'_0} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \sqrt{P'_0 v'_0 \left[1 - \left(\frac{P_{кл}}{P'_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}, \quad (18)$$

где P'_0 и v'_0 — абсолютное давление и удельный объем пара перед клапаном в *ата* и в $\text{м}^3/\text{кг}$;

$P_{кл}$ — давление пара за регулирующим клапаном в *ата*;

k — показатель адиабаты расширения пара;

φ — коэффициент, учитывающий потери при истечении пара через сечение клапана;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$.

Это уравнение указывает, что расход пара пропорционален площади

$F_{кл}$ и обратно пропорционален отношению $\frac{P_{кл}}{P'_0}$.

Но давление за клапаном ($P_{кл}$) прямо пропорционально расходу пара, т.е. $\frac{P_{кл}}{P'_0} = aI$.

Зная эту связь, можно по уравнению (18) определить расход пара для каждого открытия клапана, с учетом начального состояния пара.

Для простого тарельчатого клапана зависимость между отношением $\frac{P_{кл}}{P'_0}$ и площадью $F_{кл}$ имеет вид, показанный на фиг. 5. Прямолинейный участок кривой относится к области расширения пара в клапане ниже критического значения

отношения $\frac{P_{кл}}{P'_0}$.

В области критического значения $\frac{P_{кл}}{P'_0}$ по мере возрастания этого отношения кривая

$F_{кл} = f\left(\frac{P_{кл}}{P'_0}\right)$ становится все

круче, что указывает на необходимость более интенсивного увеличения $F_{кл}$ с возрастанием расхода пара в этой области отношений давлений по обе стороны клапана.

4. СТАТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Выше при разборе способов регулирования уравнением (4) определялась связь между расходом пара D и развиваемой электрической мощностью N_e . Для конденсационных турбин графически эта связь выражается линией, близкой к прямой (линией Вилланса).

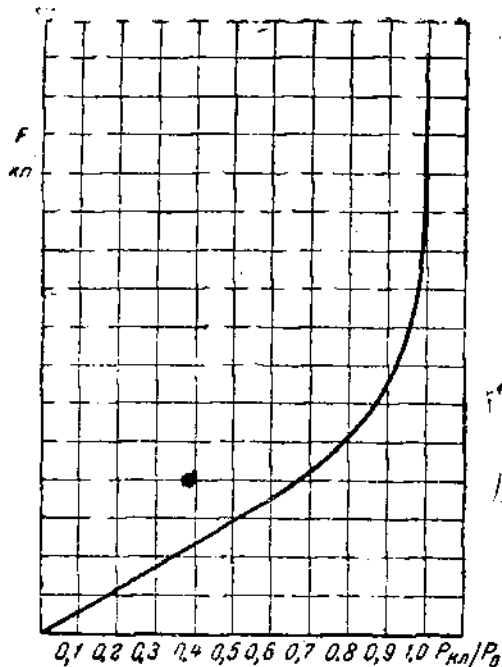
Количество пара, подводимое к соплам турбины при неизменных начальных параметрах пара (давления и температуры), определяется открытием регулирующих клапанов ($h_{кл}$) или величиной подъема поршня сервомотора (z) (нормально открытие клапанов жестко связано с положением поршня сервомотора).

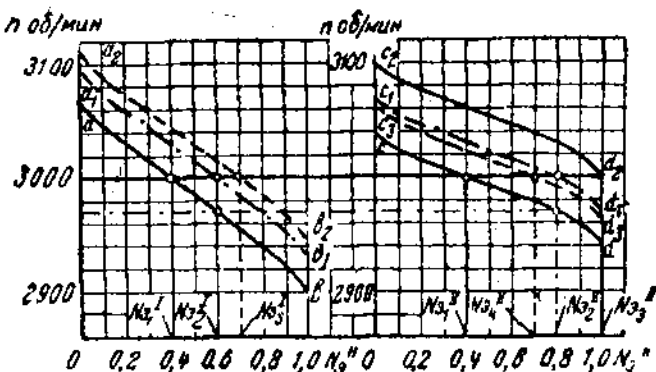
Как видно из схемы регулирования (фиг. 1), открытие сервомотора z в свою очередь определяется положением муфты x центробежного регулятора, которое зависит от числа оборотов n , развиваемого турбогенератором.

Масляный золотник в статических (установившихся) положениях системы регулирования должен находиться всегда в одном и том же среднем положении.

Если рассмотренную связь представить графически в круговой диаграмме (фиг. 6), то получится важная для работы регулирования зависимость между числом оборотов и развиваемой турбогенератором

Фиг. 5.





Фиг. 7.

Параллельная работа этих двух турбогенераторов обуславливает наличие у них одинакового числа оборотов¹, так как при возникновении малейшей разницы в числе оборотов в электрической системе, соединяющей якоря генераторов, возникает дополнительный ток и начинается действовать так называемая синхронизирующая сила, стремящаяся восстановить равенство чисел оборотов.

Условие равенства числа оборотов позволяет провести на фиг. 7 через ординату $n=3000$ об/мин сплошную линию, параллельную оси абсцисс. Пересечение этой линии со статическими характеристиками обоих турбогенераторов (с линиями ab и cd) и определяет степень нагрузки каждого из них.

В приводимом примере оба турбогенератора оказываются загруженными на 40% своей номинальной мощности (N_{g1}^I и N_{g2}^I).

Если, спустя некоторое время, нагрузка в системе возрастает, то это вызовет нарушение равновесия между выработкой мощности и ее потреблением. Число оборотов обоих турбогенераторов снижается. Вступают в действие их центробежные регуляторы и увеличиваются паровые моменты.

Так же как при индивидуальной работе одного турбогенератора, новое положение равновесия может наступить лишь при том, в данном примере несколько сниженном, по сравнению с первоначальным, числе оборотов.

Пусть новое число оборотов $n=2970$ об/мин (см. линию, проведенную пунктиром с точкой). Пересечение этой линии со статическими характеристиками, вычерченными сплошными линиями (с теми же линиями ab и cd), определит новое распределение нагрузки системы между обоими турбогенераторами. При этом первый турбогенератор окажется загруженным на 60%, (N_{g1}^{II}), а второй на 80% (N_{g2}^{II}), т. е. степень их загрузки будет

¹ Это условие действительно для тех случаев, когда генераторы имеют одинаковое число пар полюсов. При различном числе полюсов соотношение числа оборотов у параллельно работающих генераторов определяется следующим уравнением:

$$\frac{p_1}{n_1} = \frac{p_2}{n_2},$$

где p — число пар полюсов, а n — число оборотов.

уже неодинакова; больше нагрузится тот турбогенератор, у которого статическая характеристика положе.

Таким образом перераспределение нагрузок между параллельно работающими турбогенераторами зависит от соотношения наклона статических характеристик систем регулирования параллельно работающих агрегатов. Работа турбогенератора в системе будет тем спокойнее, чем круче его статическая характеристика, т. е. чем больше степень неравномерности его системы регулирования.

Из этих положений надлежит сделать ряд практических выводов.

1. У параллельно работающих турбогенераторов статические характеристики не должны сильно отличаться одна от другой. При значительной разнице в наклоне характеристик помимо ухудшения работы агрегата с пологой характеристикой возможно его перегружение при резком увеличении нагрузки. В этом случае, если паровая мощность турбогенератора больше электрической, такая внезапная перегрузка может довести агрегат до выключения его из сети максимальной защитой. При этом мощность, которую развивал данный турбогенератор, переносится на другие параллельно работающие с ним агрегаты и может произойти их поочередное отключение и полное распадение системы. Наоборот, в случае резкого снижения нагрузки турбогенератор с пологой характеристикой может начать работать мотором.

2. Влияние наклона характеристик на параллельную работу целесообразно использовать для экономического распределения нагрузки между параллельно работающими турбогенераторами. С этой целью надлежит задавать более крутые характеристики более экономичным (базовым) агрегатам. Кроме того следует увеличивать крутизну статической характеристики в области экономических нагрузок турбогенератора.

В действительных условиях степени неравномерности турбины часто не удовлетворяют поставленным условиям. Паровые турбины обычно малой мощности и старых образцов имеют большую степень неравномерности, а базовые — более мощные современные турбины — имеют малые степени неравномерности. Добиться иного соотношения степеней неравномерности можно путем специальных переделок.

Степень неравномерности выше 5% не рекомендуется по той причине, что регулирование может не справиться со сбросом номинальной нагрузки (сработает скоростной автомат), так как обычно динамическое повышение числа оборотов при сбросе в $1,2-2,0$ раза больше степени неравномерности.

Это отношение будет тем больше, чем медленнее реагирует регулирование и чем больше в проточной части турбины вредных объемов (соединительные трубопроводы от клапанов к соплам, ресиверы, участки отборных линий до обратного клапана).

В отношении профиля кривой статической характеристики нужно стремиться к тому, чтобы он был достаточно плавным и имел непрерывный уклон в одну сторону, так как наличие пологих участков может вызвать местную неустойчивость системы регулирования. Около холостого хода турбогенератора и в области экономической его мощности надо иметь все же несколько более крутые участки.

Первый участок необходим для облегчения синхронизации агрегата, а второй — для более устойчивого поддержания экономической мощности.

6. СИНХРОНИЗАТОРЫ

Как уже указывалось выше, изменение нагрузки турбины вызывает изменение числа оборотов ротора, определяемое статической характери-

стикой регулирования. В условиях промышленного производства колебание числа оборотов ротора, а с ним и частоты сети, недопустимо, так как это привело бы к колебанию числа оборотов электромоторов, питаемых от данной сети. Поэтому для искусственного восстановления нормального числа оборотов в каждой системе регулирования имеется приспособление, называемое обычно синхронизатором, пользуясь которым восстанавливают нормальное число оборотов агрегата от руки (как это делается на большинстве электростанций) или автоматически. Регуляторы частоты и нагрузки только за последние годы стали применяться в практике электростанций, а потому на большинстве станций до сих пор регулирование частоты производится от руки.

Не останавливаясь на подробном описании принципов действия отдельных типов синхронизаторов¹, для примера разберем только регулирование с дополнительной пружиной. В этом случае (см. фиг. 1) на рычаг, связывающий муфту регулятора с золотником, действует дополнительная пружина 1, сила которой, складываясь с действием основных пружин регулятора, уравновешивает центробежную силу грузов. Для такой системы уравнение (5) примет вид

$$\frac{G}{g} n^2 \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 r = Ch + C_1 h_1 i, \quad (20)$$

где C, h — жесткость и натяг основных пружин регулятора;

C_1, h_1 — жесткость и натяг дополнительной пружины;

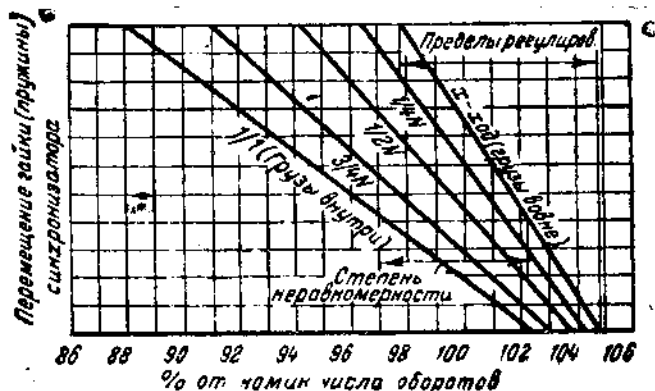
i — передаточное отношение от точки подвеса дополнительной пружины до грузов регулятора.

Увеличение натяга дополнительной пружины вызовет смещение рычага EF (фиг. 1) и с ним золотника регулирования и муфты регулятора. Если турбогенератор работает в общую сеть, то синхронизирующая сила системы не позволит увеличиться числу оборотов ротора, и поэтому восстановление равновесия, определяемого уравнением (20), не может происходить за счет его левой части, т. е. за счет центробежной силы грузов. Сместившаяся в результате воздействия синхронизатора муфта вызовет уменьшение натяга основных пружин, что и восстановит равенство (20). Одновременно опустившийся золотник направит масло от насоса в нижнюю полость сервомотора, что приведет к перемещению его поршня вверх и, следовательно, увеличит пропуск пара в турбину.

Таким образом, изменяя натяг дополнительной пружины, достигают изменения нагрузки агрегата без изменения числа оборотов его ротора. При этом равновесие регулятора, определяемое равенством (20), сохраняется за счет соответствующего изменения натяга основной пружины и смещения муфты регулятора при неизменном числе оборотов.

На холостом ходу турбины увеличение натяга дополнительной пружины также приведет к увеличению подъема клапанов и, следовательно, к увеличению пропуска пара в турбину. Но так как сопротивление вращению ротора агрегата на холостом ходу практически остается неизменным при небольших изменениях числа оборотов, то увеличение парового момента [см. уравнение (2)] приведет к увеличению числа оборотов. В свою очередь увеличение числа оборотов заставит муфту регулятора подняться, что вызовет опускание сервомотора в исходное положение. В результате описанного процесса пропуск пара на холостом ходу остается практически неизменным, соответствующим вредным сопротивлениям агрегата. Это определяет неизменность положения муфты регу-

¹ См., например, Щегляев, Регулирование паровых турбин, 1938 г., стр. 15.



Фиг. 7а. Характеристика регулирования турбины Джи.

Так, например, при холостом ходе турбины в зависимости от затяжки дополнительной пружины число оборотов может изменяться в пределах 98—105% от номинальных, что характеризует предел регулирования турбины.

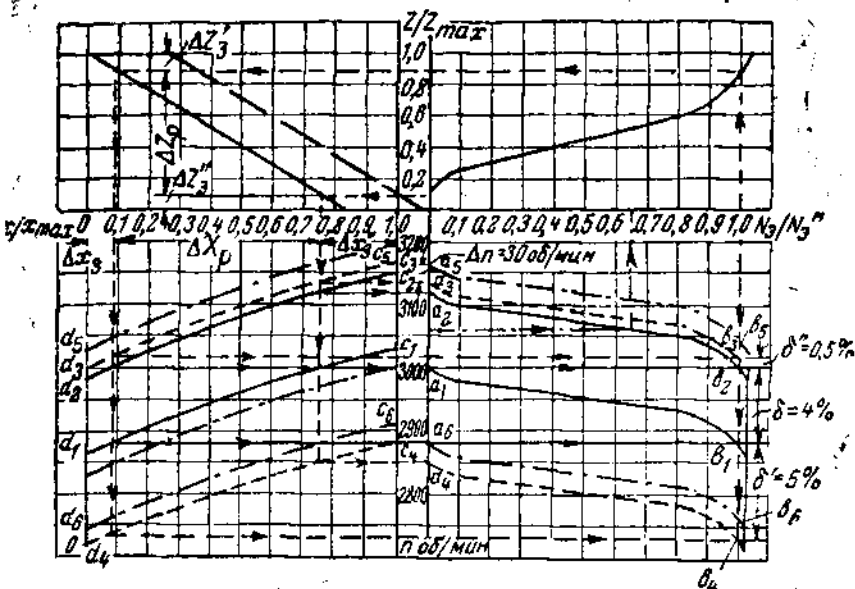
В момент синхронизации при нормальной частоте положение гайки синхронизатора отвечает пересечению линии холостого хода с вертикалью номинального числа оборотов (100%). При последующем перемещении гайки синхронизатора вниз турбина будет принимать нагрузку.

При данном положении синхронизатора и индивидуальной работе турбины изменение числа оборотов при соответствующем изменении нагрузки от холостого хода до номинальной отвечает степени неравномерности регулирования.

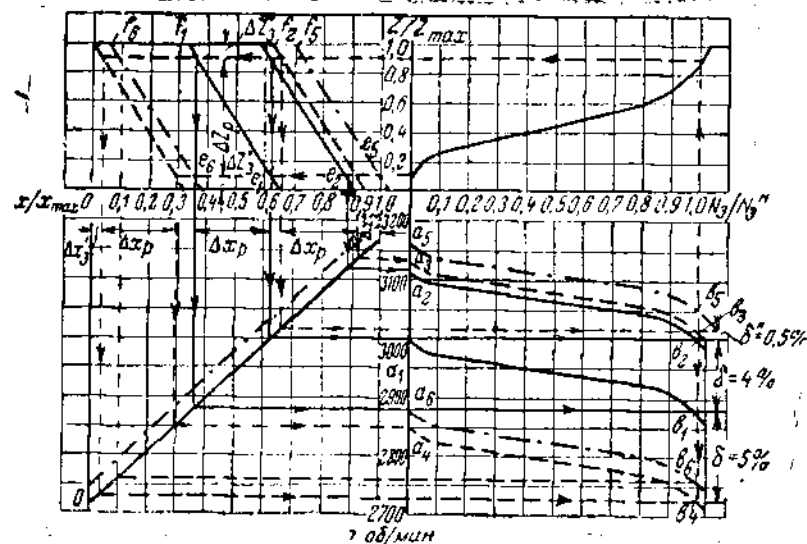
При конструировании систем регулирования применяется два способа смещения статической характеристики. Один способ осуществляет смещение статической характеристики путем изменения зависимости между числом оборотов n и положением муфты центробежного регулятора x . Этот способ даст в круговой диаграмме вместо одной линии $x=f(n)$ группу линий, примерно параллельных между собой (фиг. 8). Конструктивно это осуществляется при помощи дополнительной пружины (фиг. 1). Другой способ смещения характеристики состоит в смещении зависимости между степенью подъема поршня сервомотора z и положением муфты центробежного регулятора x . Этот способ дает в круговой диаграмме вместо одной линии $z=f(x)$ группу линий, примерно параллельных между собой (фиг. 9).

Конструктивно это осуществляется различно. На фиг. 10 даны две широко распространенные конструктивные схемы. В схеме б смещается буква В золотника А и тем самым меняется среднее положение золотника и положение рычага обратной связи.

В схеме в перемещается точка качания (точка а) одного из элементов рычага обратной связи. В обеих схемах одному и тому же открытию сервомотора может соответствовать различное положение муфты центробежного регулятора. Фирмы Эшер-Висс и Крупп осуществляют смещение зависимости $z=f(x)$ путем перемещения точки подвеса рычага обратной связи к штоку, соединяющему сервомотор с дроссельным клапаном.

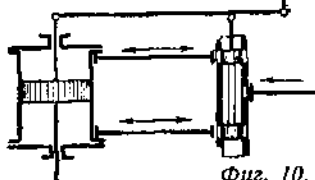
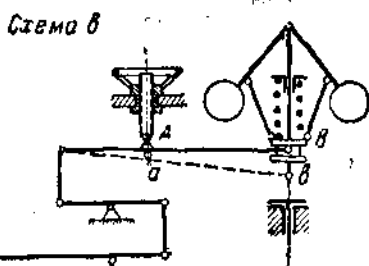
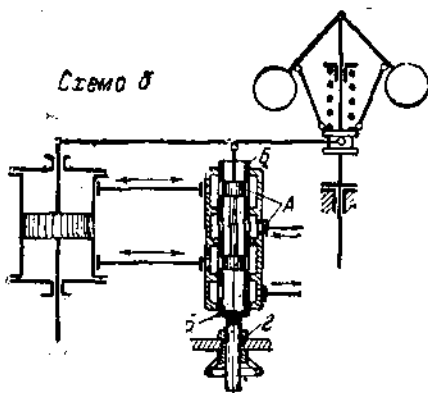


Фиг. 8.



Фиг. 9.

7. УСЛОВИЯ НАСТРОЙКИ ПРЕДЕЛОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ



Фиг. 10.

Синхронизатор должен позволять смещать статическую характеристику в таких пределах, чтобы можно было поддерживать номинальное число оборотов при любой нагрузке турбогенератора (от холостого хода до номинальной мощности).

Это условие обеспечивается, если статическую характеристику можно смещать в пределах от a_1b_1 до a_2b_2 , т. е. в пределах степени неравномерности (фиг. 11).

Но для этого нужно иметь возможность смещать зависимость $x=f(n)$ в пределах от c_1d_1 до c_2d_2 (фиг. 8) или зависимость $z=f(x)$ в пределах от e_1f_1 до e_2f_2 (сплошные линии на фиг. 9).

Однако указанного предела смещения статической характеристики для нормальной работы системы регулирования недостаточно, так как в эксплуатации могут быть случаи, когда турбогенераторы вынуждены работать с числом оборотов, отличающимся от номинального (как в сторо-

ну снижения, так и в сторону повышения числа оборотов). В этих случаях при повышенной, например на 2%, частоте в сети (при повышенных на 2% оборотах) нельзя будет нагрузить турбогенератор выше 65% его номинальной мощности (см. пунктир с точкой на фиг. 11 и 8), так как для этого следовало бы сместить статическую характеристику выше линии a_2b_2 до линии a_3b_3 (фиг. 11) и соответственно линию cd выше линии c_2d_2 , а линию ef правее линии e_2f_2 .

Наоборот, при пониженной, например на 2,5%, частоте турбогенератор нельзя будет разгрузить ниже 85% его номинальной мощности (см. пунктир с двумя точками на фиг. 11), так как для этого надо иметь возможность сместить характеристику до линии a_4b_4 .

Отсутствие возможности разгрузить турбогенератор до нуля опасно и недопустимо, так как при этом при сбросе нагрузки сохранность турбогенератора зависит от состояния скоростного автомата. Кроме того снижение частоты имеет место обычно при аварийных отклонениях какого-либо из параллельно работающих турбогенераторов электрической защитой, причем для восстановления частоты агрегат необходимо быстрее снова включить в сеть и нагрузить. Если при этом нельзя регулировать

число оборотов на холостом ходу, то синхронизацию приходится производить с прикрытыми пусковыми вентилями турбины.

Чтобы избежать этих эксплуатационных затруднений, надлежит иметь в синхронизаторе запас, который позволял бы нагружать турбогенератор полностью при несколько повышенной частоте в сети и разгружать агрегат до холостого хода при несколько пониженной частоте.

Учитывая, что повышение частоты легко устранимо путем снижения степени загрузки работающих турбогенераторов, не следует иметь в сторону повышения числа оборотов запас более 0,5%. Наоборот, в сторону снижения числа оборотов необходимо иметь достаточно большой запас до 5%, так как снижение оборотов, как указывалось выше, чаще всего связано с аварийными отключениями. Это значит, что синхронизатор должен располагать такими запасами хода, чтобы на холостом ходу турбогенератора можно было изменить его число оборотов в пределах от -5% до $+(8 + 0,5\%)$, где δ — степень неравномерности системы регулирования (см. на фиг. 11, а также на фиг. 8 и 9 пунктирные линии).

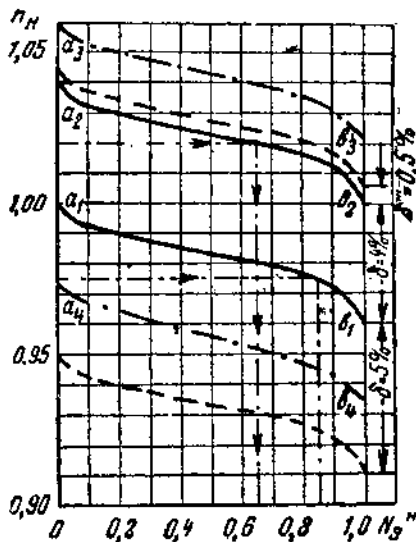
Иметь большой запас (больше 0,5%) в сторону повышения числа оборотов не следует еще по той причине, что этот запас позволяет перегрузить турбогенератор при работе его с нормальной частотой в сети с нормальными параметрами пара. Дело в том, что каждая турбина обязана обеспечить полную нагрузку турбогенератора не только при нормальных параметрах пара, но и при

слегка сниженных начальных давлении и температуре свежего пара и при ухудшении вакуума. Пределы устанавливаются заводом-изготовителем. Это требует наличия в располагаемых ходах муфты центробежного регулятора и сервомотора соответствующего запаса $\Delta x'_3$ и $\Delta z'_3$ (фиг. 8 и 9) порядка $3 \div 10\%$ от располагаемых ходов.

С этой целью муфта центробежного регулятора и сервомотор должны располагать запасом хода до ограничителей ($\Delta x'_3$ и $\Delta z'_3$) порядка 10% от хода, необходимого для перемещения регулирующих клапанов на полный рабочий ход (фиг. 8).

Необходимо также учитывать, что запас у синхронизаторов в сторону повышения числа оборотов позволяет при наличии у регулирующих клапанов ограничителей их открытия перетянуть дополнительную пружину (пружину синхронизатора) или излишне сместить буксу золотника или точку качания рычага обратной связи и тем самым вызвать смещение золотника из среднего положения в сторону открытия клапанов.

Такое смещение сильно повредит работе регулирования при сбросе



Фиг. 11.

нагрузки, так как прежде чем начать закрывать клапаны, регулятор должен будет восстановить первоначально среднее положение золотника.

В итоге будет потеряно время и обороты смогут быстро возрасти настолько, что сработает скоростной автомат.

Помимо запаса в ходе муфты центробежного регулятора в сторону нагружения турбогенератора $\Delta x'_3$ необходимо обеспечить запас в перемещении муфты в сторону разгрузки $\Delta x''_3$ (фиг. 8 и 9).

Этот запас необходим для ускорения процесса регулирования при сбросе нагрузки, так как увеличивает степень открытия окон золотниковой буксы в сторону закрытия регулирующих клапанов. Указанный запас должен составлять не менее 25% от располагаемого хода муфты для систем регулирования, у которых синхронизатор смещает характеристику центробежного регулятора, и не менее 8% от располагаемого хода муфты для систем регулирования, у которых синхронизатор смещает зависимость между перемещением муфты и перемещением сервомотора (фиг. 9).

Наконец, сервомотор должен располагать достаточным запасом хода $\Delta x'_3$ для обеспечения полного закрытия регулирующих клапанов (фиг. 8 и 9).

8. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ СТЕПЕНЬ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРОФИЛЬ КРИВОЙ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

На фиг. 6 приводилась типовая круговая диаграмма для дроссельной системы регулирования. Эта диаграмма содержит в себе все составляющие статической характеристики и является основой для ее исправления.

Прежде всего обращает на себя внимание, что профиль кривой статической характеристики подобен профилю зависимости между мощностью и открытием сервомотора.

Зависимость $x = f(z)$ выражается прямой линией, а потому на профиль кривой статической характеристики влиять не может. Зависимость $n = f(x)$ также близка к прямой.

Отсюда ясно, что профиль кривой статической характеристики определяется главным образом кривой $N_s = f(z)$.

Выше указывалось, что кривая $N_s = f(z)$ заменяла две зависимости: $N_s = f(D_1)$ и $D_1 = f(z)$, причем вместо открытия дроссельного клапана $h_{кл}$ принято открытие сервомотора z , поскольку шток сервомотора жестко связан со штоком дроссельного клапана.

В свою очередь подъем клапана $h_{кл}$ определяется тем, какое проходное сечение должен открыть клапан для пропускания требуемого количества пара.

Таким образом в конечном счете профилировка пропускных сечений клапана имеет основное влияние на форму статической характеристики регулирования.

Анализируя круговую диаграмму, можно заключить, что степень неравномерности регулирования определяется:

1) зависимостью хода муфты регулятора от числа оборотов агрегата (жесткость пружины);

2) зависимостью подъема поршня сервомотора от хода регулятора (соотношение плеч рычагов обратной связи);

3) зависимостью расхода пара от подъема клапанов (профилировка дроссельных клапанов).

Меняя значения перечисленных факторов, можно менять степень неравномерности регулирования и форму статической характеристики и (по-

следняя кроме того зависит от порядка последовательного открытия групповых клапанов).

Прежде всего следует обеспечить такой порядок открытия клапанов, чтобы дросселирование пара предыдущих клапанов при открытии очередного клапана составляло не более 10% от абсолютного значения давления пара перед клапаном (фиг. 12, верхняя диаграмма).

Излишнее дросселирование пара, т. е. чрезмерно большая перекрыша в открытии клапанов (фиг. 12, нижняя диаграмма), снижает экономичность работы турбины, а чрезмерно малая перекрыша приводит к изломам статической характеристики (фиг. 13), снижающим устойчивость работы регулятора.

У системы регулирования с поворотным сервомотором и у гидравлических систем имеются еще дополнительные возможности в отношении изменений степени неравномерности и профиля статической характеристики.

На фиг. 13 приведены две круговые диаграммы для системы регулирования типа AEG с поворотным сервомотором. Нижняя круговая диаграмма подобна разобранной выше (фиг. 9), только открытие сервомотора в отличие от сервомотора с поступательно перемещающимся поршнем обозначено буквой φ , а не z .

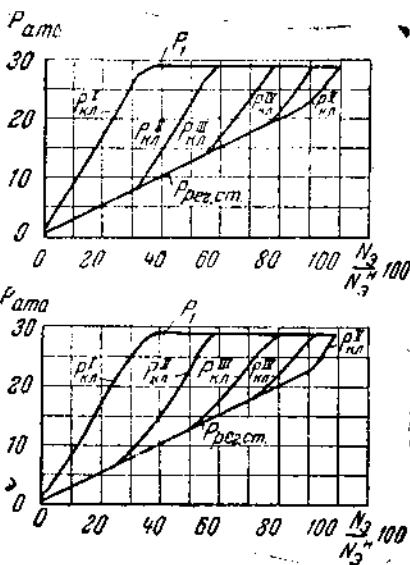
Верхняя круговая диаграмма вскрывает связь между открытием сервомотора и положением муфты центробежного регулятора.

Из круговых диаграмм следует, что степень неравномерности и профиль статической характеристики могут быть выправлены помимо способов, указанных выше, также путем изменения профиля кулачка обратной связи ($h_{об.св.}$). Этот способ даже проще остальных, хотя широких возможностей в отношении исправления профиля статической характеристики он не дает.

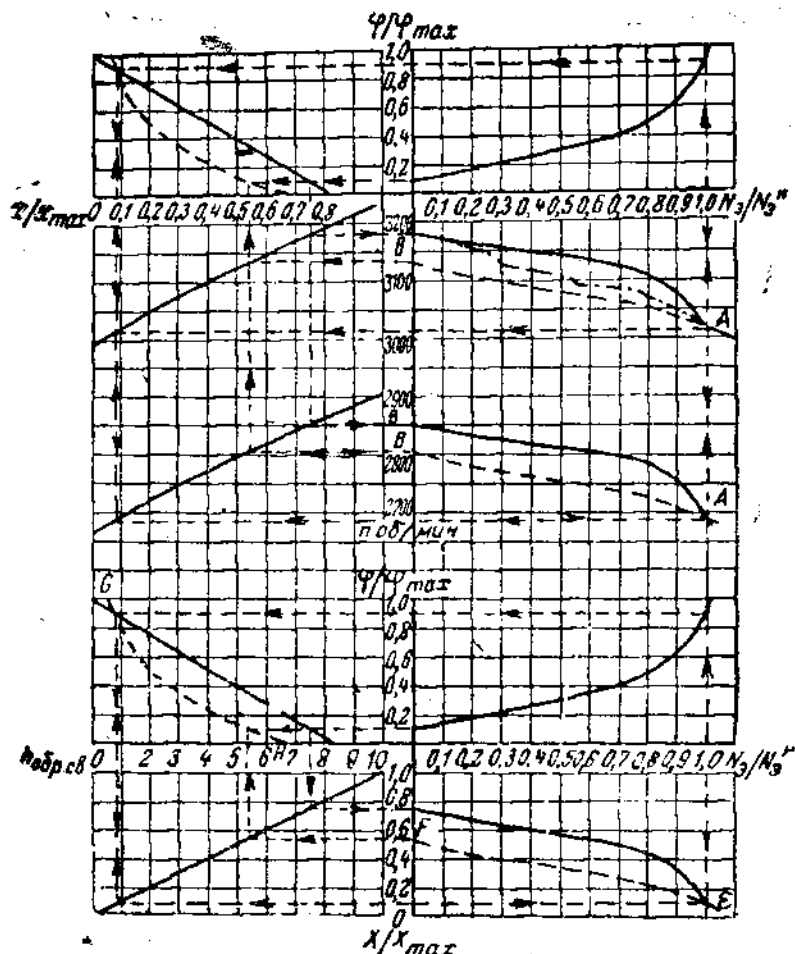
Так, например, не следует исправлять изменением профиля кулачка перегибы статической характеристики, получающиеся за счет малой перекрыши в открытии регулирующих клапанов, а лучше увеличить перекрышу.

В системах регулирования с поворотным сервомотором облегчаются также условия профилирования регулирующих клапанов, так как имеется возможность профилировать кулачки, определяющие подъем клапанов.

Однако стремиться обеспечить надлежащий профиль статической характеристики только за счет профилировки кулачков не следует, так как при этом сильно возрастает потребная мощность сервомотора. Подробнее эти вопросы разобраны ниже.



Фиг. 12.



Фиг. 13.

9. НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Выше при разборе условий работы центробежного регулятора и сервомотора было установлено, что нечувствительность обоих органов определяется сопротивлением движению от трения в сочленениях и других причинах (заеданий, попаданием твердых частиц между трущимися поверхностями). При этом было показано, что для преодоления силы трения необходима затрата энергии, которая может быть выражена уравнением (8)

$$2 \frac{\Delta n}{n} Ch = \pm Ch = P_{тр},$$

т. е. для преодоления силы трения необходимо изменить число оборотов регулятора на величину Δn и только после этого начнется движение муфты регулятора.

Муфта регулятора при своем движении выведет золотник из среднего положения, и масло под давлением от насоса направится в рабочую полость сервомотора.

Если в сервомоторе, клапане или сочленениях рычагов имеются заедания или имеется положительная перекрыша в золотнике, то движение сервомотора начнется только после того, как открытие золотника будет достаточным для преодоления этих сопротивлений. Следовательно, прежде чем начнется движение сервомотора и клапанов, будет иметь место холостой ход муфты.

Но движение муфты определяется изменением числа оборотов [см. уравнение (7)]

$$2 \frac{\Delta n}{n} = i \frac{\Delta x_m}{r} \left(\frac{r}{h} - 1 \right) = \varepsilon_c$$

где Δx_m — холостой ход муфты.

По аналогии с центробежным регулятором величина $2 \frac{\Delta n}{n}$, выраженная в процентах, называется степенью нечувствительности ε_c .

Полная степень нечувствительности системы регулирования равна сумме степеней нечувствительности отдельных ее элементов:

$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_c$$

Степень нечувствительности определяет то дополнительное изменение числа оборотов, которое произойдет раньше, чем это изменение отразится на подъеме клапанов парораспределения.

Нечувствительность регулятора не должна быть выше 0,2%, а всей системы регулирования в целом ~ 0,5%.

С этой целью трение в указанных элементах системы и перекрыши в золотнике должны быть сведены до минимума.

Помимо трения и чрезмерной перекрыши в золотнике нечувствительность может возрастать также за счет неплотности шарнирных сочленений (игры), что должно всегда устраняться в первую очередь.

Значительное повышение нечувствительности могут дать паровые усилия, действующие на регулирующие клапаны.

Наибольшей величины паровые усилия достигают обычно при холостом ходе турбогенератора, когда разница между давлением пара по обе стороны клапана достигает максимума. Часто при малой мощности сервомотора действие паровых усилий вызывает при холостом ходе резкие колебания в открытии клапана.

Так как паровые усилия складываются из действия статической разности давления на неуравновешенные площади по обе стороны клапана и из скоростного напора струи пара, протекающей через открытое сечение клапана, то полностью уравновешенный клапан выполнить трудно и практически даже двухседельные клапаны всегда испытывают действие не полностью уравновешенных паровых усилий.

Величину паровых усилий можно определить путем измерения разницы давления масла по обе стороны поршня сервомотора.

Наличие нечувствительности в системе регулирования приводит к тому, что статическая характеристика будет при одном и том же положении синхронизатора неоднозначна (фиг. 6, пунтирные линии). Это по-

вышает степень неравномерности регулирования, которая в данном случае будет равна

$$\delta' = \delta + \varepsilon, \quad (21)$$

где δ — степень неравномерности без учета нечувствительности ε .

В пределах зоны нечувствительности может происходить самопроизвольное колебание числа оборотов как на холостом ходу, так и при нагрузке турбины при работе турбогенератора на сеть.

Колебание числа оборотов определяется непосредственно величиной нечувствительности. Так, например, при нечувствительности 0,3% и нормальном числе оборотов агрегата 3 000 об/мин самопроизвольное колебание числа оборотов может быть в пределах

$$\frac{0,3 \cdot 3\,000}{100} = 9 \text{ об/мин},$$

что при цене деления эксплуатационного тахометра 25 об/мин почти незаметно. Колебание же нагрузки в пределах зоны нечувствительности определяется отношением степени нечувствительности к степени неравномерности, поскольку степень неравномерности определяется изменением нагрузки от холостого хода до максимального:

$$\Delta N = \frac{\varepsilon}{\delta} N_{\text{макс}}. \quad (22)$$

Так, при степени нечувствительности в 0,5% и степени неравномерности в 6% колебание нагрузки у турбины 25 мвт может равняться

$$\Delta N = \frac{0,5}{6,0} 25 = 1,25 \text{ мвт}.$$

Как видно, колебание нагрузки более заметно, чем колебание числа оборотов на холостом ходу.

Характер колебания в большинстве случаев не периодический, если одновременно какая-либо другая причина не вызывает периодических толчков нагрузки.

Условия работы регулирования при сбросе нагрузки при этом, естественно, ухудшаются, так как нечувствительность вызывает запаздывание начала закрытия регулирующих клапанов.

Помимо ухудшения условий сброса нагрузки наличие значительной нечувствительности может вызвать также неустойчивую работу системы.

10. ТРЕБОВАНИЯ К НОРМАЛЬНО РАБОТАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Разработанные выше положения относительно работы регулирования могут быть сведены к ряду условий, которым должны удовлетворять в эксплуатации системы регулирования конденсационных турбин.

1. Регулирование должно иметь статическую характеристику, обеспечивающую устойчивую параллельную работу агрегата в системе.

2. Настройка системы регулирования должна обеспечить возможность разгрузки турбогенератора до холостого хода при полностью открытых пусковых клапанах турбин, при частоте в сети на 5% ниже номинального значения, и нагружение турбогенератора до номинальной мощности при частоте в сети на 0,5% выше номинального значения.

Оба эти условия обычно обеспечиваются, если синхронизатор позво-

ляет при полностью открытых пусковых ventилях турбины изменять на холостом ходу агрегата число оборотов в пределах от -5% до $+ (6+0,5\%)$ от номинального значения. Например, при $\xi=4\%$ синхронизатор должен обеспечивать изменение числа оборотов от -5% до $+4,5\%$ и т. п.

Кроме того муфта центробежного регулятора и сервомотор должны иметь запас хода в обе стороны до упоров ограничителей для обеспечения номинальной мощности турбогенератора при снижении параметров пара в разрешенных заводом-строителем пределах.

В противоположном направлении муфта должна иметь запас хода для обеспечения закрытия регулирующих клапанов при сбросе нагрузки. Этот запас должен составлять не менее 25% от располагаемого хода муфты для систем регулирования, у которых синхронизатор смещает характеристику центробежного регулятора, и не менее 8% располагаемого хода муфты для систем регулирования, у которых синхронизатор смещает зависимость между перемещением муфты и перемещением сервомотора (фиг. 9).

Настройка порядка открытия регулирующих клапанов должна отвечать требованиям экономической работы агрегата, т. е. не допускать излишнего дросселирования пара неполностью открытыми клапанами в момент начала открытия очередного клапана.

Дросселирование можно считать допустимым, если оно не превышает 10% от номинального значения давления пара перед клапаном. В то же время нельзя допускать излишне малой перекрышки в открытии клапанов, нарушающей плавность статической характеристики.

3. Степень нечувствительности центробежного регулятора не должна превышать $0,2\%$, а всей системы регулирования в целом $-0,5\%$. Нечувствительность в рычажных сочленениях должна практически отсутствовать.

4. Регулирование должно справляться с мгновенным сбросом номинальной мощности турбогенератора до нуля. При этом максимальное (переходящее) повышение числа оборотов должно быть не выше 8% от номинального значения.

Скоростной автомат должен быть при этом отрегулирован так, чтобы отключение турбины происходило при повышении числа оборотов на $10-12\%$ выше номинального значения (предел устанавливается заводом-изготовителем).

Первые три требования распространяются на работу системы регулирования в статических условиях, а последнее, четвертое, требование — в условиях быстрого изменения режимов.

Ниже приводятся указания по проверке систем регулирования в статических и динамических условиях и по наладке систем регулирования.

II. ПРОВЕРКА РАБОТЫ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

У турбогенераторов, работающих параллельно, статическая характеристика системы регулирования может быть снята только искусственно; для этого определяют отдельно зависимость перемещения муфты центробежного регулятора и хода поршня сервомотора от изменения числа оборотов [x и $z=f(n)$] и зависимость этих же переменных от изменения нагрузки [x и $z=f(N_e)$], а затем увязывают их графически в круговой диаграмме (см. например, фиг. 6.) При этом попутно проверяются остальные требования, предъявляемые к системе регулирования в статических условиях ее работы. С этой целью необходимо провести следующие опыты.

1. ПРОГРАММА ОПЫТОВ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

1-й опыт по снятию зависимости перемещения муфты центробежного регулятора x и поршня сервомотора z от числа оборотов турбогенератора n . Опыт производится при холостом ходе турбогенератора без возбуждения и включает проверку нечувствительности регулятора и системы в целом. Опыт должен производиться при трех различных положениях синхронизатора, соответствующих:

а) сниженному до предела значению числа оборотов (синхронизатор выведен в крайнее положение). При этом попутно выявляется минимальное значение числа оборотов, при котором турбогенератор еще может быть разгружен до холостого хода;

б) номинальному числу оборотов турбогенератора;

в) повышенному до предела значению числа оборотов.

2-й опыт по снятию зависимости перемещения муфты центробежного регулятора x и поршня сервомотора z от нагрузки турбогенератора N_g . При проведении этого опыта надлежит попутно выявить настройку порядка открытия регулирующих клапанов и возможность нагружения турбогенератора до номинальной мощности при номинальном числе оборотов и номинальных параметрах пара.

После проведения этого опыта следует также проверить возможность нагружения турбогенератора при сниженных параметрах пара в пределах, разрешенных заводом-строителем.

3-й опыт по определению пределов перемещения элементов системы регулирования (муфты центробежного регулятора, сервомотора, регулирующих клапанов и синхронизатора). Опыт проводится на остановленной турбине при работающем вспомогательном масляном насосе и снятых пружинах центробежного регулятора.

Последовательность проведения опытов безразлична.

2. ИЗМЕРЯЕМЫЕ ВЕЛИЧИНЫ И ПОДГОТОВКА К ОПЫТАМ

При проведении указанных выше опытов должны быть замерены следующие величины:

1-й опыт: 1. Число оборотов турбогенератора n .

2. Перемещение муфты центробежного регулятора x .

3. Перемещение поршня сервомотора z или угол поворота φ .

4. Положение синхронизатора h_c .

5. Давление масла после насоса P_n .

6. Давление масла в системе регулирования P_p под поршнями сервомотора.

2-й опыт: 1. Нагрузка турбогенератора N_g .

2. Число оборотов турбогенератора n .

3. Перемещение муфты центробежного регулятора x .

4. Перемещение поршня сервомотора z или φ .

5. Положение синхронизатора h_c .

6. Давление масла после насоса P_n .

7. Давление масла в системе регулирования P_p .

8. Давление масла в системе подшипников P_n .

9. Давление свежего пара перед пусковым вентилем турбины P_1 .

10. Температура свежего пара перед пусковым вентилем турбины t_1 .
11. Давление пара за каждым регулирующим клапаном P_1, P_{II} и т. д.
12. Давление пара в регулирующей ступени P_p , *ст.*
13. Давление отработавшего пара турбины P_2 ; измеряется вакуум V и барометрическое давление B .
14. Открытие каждого регулирующего клапана $h_{ка}^I, h_{ка}^{II}$ и т. д.

- 3-й опыт:
1. Перемещение муфты центробежного регулятора x .
 2. Перемещение поршня сервомотора z или φ .
 3. Давление масла после насоса P_n .
 4. Давление масла в сервомоторе P_p .
 5. Открытие регулирующих клапанов $h_{ка}$.
 6. Положение синхронизатора h_c .

Измерение нагрузки турбогенератора, а также давлений и температур может производиться по эксплуатационным приборам, но приборы эти должны иметь паспорта проверки.

Методика измерений и подсчета истинных значений измеряемых величин должна соответствовать проекту норм на испытание паровых турбин (см. книгу А. В. Щегляева и И. Г. Морозова «Испытание паровых турбин», ОНТИ, НКТП СССР, 1937 г.).

Число оборотов в 1-м опыте должно измеряться по возможности ручным тахометром, так как эксплуатационный тахометр часто обладает значительной инерционностью и нечувствительностью.

Во 2-м опыте число оборотов может измеряться эксплуатационным тахометром, но показания этого тахометра должны быть сверены с показаниями ручного тахометра или точного частотомера.

Для измерения перемещений муфты центробежного регулятора и поршня сервомотора, а также для измерения открытия регулирующих клапанов и положения синхронизатора необходимо устанавливать приспособления (стрелку и шкалу), типа указанных на фиг. 14 (см. вклейку в конце книги).

Эти приспособления должны обеспечивать возможность проведения частых и быстрых измерений, а также надлежащую их точность. При полных перемещениях не менее 15 мм деления шкалы должны быть через 1 мм, а точность измерения до 0,3 мм за счет использования стрелки с неравноплечим рычагом. При полном перемещении, меньшем 5 мм, точность измерения должна быть до 0,05 мм и измерения должны осуществляться при помощи станочного индикатора.

В тех случаях, когда открытие регулирующих клапанов может быть координировано с положением поршня сервомотора, как, например, в системах регулирования с поворотным сервомотором, эту координацию следует произвести отдельно вращением вала сервомотора от руки на остановленной турбине.

Это существенно упрощает проведение 2-го опыта. Во время координации открытие регулирующих клапанов может измеряться штангенциркулем.

3. ПРОВЕДЕНИЕ 1-го ОПЫТА ПО СНЯТИЮ ЗАВИСИМОСТИ

$$x \text{ и } z = f(n)$$

Опыт производится при работе турбогенератора на холостом ходу без возбуждения путем плавного закрытия и открытия пускового вентиля

турбины. Опыт лучше начинать со снятия зависимости x и $z=f(n)$ при установке синхронизатора в крайнее положение, соответствующее снижению против номинального значения числу оборотов турбогенератора.

Это значение числа оборотов следует отметить, так как оно является предельным значением, при котором турбогенератор еще может быть разгружен до нуля и отключен от сети в случае снижения числа периодов в сети. Пусковые вентили турбины должны быть при этом полностью открыты.

Тем самым проверяется способность регулирования поддерживать обороты на холостом ходу.

Прежде чем начинать опыт, нужно распределить пункты наблюдения, расставить наблюдателей и проверить их готовность к записям. Руководителю опыта надлежит вести запись числа оборотов турбины, так как по ним устанавливаются пределы опыта.

У каждого наблюдателя должно быть не более одного пункта замера, так как замеры приходится производить быстро и все измеряемые величины нужно регистрировать строго одновременно по сигналу руководителя.

Первая запись должна быть произведена при указанном состоянии системы регулирования (синхронизатор выведен в сторону снижения числа оборотов, пусковые вентили турбины открыты полностью). После проведения этой записи надлежит начать плавное закрытие пускового вентиля или его байпаса с таким расчетом, чтобы скорость снижения числа оборотов не превосходила 100 об/мин.

Надо стремиться даже к тому, чтобы фиксировать все величины при установившемся значении числа оборотов, т. е. изменять обороты ступенями, так как при быстром изменении оборотов перемещение сервомотора начинает отставать от перемещения муфты за счет времени наполняемых маслом полостей сервомотора.

Дальнейшие записи наблюдаемых величин надлежит начать с нормального числа оборотов. Руководителю удобнее всего давать сигнал наблюдений через определенное число оборотов, установленных по цене деления шкалы тахометра, например, 20, 25 или 30 об/мин.

Кратность эта должна выбираться, исходя из условия обеспечения не менее 8 записей по ходу сервомотора.

Для повышения четкости проведения опыта руководителю полезно заготовить порядковую запись делений шкалы, которые он собирается фиксировать, отмечая во время опыта, какие деления им зафиксированы.

Снижать число оборотов надлежит несколько ниже того предела, когда муфта достигнет своего крайнего положения. После этого необходимо начать повышать число оборотов обратно путем плавного открытия пускового вентиля. Скорость подъема числа оборотов также не должна превосходить 100 об/мин. Надлежит фиксировать начало закрытия клапанов. Последнее должен отметить тот наблюдатель, который ведет запись перемещения сервомотора, и дать сигнал для внеочередной записи остальных величин.

Кратность остальных записей должна быть соблюдена та же, что и при снижении числа оборотов. Последней записью должно фиксироваться установившееся состояние при полностью открытом пусковом вентиле турбины.

После окончания опыта необходимо сверить число записей, произведенных разными наблюдателями, и в случае расхождения опыт необходимо повторить.

Если опыт прошел нормально, следует установить синхронизатором номинальное число оборотов и провести такой же опыт при новом положении синхронизатора, соблюдая все условия в отношении первого опыта.

При испытании систем регулирования с синхронизатором, перемещающим буксу золотника или точку качания рычага обратной связи, нет смысла повторять глубокое снижение числа оборотов (до смещения муфты регулятора в крайнее положение), а достаточно снизить обороты лишь до того значения, при котором полностью откроются регулирующие клапаны.

Опыт при крайнем положении синхронизатора, соответствующем наибольшему числу оборотов, проводится несколько иначе из-за того, что при повышении числа оборотов может сработать скоростной автомат безопасности. Перед началом записей медленно закрывают пусковой вентиль или его байпас, что приведет к снижению числа оборотов. Одновременно переводят синхронизатор в положение повышения числа оборотов. Оба движения должны быть координированы таким образом, чтобы число оборотов оставалось на номинальном уровне. После того как синхронизатор будет выведен полностью, приоткрывают пусковой вентиль, чтобы число оборотов стало возрастать. Рост числа оборотов доводят до уровня примерно в $5 \div 6\%$ сверх номинала, после чего вновь снижают число оборотов прикрытием пусковой задвижки или ее байпаса. Опыт, соответствующий наибольшему числу оборотов, можно проводить точно так же, как и первые два (при пониженном и нормальном числе оборотов). При этом, однако, рекомендуется ограничиться двумя-тремя опытными точками, а остальные получить экстраполированием на основе первых двух опытов.

После проведения всех трех опытов при различных установках синхронизатора необходимо представить их результаты в графическом виде так, как это показано на фиг. 15, 16. В приложении 1 дан пример составления сводного журнала (по всем записям журнала наблюдений) для опыта, проведенного при установке синхронизатора, соответствующей номинальному числу оборотов.

На фиг. 15 построены результаты испытания системы регулирования, у которой синхронизатор смещает характеристику центробежного регулятора. Нижняя пара кривых $x = f(n)$ снята при крайнем положении синхронизатора, соответствующем снижению числа оборотов турбогенератора.

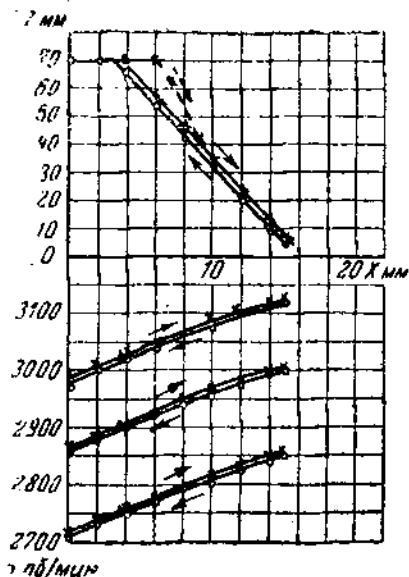
Средняя пара кривых снята при установке синхронизатора в положение, соответствующее номинальному числу оборотов, а верхняя пара — повышенному числу оборотов и крайнему положению синхронизатора.

Связь между перемещениями муфты регулятора и лоршня сервомотора выражается одной парой кривых.

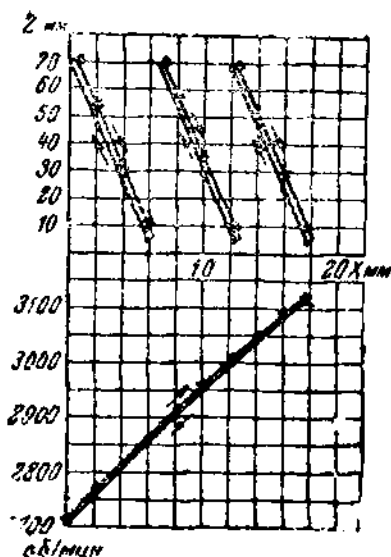
Расстояние между парными линиями, выраженное в процентах от номинального числа оборотов в минуту, дает нечувствительность центробежного регулятора [нижние кривые $x = f(n)$] и нечувствительность системы в целом [верхние кривые $z = f(x)$].

Стрелки у кривых указывают, в каком направлении изменялось число оборотов. При построении результатов необходимо также обращать внимание на то, как ложатся точки опыта. На приведенном графике разбег точек около кривых нормален. Если разбег будет настолько большим, что проведение между точками линии становится затруднительным, опыт следует повторить, замедлив скорость изменения числа оборотов и повысив тщательность проведения опыта.

Могут быть также случаи, когда плавность линии нарушается, как, например, показано пунктиром на кривой $z = f(x)$ фиг. 15. Это может быть объяснено понижением чувствительности системы регулирования лишь в одном участке перемещений элементов системы (местные сопротивления). В таких случаях опыт надо повторить, чтобы убедиться в закономерности этого явления.



Фиг. 15.

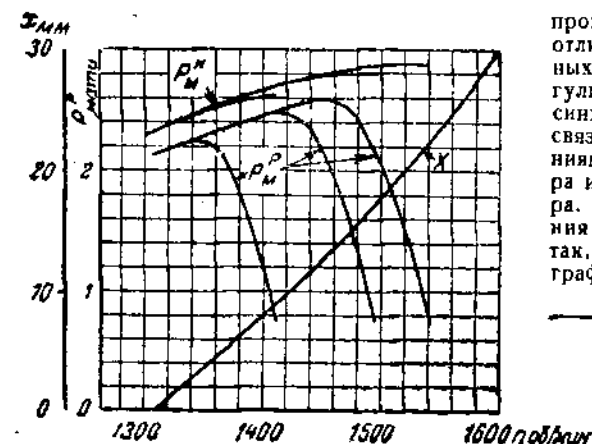


Фиг. 16.

На фиг. 16 построены результаты испытания системы регулирования, у которой синхронизатор смещает связь между перемещениями муфты регулятора и поршня сервомотора. К построению этого графика полностью относятся все замечания, приведенные в отношении фиг. 15.

В системах регулирования типа Броун-Бовери для построения статической характеристики дополнительно к ходу сервомотора замеряется давление масла в системе регулирования.

В остальном условия проведения опыта не отличаются от разобранных выше для систем регулирования, у которых синхронизатор смещает связь между перемещениями муфты регулятора и поршня сервомотора. Результаты измерения следует построить так, как это показано на графике фиг. 17.



Фиг. 17.

4. ПРОЗЕДЕНИЕ 2-го ОПЫТА ПО СНЯТИЮ ЗАВИСИМОСТИ

$$x \text{ и } z = f(N_g)$$

Опыт производится при работе турбогенератора в системе, т. е. параллельно с другими.

Изменение нагрузки должно производиться ступенями по заранее заданному графику с таким расчетом, чтобы число записей при изменении нагрузки от максимальной до холостого хода было примерно 12—20.

О предстоящем изменении нагрузки испытуемой турбины центральный щит управления должен извещаться по телеграфу заранее обусловленным сигналом.

На каждой ступени нагрузки положение синхронизатора должно оставаться неизменным—в течение примерно 3—5 минут—и за это время надо успеть произвести по две записи всех величин, перечисленных в разделе II данных указаний.

Первую запись надлежит сделать не раньше чем через 0,5—1,0 минуты после изменения нагрузки, т. е. когда новое положение системы регулирования установится, а вторую— непосредственно за первой.

Число ступеней нагрузки, которые необходимо фиксировать, выбирается в зависимости от профиля кривой $x \text{ и } z = f(N_g)$. Чем сложнее профиль, тем больше должно быть взято ступеней нагрузки, так как необходимо отразить все изгибы кривой. Но даже для зависимости, близкой к прямой, число ступеней не должно быть меньше двенадцати.

Чаще всего кривые $x \text{ и } z = f(N_g)$ имеют изгибы в области нагрузки, близкой к нулю и близкой к номинальной, а также в тех участках, где должен открываться очередной регулирующий клапан. Поэтому эти участки должны обследоваться подробнее и ступени нагрузки должны быть порядка 1% от номинальной мощности.

В прямолинейных участках характеристики ступени изменения нагрузки могут достигать 10% от номинальной мощности.

Для получения более надежного материала изменение нагрузки должно производиться в обе стороны, т. е. один раз путем нагружения турбогенератора (от нуля до номинальной мощности) и другой раз путем его разгрузки (снова до нуля).

В каком направлении начинать производить изменение нагрузки для самого опыта, безразлично и определяться это должно диспетчерским графиком.

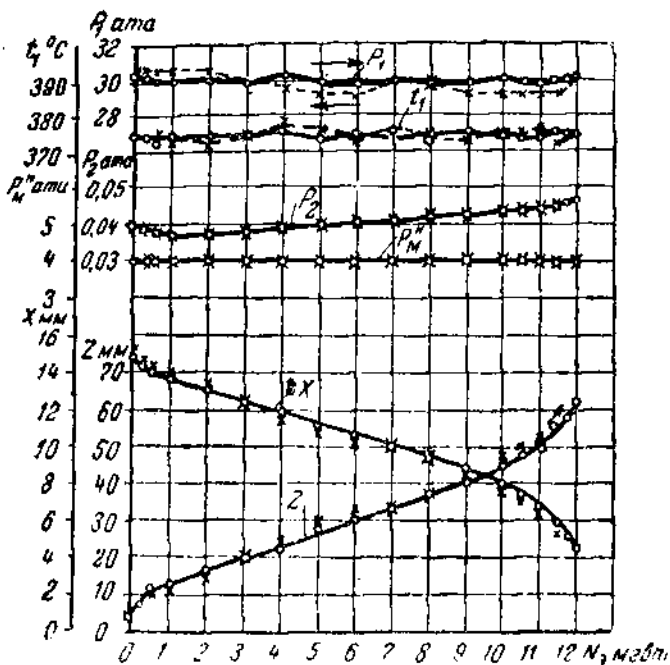
Начальные параметры пара, а также количество охлаждающей воды конденсатора и напряжение генератора следует в течение всего опыта поддерживать близкими к номинальным, так как колебания и отклонения этих величин искажают результаты опыта.

Организационно проведение опыта должно обставляться следующим образом.

С дежурным инженером устанавливаются направление изменения нагрузки и сигналы, которые будут подаваться от испытуемой турбины на главный щит управления перед каждым изменением нагрузки.

Распределяются пункты наблюдения между наблюдателями и производится пробная запись. Поскольку за 3—5 минут надлежит произвести две записи и в каждой из них все наблюдаемые величины должны регистрироваться по возможности одновременно, одного наблюдателя не следует нагружать записью более шести величин. В приложении 2 приведен пример составления и заполнения журнала наблюдений (см. также фиг. 8 и 12).

Устанавливается нагрузка, с которой будет начато проведение опыта, и спустя 0,5 ÷ 1,0 минут после ее установления производится по сигналам



Фиг. 18.

лу руководителя опыта первая запись и сразу после окончания записи — вторая.

На главный щит управления подается предупредительный сигнал и производится первое изменение нагрузки, после чего, так же как раньше, производятся две записи измеряемых величин.

Абсолютную величину изменения нагрузки устанавливает руководитель испытания, ориентируясь на происходящие при этом перемещения муфты регулятора и поршня сервомотора, а также на изменение степени открытия регулирующих клапанов, стремясь зафиксировать все изгибы кривых, которые должны быть получены в результате построения данных наблюдений.

Совершенно так же производятся и фиксируются остальные изменения нагрузки, включая и изменения в обратном направлении. После окончания опыта об этом сообщается дежурному инженеру.

Результаты опытов должны быть представлены в виде графиков типа, приведенного на фиг. 18 и 12.

На фиг. 18 построены перемещения муфты регулятора и поршня сервомотора в зависимости от нагрузки турбогенератора. Помимо этих величин построены еще начальные параметры пара и давление отработавшего пара.

Поскольку в построенном примере начальные параметры пара поддерживались в опыте недостаточно удовлетворительно, то в основу дальнейшей обработки результатов испытания следует брать те кривые x и $z = f(N_2)$, которые сняты при параметрах, более близких к номинальным (сплошные линии).

На фиг. 12 приведена диаграмма, характеризующая настройку порядка открытия регулирующих клапанов. С этой целью на ней нанесены давления пара за клапанами, а также давление в регулирующей ступени.

5. ПРОВЕДЕНИЕ 3-го ОПЫТА ПО ВЫЯВЛЕНИЮ ПРЕДЕЛОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Опыт проводится на остановленной турбине. Перед опытом центральный регулятор должен быть разобран для выемки из него пружин и после этого снова собран. После сборки надлежит установить приспособление типа, указанного на фиг. 14, для принудительного перемещения муфты регулятора.

Опыт следует начинать с установки муфты регулятора в крайнее положение, соответствующее сниженному значению числа оборотов. Далее пускается вспомогательный масляный насос и производится первая запись положения муфты регулятора и поршня сервомотора, а также открытия регулирующих клапанов и давления масла после насоса и в системе регулирования. Как заполнять и составлять журнал наблюдений, показано в приложении 3.

После этого необходимо сместить несколько муфту (приспособлением) в сторону повышения числа оборотов и снова повторить запись положений тех же элементов системы регулирования и параметров масляной системы.

Смещение муфты ступенями следует продолжать до перевода ее в противоположное крайнее положение, производя на каждой ступени указанные выше записи. После этого, так же ступенями, муфту нужно вернуть в первоначальное крайнее положение.

Если вспомогательный масляный насос не обеспечивает полного открытия клапанов (мало развиваемое им давление), необходимо устанавливать надлежащее открытие клапанов принудительно (от руки) ключом или специальным приспособлением, перемещая одновременно муфту регулятора в положения, соответствующие средним положениям золотника, что надлежит проверять специальным измерением.

При сборке регулятора следует проверить, не могут ли пружины ограничивать хода муфты за счет схождения витков пружин при расхождении грузов регулятора с повышением числа оборотов.

6. ПОСТРОЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Построение статической характеристики надлежит производить в круговой диаграмме, отмечая на ней также пределы, которые обеспечивает система регулирования, как это было показано на фиг. 8 и 9.

С этой целью должны быть совмещены график, построенный на фиг. 15 или 16 (в зависимости от способа включения синхронизатора), с графиком, построенным на фиг. 18. При этом из графика фиг. 18 должна быть взята лишь зависимость перемещения поршня сервомотора (z или φ) от нагрузки турбогенератора N_2 , а из графика фиг. 15 или 16 выбраны кривые, соответствующие предельным установкам синхронизатора.

В итоге путем замыкания круговой диаграммы получаются две предельных статических характеристики (фиг. 8 и 9). Полученные таким путем

круговые диаграммы вместе с фиг. 12 дают полное представление о системе регулирования в статических условиях ее работы. Остальные графики имеют подсобное значение.

7. ПРОВЕРКА РАБОТЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ СБРОСЕ НАГРУЗКИ

Здесь рассматривается только упрощенная проверка работы регулирования при сбросе нагрузки, дающая представление о том, как высоко возрастает число оборотов и с каким сбросом нагрузки регулирование способно справиться.

Более детальное изучение свойств регулирования при резких динамических изменениях режима работы турбогенератора требует применение кино съемки или осциллографирования; оно поэтому не под силу электростанциям, и последние должны в таких случаях обращаться к специальным организациям.

Неудовлетворительная работа регулирования при сбросе нагрузки вызывает быстрый подъем числа оборотов, и если в это время не сработает скоростной автомат, сброс нагрузки может окончиться тяжелой аварией, вплоть до разрыва турбогенератора.

Поэтому к опыту со сбросом нагрузки следует относиться с большой осторожностью, а к работе регулирования при сбросе нагрузки предъявлять высокие требования, так как в эксплуатации сброс нагрузки может произойти в любой момент.

В связи с этим, прежде чем производить опыт со сбросом нагрузки, необходимо убедиться в правильной работе скоростного автомата.

Проверку скоростного автомата следует начать с выключения его от руки. В случае удовлетворительной работы автомата его необходимо проверить путем повышения числа оборотов турбогенератора от руки (см. инструкцию по обслуживанию скоростных автоматов безопасности турбин).

При неудовлетворительной работе скоростного автомата сброс нагрузки производить нельзя.

Сброс нагрузки не должен производиться также в тех случаях, когда регулирование не способно поддерживать число оборотов на холостом ходу турбогенератора, так как в таком состоянии регулирование не справится со сбросом любой, даже самой малой нагрузки.

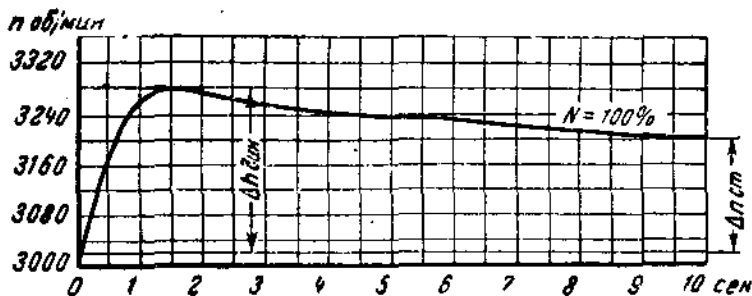
Проверку динамических свойств регулирования следует начинать со сброса нагрузки не более 50% номинальной. Опыт должен обставляться следующим образом.

Прежде всего необходимо договориться с дежурным инженером о размере сбрасываемой нагрузки, о времени сброса и о сигналах, передаваемых по машинному телеграфу на главный щит управления и обратно.

У турбины перед сбросом нагрузки необходимо подготовить персонал на случай быстрого прекращения подачи пара в турбину, т. е. поставить дежурных к рычагу выключения скоростного автомата и к запорным вентилям на подводе свежего пара.

После этого на главный щит управления подается предупредительный сигнал и после получения ответного сигнала о готовности персонала щита к сбросу нагрузки проводятся записи основных параметров процесса нагрузки турбогенератора, давления и температуры свежего пара и вакуума, а также положений основных элементов системы регулирования (муфты центробежного регулятора, поршня сервомотора и регулирующих клапанов). Пример таких записей дан в приложении 4.

Изменение числа оборотов надлежит регистрировать по эксплуатационному и ручному тахометрам. Следует зафиксировать число оборотов



Фиг. 19.

непосредственно перед сбросом нагрузки, т. е. одновременно с записью остальных величин.

После окончания записей дается сигнал на щит управления о полной готовности к сбросу нагрузки и щит должен произвести немедленное отключение генератора от сети. У турбогенераторов, имеющих автомат гашения поля, последний должен оставаться в работе. При сбросе необходимо отметить максимальное число оборотов и установившееся. Помогать регулированию синхронизатором до окончания процесса регулирования не следует.

Если число оборотов возрастает до значения, при котором обязан срабатывать скоростной автомат, то автомат должен быть выключен от руки и в случае его отказа должно быть начато быстрое закрытие запорных вентилей на подводе свежего пара.

В случае удовлетворительной работы регулирования при первом сбросе следует произвести сброс нагрузки не более 80% номинальной мощности, а при благоприятном результате произвести третий сброс при номинальной нагрузке.

На фиг. 19 приведен результат записи числа оборотов после сброса полной нагрузки.

В первый момент после сброса нагрузка генератора равна холостому ходу, а количество поступающего пара (или, что то же, — паровая мощность) соответствует максимальной нагрузке — происходит быстрый разгон ротора. Как только начинает повышаться число оборотов, регулирование вступает в работу и прикрывает доступ пара. Однако благодаря малой инерции ротора число оборотов до полного закрытия клапанов успевает повыситься на величину несколько большую, чем степень неравномерности. Это повышение называется динамическим забросом числа оборотов. Обычно динамический заброс у хорошо работающего регулирования составляет не больше 1,5δ, где δ — степень неравномерности регулирования.

После того как паровпускной клапан закроется, число оборотов начнет снижаться, причем после небольших затухающих колебаний при исправной работе регулирования устанавливается нормальный холостой ход. Так как переход от полной нагрузки к холостому ходу произошел без вмешательства машиниста (при неизменном положении синхронизатора), то при холостом ходе установившееся число оборотов будет равно $n + \Delta n$, где n — число оборотов до сброса, а Δn — разность в числах оборотов, соответствующая степени неравномерности регулирования, $\delta = \frac{\Delta n}{n_{cp}} 100\%$.

Таким образом при сбросе номинальной нагрузки определяется также степень неравномерности регулирования.

Кроме описанных выше специальных испытаний регулирования необходимо проводить оперативные наблюдения за его работой и все результаты наблюдений заносить в специальный журнал.

Оперативные наблюдения проводятся в следующих случаях:

1. При пуске и останове агрегата

Необходимо точно фиксировать по числу оборотов момент, когда начнет перемещаться муфта регулятора и сервомотор регулирующих клапанов. При этом, как правило, синхронизатор должен быть в крайнем положении — „убавить“.

Отмечая число оборотов, при котором регулирование вступает в работу, можно судить о правильности установки синхронизатора и правильности соединения рычагов обратной связи.

2. На холостом ходу турбины

Следует отмечать время, потребовавшееся на синхронизацию агрегата, а также максимальные отклонения числа оборотов от нормального в процессе синхронизации.

Холостой ход турбины должен поддерживаться регулированием при полностью открытой пусковой задвижке.

3. При работе турбины под нагрузкой

При работе под нагрузкой необходимо следить за устойчивой работой турбины при всех нагрузках от холостого хода до максимальной, фиксируя те нагрузки, при которых происходит качание нагрузки и пределы колебания.

Особенно тщательно следует наблюдать за работой дроссельных клапанов, у которых может появиться заедание между штоком и направляющей втулкой.

III. НАЛАДКА СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Неполадки в системе регулирования паровых турбин могут привести к тяжелым последствиям, если они не будут своевременно замечены и исправлены. Работая в параллель, турбина удерживается на нормальном числе оборотов синхронизирующей силой других турбогенераторов. Частота при этом поддерживается совместной работой всех систем регулирования турбогенераторов, включенных в общую сеть. Если какая-либо система регулирования неисправна, то это может остаться незамеченным, так как ее работа корректируется за счет синхронизирующей силы систем регулирования других турбин.

При сбросе нагрузки, т. е. в аварийном случае, когда турбогенератор отключается от сети, безопасность и четкость работы агрегата обеспечиваются только собственным регулированием, и если оно неисправно, то при заедании скоростного автомата турбина может пойти вразнос. Поэтому важно непрерывно следить за работой систем регулирования и уметь вскрывать их малейшие неполадки в целях немедленного устранения.

При выводе турбины в ремонт и при пуске после ремонта необходимо проводить проверку работы регулирования для определения качества ремонта и сборки регулирования.

Приводимые ниже указания по наладке регулирования охватывают только наиболее часто встречающиеся неполадки. Во всех случаях, отличных от описанных, необходимо прежде всего провести испытания по программе, изложенной в разделе II. Обычно анализ полученных материалов позволит отыскать причину неполадки и устранить ее. В особо сложных случаях надлежит обращаться за консультацией в специальные организации.

А. НЕДЕРЖАНИЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Работа регулирования на холостом ходу не только определяет удобство и время синхронизации турбины, но и характеризует надежность ее работы в аварийных случаях. Поэтому к качеству работы на холостом ходу следует предъявлять большие требования, чем обычное эксплуатационное удобство.

Ненормальности в работе регулирования на холостом ходу бывают двух родов:

1. Непрерывный рост числа оборотов при открывании пусковой задвижки.

2. Произвольные или периодические колебания числа оборотов на ограниченную величину.

1. Непрерывный рост числа оборотов при открывании пусковой задвижки

Причиной такого разгона является недостаточная посадка регулирующего клапана, при которой количество пара, попадающее в турбину, больше расхода холостого хода.

Ограничение хода клапана может произойти по следующим причинам:

- а) Муфта регулятора скорости доходит до упора раньше, чем клапан садится на седло

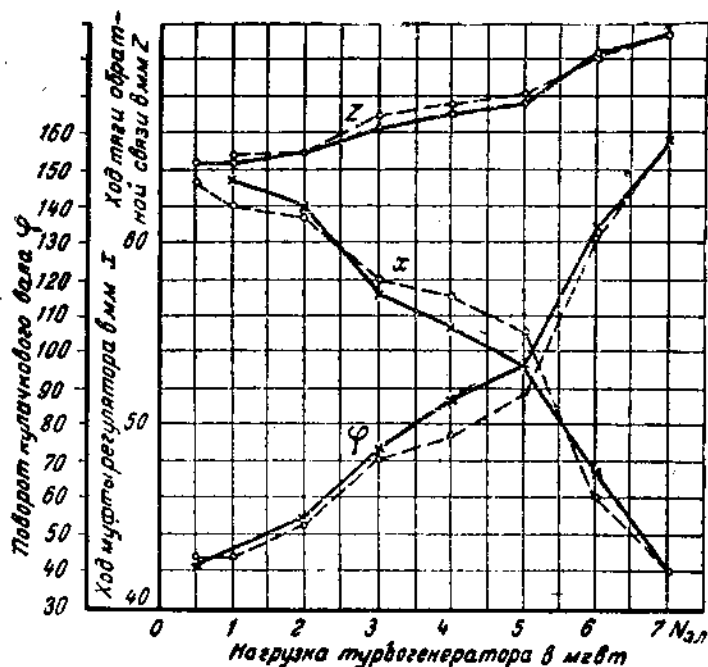
Это обстоятельство легко установить по диаграммам, построенным на основе 1-го и 2-го опытов (см. раздел II) или по круговой диаграмме.

На фиг. 19а приведена диаграмма регулирования с указанным недостатком. Диаграмма снята с регулирования типа АЕГ, у которого точка подвеса рычага обратной связи к штоку сервомотора может перемещаться.

Анализируя полученную диаграмму, можно заметить, что в тот момент, когда муфта регулятора достигает упора, сервомотор не доходит до положения холостого хода (см. зависимость нагрузки турбины от хода сервомотора). Точка холостого хода определяется продолжением характеристики до положения холостого хода.

Для исправления указанного недостатка достаточно сместить точку подвеса рычага обратной связи (точка С фиг. 1). Определение величины смещения и его направления производится на основе следующих соображений.

При закрытом положении клапана и, следовательно, крайнем положении сервомотора муфта регулятора не должна доходить до упора примерно на 10% от полного хода. Продолжив прямую зависимости хода клапана от нагрузки (если положение полностью закрытого клапана нельзя определить по указателям на клапане или сервомоторе, то ориентировочно точка полного закрытия определяется по продолжению кривой зависимости нагрузки от хода сервомотора) до положения полного закрытия клапана, определяем соответствующий ход муфты регулятора. Прибавляя к этому ходу запас порядка 10% от полного хода муфты, получа-



Фиг. 19а.

ем величину дополнительного хода муфты регулятора Δx , который даст возможность не только обеспечить полное закрытие клапана, но и иметь запас в ходе муфты. Вместо смещения упора муфты регулятора в данном случае проще и правильнее сместить точку подвеса C рычага обратной связи, причем необходимая величина смещения будет

$$\Delta z = \Delta x \frac{b}{a}.$$

Возможен и другой случай неисправности, особенно в многоклапанных системах АЕГ, при котором будут наблюдаться те же признаки неполадки, но причиной послужит смещение точки подвеса первого клапана к рычагу EC . Проверить правильность порядка открытия клапанов можно по результатам опыта 3-го (см. раздел II). Внешним признаком того, что недостаток заключается в подвеске клапана, является положение ролика на кулаке распределительного вала. Если ролик в положении холостого хода находится не на профильной части кулака, а на его концентричном участке, то следует изменить подвеску клапана, а не положение точки подвеса рычага обратной связи.

б) Клапан или поршень сервомотора доходит до случайного упора

При реконструкции парораспределения турбин или при плохом качестве ремонтов ход клапана или поршня сервомотора ограничивается препятствием, которое не позволяет клапану дойти до полной посадки на седло.

Такое положение может оказаться при неправильной сборке соединительной муфты штоков сервомотора и дроссельного клапана, при сильном искривлении одного из штоков, благодаря чему происходит заклинивание штока в направляющей втулке, если поршень сервомотора при своем движении в сторону закрытия перекрывает сливное отверстие, при попадании посторонних предметов в цилиндр сервомотора или на седло клапана и, наконец, при неправильной реконструкции отдельных узлов, связывающих поршень сервомотора с регулирующими клапанами.

Перечисленные случаи, конечно, не могут охватить все разнообразие неполадок подобного рода, но указывают на разнохарактерность возможных причин.

Определение причины неполадки, как и обычно, производится прежде всего по результатам испытаний. На диаграмме зависимости нагрузки от хода сервомотора характерным будет горизонтальный (параллельно оси нагрузки) участок кривой. Такого же вида зависимость получается и при неполадке, описанной в предыдущем параграфе.

Поэтому для окончательного решения необходимо проверить на установленном машине возможность полной посадки клапана, отделив шток клапана от привода сервомотора.

2. Колебание числа оборотов на холостом ходу

Определение причин колебания числа оборотов наиболее затруднительно потому, что причины таких колебаний недостаточно изучены. Ниже приводятся характерные, чаще всего встречающиеся случаи неполадки подобного рода.

При износившемся дроссельном конусе регулирующего клапана количество пара меняется резко при относительно небольших перемещениях клапана. Если у регулирования повышенная нечувствительность, то при изношенном дроссельном конусе могут возникнуть незатухающие колебания числа оборотов. Для устранения причины таких колебаний необходимо уменьшить нечувствительность регулирования, приведя в порядок все его узлы, и восстановить изношенный дроссельный конус. Последнее можно осуществить установкой стального кольца на старом клапане и последующей проточкой конуса по шаблону. На статической характеристике в данном случае будет горизонтальный (параллельный оси нагрузок) участок в области холостого хода.

Другой причиной непрерывных колебаний числа оборотов на холостом ходу может быть неправильная конфигурация отсечных кромок золотника. При золотниках большого диаметра, острых кромках и отсутствии положительной перекрыши возможно возникновение непрерывных колебаний числа оборотов.

Для исправления этого недостатка у дроссельного золотника следует сделать положительные перекрыши, в которых должны быть пропилены небольшие скосы или углубления, дающие уменьшенный поток масла при начале открытия золотника.

Такого же рода колебания могут быть вызваны разверкой центробежного регулятора. Наличие такой разверки может быть установлено только по внешним признакам неспокойного хода центробежного регулятора.

Как показали исследования работы золотника, проведенные в лаборатории паровых турбин ВТИ, периодические колебания золотника могут возникнуть из-за недостаточно свободного слива масла из золотника. Необходимо стремиться к тому, чтобы слив масла происходил по трубе достаточного сечения и по возможности простой конфигурации.

Б. НЕПРАВИЛЬНАЯ УСТАНОВКА ПРЕДЕЛОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Неправильная установка пределов регулирования приводит к тому, что турбину либо нельзя полностью загрузить при пониженных параметрах пара, либо нельзя разгрузить при пониженной частоте, либо возможно чрезмерное перемещение синхронизатора в сторону нагружения, что может привести к завышенному забросу числа оборотов при сбросе полной нагрузки. Причины всех неполадок подобного рода легко установить по результатам испытаний на основе сравнения с нормами правильной установки регулирования, приведенными в разделе I, п. 10.

Неполадки подобного рода не замечаются в нормальной эксплуатации, но при аварийном положении могут привести к развитию аварий. Поэтому при обнаружении неправильной установки пределов регулирования по результатам испытаний регулирование необходимо привести к номинальному положению, независимо от того, имеются ли по эксплуатационным записям указания на неполадки с ним.

1. Турбогенератор нельзя разгрузить до нуля при снижении частоты в сети ниже 96 перем. в секунду ($n=2880$ об/мин).

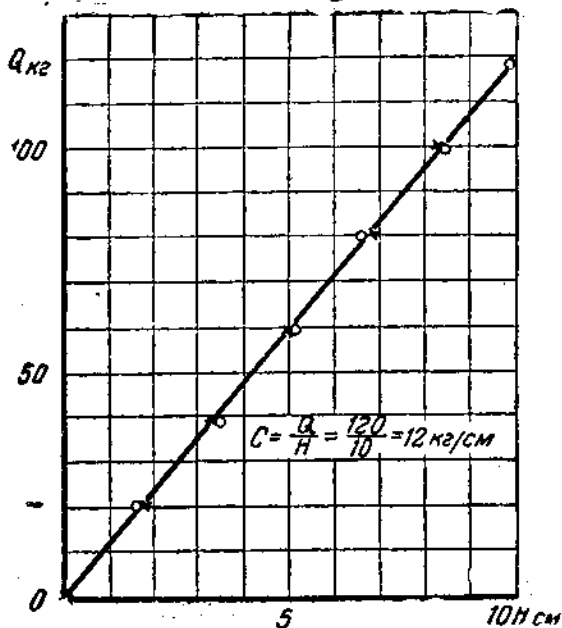
Указанная неправильность в настройке могла произойти по трем причинам: а) неправильно установлена высота подвески золотника, б) неправильно отрегулирована предварительная затяжка пружин центробежного регулятора и в) неправильно отрегулирована предварительная затяжка пружин синхронизатора.

В первом случае характеристика центробежного регулятора [зависимость $x=f(n)$] для двух крайних положений синхронизатора должна изображаться так, как показано пунктирными линиями c_3d_3 и c_4d_4 на фиг. 8. Смещенной окажется зависимость $z=f(x)$ (вместо сплошной линии—линия, вычерченная пунктиром с точкой), так что положениям муфты центробежного регулятора будут соответствовать большие открытия сервомотора и система регулирования лишится запаса $\Delta x'_3$ за счет излишнего увеличения запаса $\Delta x''_3$. Эту неправильность выправить очень просто. Необходимо освободить контргайки крепления золотника к рычагу обратной связи и осторожно повернуть гайку, изменив высоту подвески золотника.

После этого контргайки надо снова закрепить. Наличие подробной характеристики системы регулирования позволяет проделать эту настройку при любой нагрузке турбогенератора, так как контролем настройки должно быть смещение любой точки линий $z=f(x)$, вычерченных пунктиром с точкой, на сплошную линию. Исходя из условия безопасности работы турбогенератора, указанную настройку все же надлежит производить на холостом ходу при установке синхронизатора в крайнее положение, соответствующее сниженным оборотам, добиваясь снижения числа оборотов с 2880 до 2850 об/мин.

Направление, в котором необходимо изменять высоту подвески золотника, следует выбирать, исходя из конструктивного выполнения системы регулирования. В системах с размещением золотника между центробежными регуляторами и сервомотором, как показано на фиг. 1, длину тяги золотника, к которой он соединен с рычагом обратной связи, необходимо укорачивать (см. на фиг. 1 вычерченное положение рычага обратной связи—линия CF ; тяга золотника укорачивается на величину DD_1). Если бы настройка системы была смещена в другом направлении, т. е. зависимость $z=f(x)$ следовало смещать не справа налево, а слева направо, то тягу золотника нужно удлинить.

Для систем регулирования, у которых синхронизатор смещает точку качания рычага обратной связи, условия настройки те же, что у разобранных.



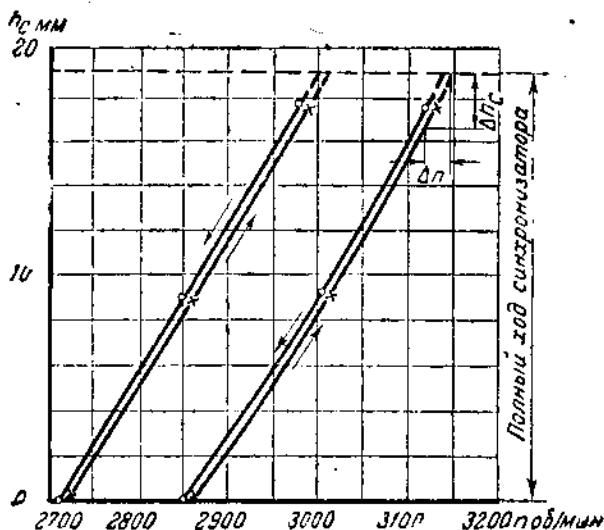
Фиг. 20.

ной системы (фиг. 9—линии a_5b_5 , a_6b_6 и e_5f_5 , e_6f_6 , вычерченные пунктиром с точкой).

Во втором и третьем случае неправильной настройки, а именно при неправильной предварительной затяжке пружин центробежного регулятора или пружины синхронизатора, смещенными окажутся характеристики центробежного регулятора (зависимости $x=f(n)$ —линии, вычерченные пунктиром с точкой), а зависимость $z=f(x)$ будет совпадать со сплошной линией, соответствующей нормальной подвеске золотника.

В этих случаях для систем регулирования с добавочной пружиной, т. е. для систем, у которых синхронизатор смещает зависимость $x=f(n)$, необходимо прежде всего выяснить, нельзя ли обеспечить правильную настройку системы путем изменения предварительного натяжения пружины синхронизатора или путем смещения пределов его перемещения, так как это не требует разборки центробежного регулятора.

С этой целью нужно разобрать только синхронизатор, снять размеры его пружины и ее характеристику, т. е. зависимость между действующим на пружину усилием и размером ее сжатия (или растяжения), считая их от длины пружины в свободном (ненагруженном) состоянии. Как должна выглядеть характеристика пружины, показано на фиг. 20. Снятием характеристики пружины определяется ее жесткость C , т. е. величина усилия $Q \text{ кг}$, вызывающего сжатие (или растяжение) пружины на 1 см. При разборке синхронизатора нужно заметить, насколько пружина сжата (или растянута) от длины в свободном состоянии в крайнем положении син-



Фиг. 21.

хронизатора, соответствующем минимальному сжатию (или растяжению) пружины, для подсчета усилия R_0 от этой предварительной деформации пружины:

$$R_0 = C \cdot x_0 \text{ [кг]}, \quad (23)$$

где x_0 — предварительная деформация пружины в см.

Новое значение предварительного сжатия (или растяжения), которое должно обеспечить смещение характеристики центробежного регулятора с линий c_3d_3 и c_4d_4 на линии c_3d_3 и c_4d_4 , надлежит определить при помощи зависимости между перемещением синхронизатора h_c и числом оборотов турбогенератора n (см. фиг. 21).

Для этого нужно на фиг. 8 измерить относительную величину изменения числа оборотов турбогенератора Δn , которая должна обеспечить указанное смещение характеристики регулятора (в данном примере 30 оборотов — расстояние между линиями c_3d_3 и c_4d_4). Перенос полученное значение Δn на график фиг. 21, надо измерить на нем, какому относительному перемещению синхронизатора h_c это соответствует. На величину h_c должно быть изменено предварительное сжатие (или растяжение) пружины синхронизатора. Направление изменения предварительной деформации определяется схемой включения синхронизатора. Если синхронизатор включен, как показано на фиг. 1 (муфта регулятора и точка подвеса пружины синхронизатора расположены по одну сторону от точки качания рычага, связывающего муфту с синхронизатором), то в приведенном примере исправления настройки предварительная деформация пружины синхронизатора должна быть уменьшена.

При изменении предварительного сжатия (или растяжения) пружины синхронизатора необходимо проверить: 1) не вызовет ли это схождения

витков пружины или, наоборот, полного ее расслабления при установке синхронизатора в положение, близкое к предельному, и 2) не возрастет ли чрезмерно напряжение в пружине при максимальном ее сжатии (или растяжении) в одном из крайних положений синхронизатора. Напряжение в пружине необходимо подсчитать по уравнению (24):

$$K_2 = \frac{P_{\max} D}{2 \cdot 0,1963} \text{ кг/см}^2, \quad (24)$$

где d — диаметр проволоки пружины в см;

D — средний диаметр витка пружины в см;

$P_{\max}$ — максимальное усилие, действующее на пружину, в кг;

$$P_{\max} = R_0 + Ch_{\max}, \quad (25)$$

где R_0 — усилие от предварительной деформации пружины, в кг;

C — жесткость пружины в кг/см;

$h_{\max}$ — максимальное перемещение синхронизатора в см от положения, соответствующего предварительному сжатию (или растяжению) пружины.

Не следует допускать значений K_2 , больших 5 500 кг/см². Необходимо помнить, что изменение предварительного сжатия (или растяжения) пружины синхронизатора должно осуществляться так, чтобы не ограничивались пределы его перемещений. Это значит, что в приводимом примере (фиг. 1) изменение предварительного натяжения пружины должно быть осуществлено путем перемещения точки крепления пружины синхронизатора на винте 1, а не путем вращения самого винта (должны сохраняться пределы перемещения винта).

После изменения предварительного сжатия пружины синхронизатора необходимо снять на работающем вхолостую турбогенераторе контрольную характеристику регулятора (см. раздел II).

В тех случаях, когда по одной из отмеченных выше причин (схождение витков пружины или, наоборот, ее полное расслабление, а также при возникновении в пружине недопустимо высоких напряжений) изменение предварительного натяжения пружины синхронизатора невозможно, необходимо попытаться сместить ограничители хода синхронизатора. Подсчет величин смещения следует производить так же, как указывалось выше для случая изменения предварительного сжатия (или растяжения) пружины, т. е. при помощи графика фиг. 21, определяя Δh .

Наконец, когда по конструктивным условиям невозможно ни то, ни другое, следует изменять предварительное натяжение пружин центробежного регулятора. В системах регулирования, у которых синхронизатор смещает зависимость $z=f(x)$, это вообще наиболее правильный способ, так как изменение высоты подвески золотника или смещение ограничителей хода синхронизатора отражается на размерах запасов и перемещениях муфты $\Delta x'$ и $\Delta x''$ и потребует их последующей подрегулировки.

Насколько должно быть изменено предварительное натяжение пружин регулятора, можно определить расчетным путем.

По характеристике центробежного регулятора $x=f(n)$ определяется необходимое изменение хода муфты регулятора, соответствующее Δh . Определив по передаточному отношению плеч рычагов, связывающих грузы с муфтой регулятора, необходимое смещение точки крепления пружин, изменяют натяг пружин регулятора на полученную таким образом величину $\Delta h = \Delta x \cdot i$, где i — передаточное отношение плеч рычагов регулятора.

При этом следует помнить, что благодаря некоторой кривизне характеристики проведенный таким образом подсчет не совсем точен и должен быть скорректирован при последующей проверке регулирования.

В некоторых случаях невозможность разгрузить турбину до нуля обусловлена тем, что мал ход синхронизатора. Тогда смещение его установки не дает желательных результатов, поскольку нарушится верхняя настройка синхронизатора и турбину нельзя будет полностью нагрузить при нормальном числе оборотов.

В этих случаях необходимо заменить пружину синхронизатора на более жесткую. Какой жесткости должна быть новая пружина, следует подсчитать по следующему уравнению:

$$C_n = C_{ст} \left(\frac{\Delta n_n}{\Delta n_{ст}} \right)^2 \text{ кг/см}, \quad (26)$$

где $C_{ст}$ — жесткость старой пружины синхронизатора в кг/см;

$\Delta n_{ст}$ — изменение числа оборотов, которое обеспечивает существующая пружина;

Δn_n — требуемое изменение числа оборотов.

Для подсчета пружины, которая должна обеспечить требуемую жесткость, следует пользоваться уравнением

$$C = \frac{G \delta^4}{8 D^3 n}, \quad (27)$$

где δ — диаметр проволоки пружины в см;

D — средний диаметр витка пружины в см;

n — число рабочих витков пружины;

G — 800 000 — 850 000 кг/см².

Выбирать размеры пружины следует методом последовательного приближения, исходя из располагаемых габаритов. При этом длина пружины в свободном состоянии должна быть не меньше

$$L = h_{пр} + h_p + (\delta + 0,2) \cdot (n + 1,5), \quad (28)$$

где $h_{пр}$ — предварительная деформация пружины в см,

δ — диаметр проволоки пружины в см;

h_p — рабочая деформация пружины в см;

n — число рабочих витков пружины;

1,5 — припуск на рабочие витки.

Величину предварительного сжатия пружины следует определить по натягу старой пружины, скорректированному, как указывалось выше, на новые условия работы.

В тех случаях, когда синхронизатор обеспечивает нижний, но не обеспечивает верхний предел, направление настройки производится так же, как было разобрано выше, но только смещаться должен противоположный ограничитель. Если конструкция синхронизатора не допускает смещений ограничителя, необходимо увеличить жесткость пружины синхронизатора.

Наконец, в тех случаях, когда синхронизатор имеет излишний запас хода, можно ход не ограничивать, а достаточно отрегулировать лишь его верхний ограничитель, т. е. предотвратить возможность смещения статиче-

ской характеристики выше верхней пунктирной кривой a_3b_3 (соответствующей повышенному числу оборотов). Возможность смещения статической характеристики ниже нижней пунктирной кривой a_4b_4 не опасна, а наоборот, может оказаться даже полезной, так как дает больший запас в отношении разгрузки турбогенератора до нуля при снижении частоты в сети.

В. САМОПРОИЗВОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ НАГРУЗКИ

Самопроизвольные колебания нагрузки, т. е. такие, которые не вызваны воздействием на синхронизатор турбины, являются результатом неудовлетворительной работы регулирования и могут быть устранены валадкой. Качания могут быть периодическими и непериодическими (т. е. случайными), происходящими при достижении определенной нагрузки или при различных нагрузках. Во всех случаях необходимо предварительно провести испытание регулирования так, как указано в разделе II настоящей инструкции, и только после этого определить причину колебаний по результатам испытаний и эксплуатационных наблюдений за работой агрегата. Определение причин неспладки только на основе эксплуатационных наблюдений может привести к неправильным выводам, и неполадка не будет устранена. Кроме того анализ результатов может вскрыть недостатки, которые не были замечены в нормальной эксплуатации.

а) Непрерывные колебания нагрузки

Периодические колебания нагрузки, так же как периодические колебания числа оборотов на холостом ходу, могут вызываться одинаковыми причинами. Кроме уже перечисленных причин (раздел А, 2) неустойчивая работа может вызываться органическим недостатком системы регулирования, что может иметь место особенно для турбин старых конструкций. Для проверки необходимо произвести расчеты на динамическую устойчивость. Следует только иметь в виду, что эти расчеты требуют определенных навыков и большой тщательности, а поэтому их выполнение целесообразнее передавать специальным организациям.

Непериодические, случайные колебания нагрузки могут быть вызваны нечувствительностью регулирования. При этом пределы колебания, как уже указывалось, равны

$$\Delta N = \frac{\varepsilon}{\delta} N_{\text{макс}} \quad [\text{уравнение (22)}].$$

В тех случаях, когда в результате снятия характеристики обнаруживается наличие нечувствительности регулятора больше 0,2% и системы регулирования—больше 0,5%, необходимо выяснить причины повышения нечувствительности сверх нормы и устранить их.

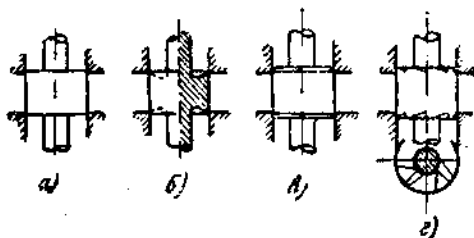
Наиболее распространенная причина повышения нечувствительности—это износ шарнирных сочленений. Его можно обнаружить по разнице между нечувствительностью системы регулирования в целом и центрального регулятора. Кроме того, если на остановленной турбине при работающем вспомогательном масляном насосе попытаться переместить золотник от руки, не смещая муфты регулятора, то при наличии износа в шарнирных сочленениях это вызовет перемещение сервомотора. Устранение этой причины нечувствительности достигается заменой валиков в шарнирных сочленениях. Валики нужно ставить стальные закаленные. Если изношено так же отверстие, то его нужно выправить разверткой и поставить новый валик несколько большего диаметра.

Повышенную нечувствительность вызывает часто наличие чрезмерно больших положительных перекрыш в золотнике.

Нормально перекрыша должна лежать в пределах от 0 до $+(0,3 \div +0,5)$ мм. Большее значение относится к золотникам с зубчатыми запялами, глубина которых должна быть равна перекрыше.

О влиянии перекрыш на повышенную нечувствительности можно судить также по разнице между нечувствительностью системы регулирования в целом и нечувствительностью регулятора. При этом воздействие на золотник от руки не должно приводить к перемещению сервомотора.

Наиболее рациональное выполнение отсекающих кромок золотников дано на фиг. 22 (эскизы б, в и г). Приведенная на фиг. 22 (эскиз а) кон-



Фиг. 22. Различные способы выполнения отсекающих кромок золотников.

струкция золотника с перпендикулярным обрезом отсекающей кромки не может быть рекомендована, так как такие золотники при открытии протока для масла испытывают значительные осевые усилия, что может существенно сказаться на устойчивости работы системы регулирования.

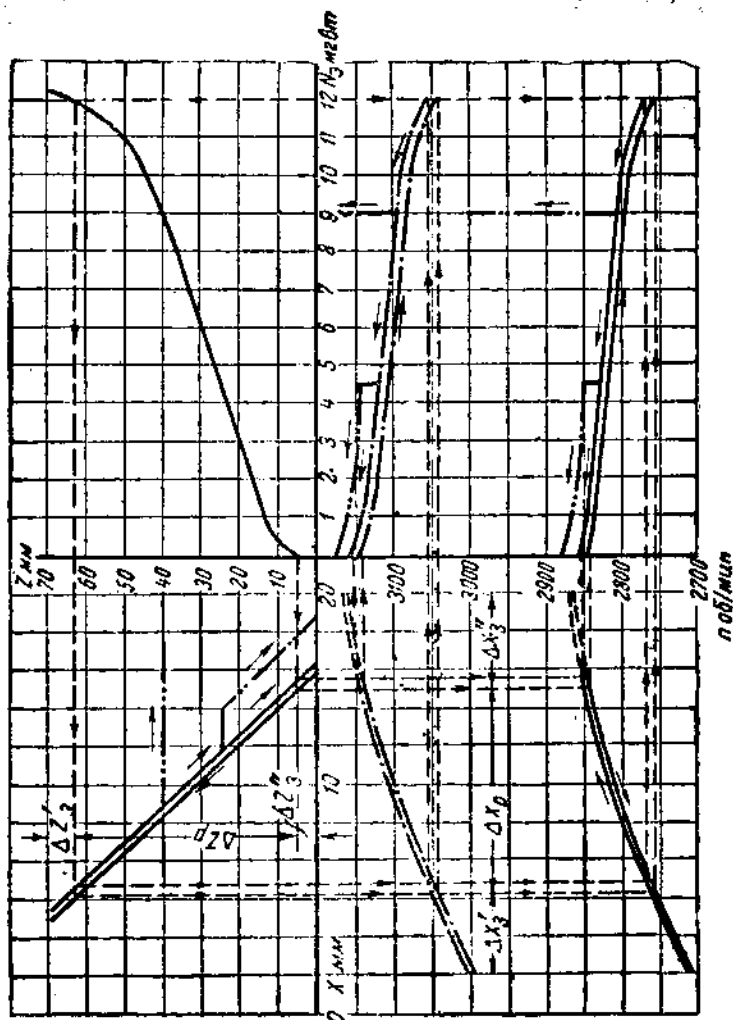
Если износа в шарнирах нет и перекрыши в золотнике нормальны, причину повышенной нечув-

ствительности следует искать в повышенном сопротивлении трения. Это сопротивление способно вызвать очень опасные нарушения. При внезапном сбросе нагрузки и при отказе скоростного автомата может произойти даже разнос агрегата, что имело место на ряде станций. Поэтому повышение трения до заеданий допускать нельзя.

Причинами повышения сопротивления трения могут быть: отложения солей, накипь масла, рост металла (главным образом чугуна) под влиянием длительного воздействия парз высоких температур, неравномерные тепловые расширения трущихся деталей, неудовлетворительная вязкая пригонка деталей и неудовлетворительная смазка. Участок, где имеет место повышенное сопротивление, легко обнаружить путем внимательного наблюдения за перемещением элементов системы регулирования.

При снятии характеристики и построении ее в круговой диаграмме заедание можно обнаружить по излому характеристики. Так, например, заедание сервомотора при снижении нагрузки должно привести к тому, что при попытке дальнейшего снижения нагрузки муфта регулятора будет перемещаться, а сервомотор и нагрузка будут оставаться на прежнем уровне [см. на фиг. 23 зависимость $z=f(x)$ и статическую характеристику, вычерченную пунктиром с двумя точками]. В сопловой системе регулирования, у которой клапаны закрываются только под влиянием пружины, заедание одного из регулирующих клапанов вызывает ступенчатое закрытие сервомотора и ступенчатое снижение нагрузки [см. на фиг. 23 зависимость $z=f(x)$ и статическую характеристику, вычерченную пунктиром с тремя точками]. Заедание в центробежном регуляторе обнаружится по аналогичному излому зависимости $x=f(n)$.

Во всех случаях, когда будет замечено ненормальное повышение нечувствительности, турбина должна быть остановлена. После остановки участок системы регулирования, в котором обнаружено повышение не-



Фиг. 23.

чувствительности, должен быть разобран и тщательно осмотрен с целью выявления места и причины повышения нечувствительности регулирования.

Слоложение солей и масляной накипи легко заметить при осмотре деталей. О других причинах можно судить по натирам или по местным деформациям, например, рост чугунных втулок, клапанов, искривление штока, заедание сочленений и т. д.

Для предотвращения отложения солей и масляного нагара необходимо в первом случае улучшить качество пара и контроль за ним, а во втором — улучшить уплотнительную и дренажную системы соответствующих

мест. С отложением масляного нагара надлежит бороться периодической промывкой штоков клапанов керосином, расхаживанием последних за счет изменения нагрузки в широких пределах.

Чугунные втулки нужно всюду заменить стальными с применением нитрированных штоков.

Если обнаруживаются неравномерные тепловые расширения трущихся деталей, необходимо изготовлять детали из другого материала, либо изменять их конструкцию, с целью уменьшения деформации или ее компенсации.

Можно рекомендовать следующие стали: для штоков с нитрированной поверхностью — 25 ХМЮА, 15 ХЛФА, 35 ХЛЧХ, а для втулок — 25 ХНЗА, 30 ХМА.

Допускается применение сталей других марок, по технической характеристике подобных вышеприведенным.

При применении нормальных материалов следует устанавливать в основных деталях системы регулирования следующие зазоры.

Зазоры между штоком клапана и втулкой $0,1 \div 0,2$ мм на сторону. Меньший зазор может вызвать заедания, а больший — чрезмерную утечку пара по штоку.

Зазор между золотником и буксой — от 0,05 до 0,15 мм на диаметр. Уменьшение зазора может вызвать заедание, а увеличение — утечку масла и снижение мощности сервомотора.

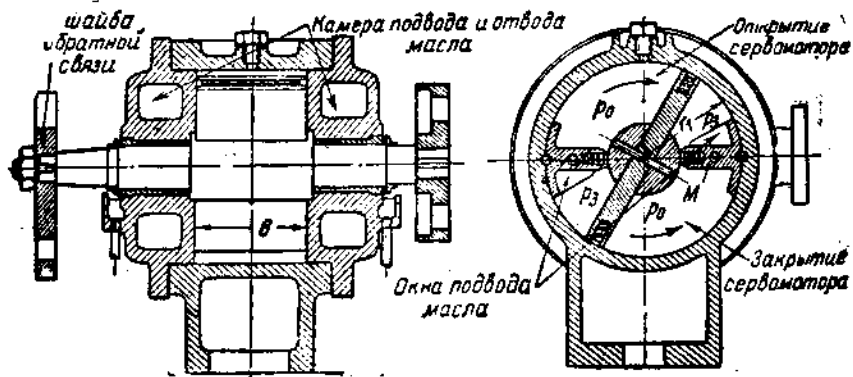
Зазор между поршнем сервомотора и его корпусом — от 0,2 до 0,5 мм на сторону в зависимости от диаметра сервомотора. Допускать зазор больше 0,5 мм не следует, так как возрастает перетечка масла из одной полости в другую, что снизит мощность сервомотора и повысит нечувствительность, так как золотник будет вынужден работать со смещением из среднего положения для компенсации перетечек масла.

В поворотных сервомоторах для уменьшения радиального зазора следует ставить уплотняющие вставки из бронзы, прижимаемые к корпусу пружинками (фиг. 23а).

Наконец, повышенная нечувствительность может быть также следствием влияния паровых усилий, действующих на регулирующие клапаны. Поскольку это явление связано также с неустойчивостью работы регулирования, оно будет разобрано ниже.

б) Качания нагрузки при определенном ее значении

В практике эксплуатации паровых турбин наблюдаются случаи, когда нагрузка агрегата колеблется в небольших пределах, но только при достижении определенного уровня нагрузки. Для анализа причин таких качаний необходимо, как и в остальных случаях, снять характеристику регулирования. Подобные колебания могут происходить в зоне участков, параллельных оси нагрузок. Если такой участок на характеристике имеется у ординаты той нагрузки, при которой замечались колебания, то это и является причиной неудовлетворительной работы регулирования. Такие участки на статической характеристике обычно бывают в тех местах, которые соответствуют моменту начала открытия очередного клапана. Для устранения этого недостатка необходимо либо увеличить перекрышу в открытии групповых паровых клапанов, либо восстановить дроссельный конус на регулирующем клапане. Выбор необходимого мероприятия определяется следующим: если по диаграмме зависимости подъема клапанов от хода или поворота сервомотора порядок открытия правилен и степень неравномерности не выходит за допустимые пределы, то тогда следует исправлять форму статической характеристики профилированием дроссельного конуса соответствующего группового клапана. Следует отметить, что в



Фиг. 23а. Поворотный сервомотор Сименс-Шуккерт.

системах регулирования, у которых обратная связь осуществляется через специальную профильную шайбу, исправление формы статической характеристики можно осуществить за счет исправления формы шайбы. Так, благодаря выработке на рабочей части шайбы может образоваться участок, концентричный несущему валу; тогда на статической характеристике регулирования соответствующий участок будет параллелен оси нагрузок. Исправлением выработки на профиле шайбы можно добиться выправления формы характеристики.

Выбор того или иного метода наладки работы регулирования зависит от анализа результатов испытания и тщательного осмотра всех деталей регулирования.

Относительно часто встречающийся случай неполадки подобного рода бывает в системах регулирования с неразгруженными клапанами в момент открытия очередного клапана, если мощность сервомотора недостаточна. Если затруднения с открытием происходят только при подъеме одного из клапанов, то в соответствующем месте цилиндра сервомотора имеется разработка и при расположении крыла сервомотора в этом месте происходит переток масла, выравнивающий давление с обеих сторон крыла. Определить такой недостаток можно по диаграмме зависимости перепада давлений по обе стороны поршня или крыла сервомотора (в зависимости от типа последнего).

в) Самопроизвольные броски нагрузки

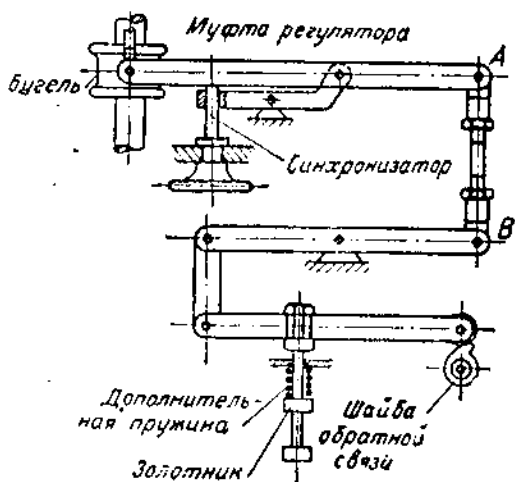
В практике эксплуатации паровых турбин нередки случаи бросков нагрузки величиной в 10—15% от полной мощности. Эти броски могут быть вызваны ненормальностями в электрической части, но чаще всего причиной являются либо нечувствительность системы регулирования, либо при недостаточной мощности сервомотора и неразгруженных односедельных клапанах они происходят в момент отрыва очередного регулирующего клапана.

В первом случае, как уже упоминалось выше, величина броска нагрузки равна

$$\Delta N = \frac{\epsilon}{\delta} N_{\text{макс}}$$

Следует помнить, что если турбина работает на обособленную сеть, например, хаустурбина, то нечувствительность приводит не к колебаниям нагрузки, а к колебаниям числа оборотов, особенно в моменты нагружения и разгрузки агрегата. При этом величина изменения числа оборотов равна $\Delta n = \varepsilon \cdot n$. Если нормальное число оборотов равно 3 000 об/мин, а $\varepsilon = 1,0\%$, то колебание числа оборотов может достигнуть величины $0,01 \cdot 3\,000 = 30$ об/мин.

Для того чтобы обнаружить место появления заедания, необходимо определить раздельно нечувствительность центробежного регулятора и всего регулирования в целом. Если заедания происходят в передаче от регулятора к сервомотору или в самом сервомоторе, то тогда на характеристике центробежного регулятора пети нечувствительности не будет, а на характеристике всего регулирования в целом (зависимость хода сервомотора от изменения числа оборотов) нечувствительность появится, причем иногда на характеристике бывают явно выраженные места наибольших заеданий по ходу сервомотора, что позволяет обнаружить места заеданий. Места заеданий можно обнаружить по следам натиров на трущихся деталях регулирования.



Фиг. 24.

Износ в шарнирах гыажной передачи регулирования отражается на процессе регулирования также, как и заедания.

Износ в шарнирах гыажной передачи регулирования отражается на процессе регулирования также, как и заедания.

При отсечном золотнике добавление замыкающей пружины на статической характеристике выразится в том, что все характеристики (при всех положениях синхронизатора) переместятся вверх, т.е. действие дополнительной пружины будет равнозначно увеличению натяга пружин регулятора. Поэтому, при введении замыкающей пружины достаточно несколько изменить натяг основных или дополнительной пружин регулятора, чтобы компенсировать ее влияние на статическую характеристику, так как форма последней не изменится. Жесткость замыкающей пружины для статических условий работы регулирования с отсечным золотником не имеет значения. При сбросе же нагрузки чем больше жесткость пружины, тем больше будет динамический заброс числа оборотов; поэтому жесткость

закрывающей пружины должна быть не больше 0,1 жесткости основной пружины регулятора.

При проточном золотнике жесткость закрывающей пружины увеличивает статическую степень неравномерности, причем относительное изменение степени неравномерности определяется соотношением:

$$\delta_1 = \left(1 + \frac{C_1 i}{C_2}\right) \delta \quad (29)$$

где C_1 — жесткость дополнительной пружины;

C_2 — жесткость основных пружин;

i — передаточное отношение от золотника до точки подвеса основных пружин;

δ — степень неравномерности.

Так как $i < 1$ и $C_1 < C_2$, то степень неравномерности практически изменяется весьма незначительно.

Степень нечувствительности не только не увеличивается, но, как уже упоминалось выше, уменьшится за счет устранения влияния слабых шарнирах. Увеличение степени нечувствительности может произойти только за счет сил, меняющих свой знак с изменением направления движения. К таким силам относятся: силы трения, переменное давление пара на клапан, если сервомотор проточного типа, и др.

Внезапное изменение нагрузки может произойти из-за резких колебаний свежего или отработанного пара. Обнаружение этой причины возможно из анализа эксплуатационных данных, особенно если имеются самопишущие приборы давления и температуры пара.

Колебания нагрузки из-за причин, возникающих со стороны генератора, здесь не разбираются.

Г. ЧРЕЗМЕРНОЕ ПОВЫШЕНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ПРИ СБРОСЕ НАГРУЗКИ

При аварийном отключении генератора от сети, когда происходит полный сброс нагрузки, заброс числа оборотов должен быть ниже уровня установки скоростного автомата безопасности турбины.

Если регулирование турбины не справляется со сбросом нагрузки, то безопасность турбоагрегата обеспечивается только работой автомата.

Последнее обстоятельство усугубляется тем, что боек автомата безопасности в обычных условиях эксплуатации находится в неподвижном состоянии и загрязнение счищается с него только во время движения. Но при длительном бездействии даже незначительные отложения с течением времени могут привести к заеданиям. Поэтому по правилам технической эксплуатации требуется обязательная систематическая проверка скоростного автомата безопасности и настройка регулирования скорости, которая должна обеспечивать переход турбины на холостой ход до срабатывания автомата при сбросе полной мощности.

Наладка системы регулирования скорости, которая не справляется со сбросом нагрузки, не всегда возможна без существенных переделок, так как в ряде случаев недостатки кроются в конструкции элементов регулирования. Динамическая настройка регулирования требует специального расчета, и поэтому здесь приводятся только те случаи, которые являются результатами неполадок эксплуатационного характера.

К таким неполадкам относятся:

- 1) большая степень неравномерности;
- 2) большая степень нечувствительности.

1. Чрезмерное повышение числа оборотов из-за большой степени неравномерности

Динамическое повышение числа оборотов зависит от многих причин и прежде всего от конструктивного оформления схемы регулирования. В однотипных системах регулирования динамический заброс числа оборотов тем больше, чем больше степень неравномерности. Если регулирование не справляется со сбросом полной мощности и динамическое повышение числа оборотов так велико, что срабатывает скоростной автомат безопасности, то прежде всего следует снять статическую характеристику и выявить все недостатки в настройке системы. При этом может быть обнаружена завышенная против заводских данных степень неравномерности. Как уже упоминалось, это и может быть причиной чрезмерного повышения числа оборотов при сбросе полной мощности.

Для устранения этого недостатка необходимо уменьшить степень неравномерности одним из тех методов, которые приведены ниже. Следует только иметь в виду, что чрезмерное уменьшение степени неравномерности может привести к неустойчивой работе регулирования, т. е. к периодическим качаниям нагрузки или числа оборотов.

Поэтому уменьшить степень неравномерности следует только до величины, установленной заводом для данного типа турбин.

а) Снижение степени неравномерности путем изменения жесткости пружин центробежного регулятора

Система регулирования базового турбогенератора, выполненная по типу фиг. 1 и работающая по дроссельному принципу, имеет статическую характеристику, приведенную на фиг. 25 сплошной линией. Сравнение этой характеристики с типовой характеристикой для данного турбогенератора позволяет установить, что степень неравномерности высока, а профиль кривой удовлетворителен. Настройка системы регулирования произведена правильно.

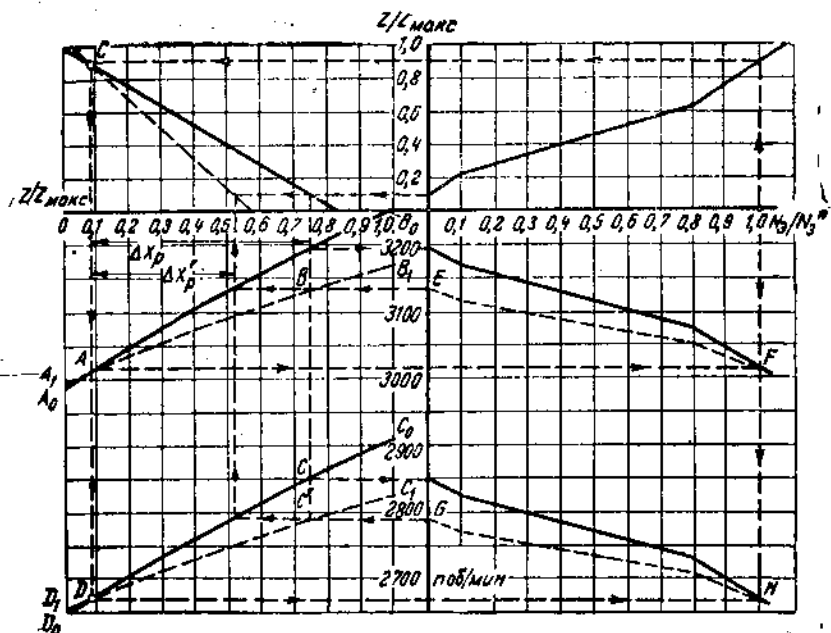
Для такой системы наиболее простым путем исправления статической характеристики является изменение характеристики центробежного регулятора путем замены его пружин на другие, иной жесткости. На фиг. 25 показано, как должна быть изменена характеристика регулятора (см. пунктирные линии *AB* и *CD* и соответствующие им статические характеристики *EF* и *GH*).

Построение новых статических характеристик на фиг. 25 произведено из точек *F* и *H*, через которые проходят также старые характеристики. Эти точки соответствуют номинальной мощности турбогенератора. Так сделано лишь потому, что настройка системы регулирования при существующих характеристиках произведена правильно и позволяет нагрузить турбогенератор полностью при несколько повышенной частоте на 0,5% (точка *F*) и разгрузить турбогенератор полностью при пониженной на 5% частоте.

По уравнению (7) можно написать;

$$\frac{\Delta n}{n} = \epsilon = -\frac{l}{2} \frac{\Delta x}{r} \left(C - \frac{g\pi^2}{G30^2 n^2} - 1 \right).$$

Как видно из уравнения, степень неравномерности можно изменять за счет изменения Δx — хода муфты регулятора, соответствующей полному подъему клапанов от положения холостого хода до полной нагрузки, изменения жесткости пружин регулятора или веса грузов. Вес грузов из-



Фиг. 25.

менять не рекомендуется. В данном примере разбирается случай изменения жесткости пружины; тогда все остальные величины правой части уравнения остаются неизменными. Для новой степени неравномерности можно написать:

$$\delta_1 = \frac{i_r}{2} \frac{\Delta x}{r} (C_1 A - 1), \text{ где } A = \frac{g \pi^2}{G 30^3 n^3} = \frac{r_0}{C h_0},$$

$$\frac{\delta_1}{\delta} = \frac{C_1 A - 1}{C A - 1} = \frac{\frac{C_1}{C} \frac{r_0}{h_0} - 1}{\frac{r_0}{h_0} - 1} \quad (30)$$

После преобразования будем иметь:

$$\frac{\delta_1}{\delta} = \frac{\frac{C_1}{C} \frac{r_0}{h_0} - \frac{C_1}{C} + \frac{C_1}{C} - 1}{\frac{r_0}{h_0} - 1} = \frac{C_1}{C} + \frac{\frac{C_1}{C} - 1}{\frac{r_0}{h_0} - 1}.$$

Так как величина $\frac{C_1}{C}$ близка к 1, то вторым членом можно пренебречь, и тогда

$$\frac{\delta_1}{\delta} = \frac{C_1}{C}. \quad (31)$$

Если регулирование имеет синхронизатор в виде дополнительной пружины, то в уравнение для определения степени неравномерности следует подставить:

$$C = C_0 + C_g i_1, \quad (32)$$

где C_g — жесткость дополнительной пружины;

i_1 — передаточное отношение от точки присоединения дополнительной пружины до точки подвеса основных пружин.

Кроме того при расчете регуляторов с пружинами, расположенными перпендикулярно к оси регулятора (с поперечными пружинами), необходимо учитывать влияние на жесткость пружин собственных центробежных сил пружин. Можно считать, что жесткость вращающейся пружины будет:

$$C' = C \frac{\varphi}{\operatorname{tg} \varphi}, \quad (33)$$

где C — жесткость неподвижной пружины в кг/см;

$\varphi = \omega \sqrt{\frac{M}{C}}$; M — масса пружины (φ выражено в радианах);

$$\varphi^\circ = \varphi \frac{180}{\pi};$$

$\omega = \frac{\pi n}{30}$; n — число оборотов вала регулятора.

С достаточной точностью можно принимать величину ω равной среднеарифметическому значению между ω_2 и ω_1 соответственно точкам В и А характеристики регулятора (фиг. 25).

В связи с отмеченной поправкой жесткость пружины для регуляторов с поперечными пружинами должна быть взята больше, чем было подсчитано по уравнению (31), на величину $C - C'$.

Выбор размеров новых пружин надлежит производить при помощи приведенных выше уравнений (30) и (31), учитывая располагаемые габариты регулятора.

В связи с изменением характеристики регулятора (получение более пологой характеристики) располагаемый ход синхронизатора позволит снизить нагрузку турбогенератора до нуля, при несколько большем снижении частоты в сети.

После проведения всех переделок следует снять контрольную характеристику и, если потребуется, выверить настройку системы регулирования (в тех случаях, когда настройка системы регулирования до смены пружин была неудачна).

б) Снижение степени неравномерности путем изменения соотношения в длинах плеч рычагов обратной связи

Если конструкция системы регулирования позволяет осуществить снижение неравномерности путем изменения отношения в длинах плеч рычагов обратной связи, то это можно сделать следующим образом.

На круговой диаграмме фиг. 25 зависимость $z = f(x)$ должна изображаться не сплошной линией, а пунктирной, проведенной через точку С, соответствующую полной нагрузке турбогенератора на существующей зависимости $z = f(x)$. Характеристика регулятора сохраняется прежней, только для изменения нагрузки турбогенератора от нуля до полной используется меньший ход муфты регулятором, соответствующий требуемой степени неравномерности.

По уравнению (7) степень неравномерности равна

$$\delta = \frac{i}{2} \frac{\Delta x}{r} (CA - 1).$$

Так как степень неравномерности изменяется в данном случае за счет изменения хода муфты регулятора, то остальные величины остаются постоянными и, следовательно, можно написать

$$\frac{\delta_1}{\delta} = \frac{\Delta x_1}{\Delta x}; \quad \Delta x_1 = \Delta x \frac{\delta_1}{\delta}. \quad (34)$$

Отсюда следует, что плечи рычага обратной связи следует изменить так, чтобы подъем муфты регулятора, соответствующий подъему клапанов или ходу сервомотора от положения холостого хода до полной нагрузки, изменился пропорционально требуемому изменению степени неравномерности.

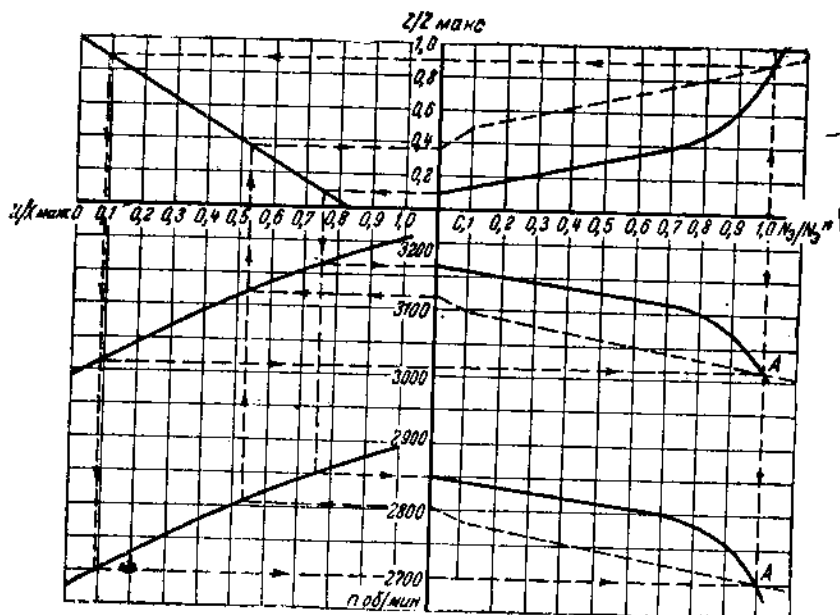
После изменения соотношения размеров плеч и рычагов, так же как в предыдущем примере, необходимо снять контрольную характеристику и выверить настройку системы регулирования. Если настройка систем регулирования до переделки была произведена правильно (как, например, на фиг. 25), то располагаемый ход синхронизатора должен позволить снижать нагрузку турбогенератора до нуля при большем снижении частоты в сети, чем до изменения соотношения плеч рычагов; кроме того возрастает запас в перемещении муфты регулятора в сторону повышения числа оборотов. Оба отступления от условий нормальной настройки системы регулирования полезны, а потому могут быть оставлены.

в) Исправление степени неравномерности и профиля статической характеристики путем изменения профиля дроссельного клапана

Система регулирования пикового турбогенератора, работающего по дроссельному принципу, имеет статическую характеристику, приведенную на фиг. 26. Статическая характеристика позволяет установить, что степень неравномерности велика и профиль кривой неудовлетворителен, так как не имеет более крутого участка в области нагрузок, близких к нулю, и слишком крутой участок в области нагрузок, близких к номинальной. Исправление характеристик производится изменением профилировки дроссельного клапана.

Для изменения степени неравномерности перед профилировкой клапана необходимо прежде всего вычертить на фиг. 26 желательную статическую характеристику (см. пунктирные линии) и, исходя из нее, построить новую зависимость между мощностью N , и открытием сервомотора z , как показано пунктиром на фиг. 26, сохраняя неизменными зависимости $x = f(n)$ и $z = f(x)$.

Новая статическая характеристика построена из точки А с тем, чтобы сохранить возможность нагрузить турбогенератор полностью при повышенной (на 0,5% сверх номинального значения) частоте в сети.



Фиг. 26.

Для подсчета нового профиля клапана нет необходимости определять расход пара и перепады давления в клапане, т. е. производить подсчет проходного сечения $F_{кл}$ по уравнению (18); достаточно снять точный шаблон с существующего клапана и построить зависимость между открываемым клапаном, проходным сечением и развиваемой турбогенератором мощностью.

С этой целью нужно вычертить профиль клапана, как показано на фиг. 27 и 28, и, смещая координаты седла на различные величины открытия сервомотора, подсчитать изменения проходных сечений с высотой подъема клапана h . Для клапанов с проходными окнами площади открытия следует определять планиметрированием, а для тарельчатых клапанов и клапанов с конусным подсчетом по уравнению

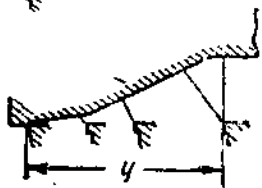
$$F_{кл} = \pi(d_1 - b' - b' \cos \alpha) b', \quad (35)$$

Обозначения см. на фиг. 27.

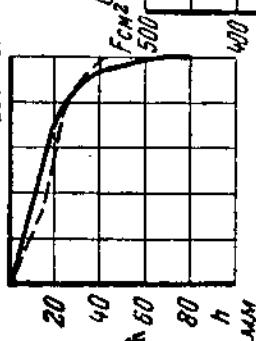
На тех же фиг. 27 и 28 построены результаты подсчетов в виде трехкоординатного графика, определяющего зависимость между развиваемой турбогенератором мощностью $N_g / N_{g \text{ макс}}$, площадью проходного сечения клапана $F_{кл}$ и открытием сервомотора $z/z_{\text{макс}}$.

Построив далее на графиках фиг. 27 и 28 желательные зависимости между мощностью, площадью и открытием сервомотора, сохраняя зависимость между мощностью и площадью неизменной [см. пунктирную кривую $F = f\left(\frac{z}{z_{\text{макс}}}\right)$], следует подсчитать и построить новый профиль клапана.

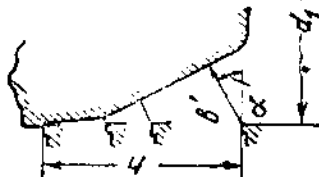
Верхний конус



Для верхнего конуса



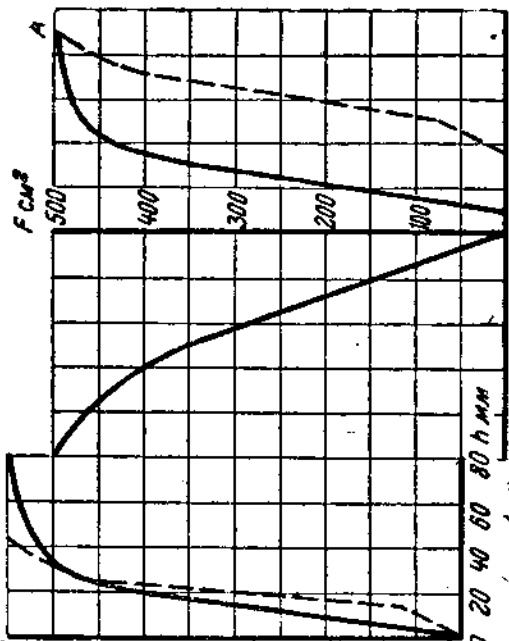
Нижний конус



Для нижнего конуса

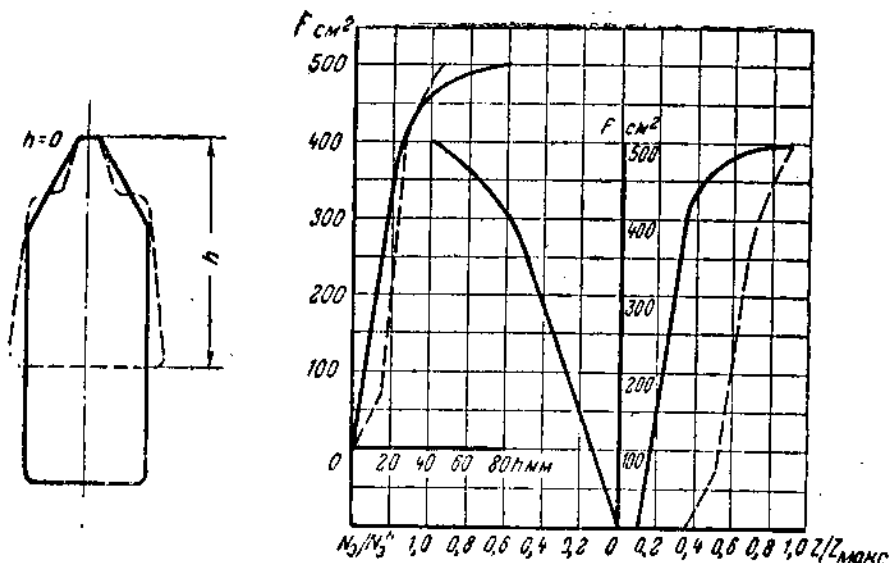


Суммарный



N_2/N_3 1,0 0,8 0,6 0,4 0,2 0 0,2 0,4 0,6 0,8 2/2 max

Фиг. 27.



Фиг. 28.

Желательную зависимость $F = f\left(\frac{z}{z_{\max}}\right)$ следует строить из точки А, соответствующей степени открытия сервомотора при номинальной мощности турбогенератора (общая точка для существующей и желательной зависимостей). При этом изменением коэффициента расхода с изменением профиля клапана можно пренебречь.

Для клапанов тарельчатых и с дроссельным конусом подсчет нового профиля следует производить при помощи того же уравнения.

Для этого нужно прежде всего перестроить новую желательную кривую $F = f\left(\frac{z}{z_{\max}}\right)$ в координаты $F = f(h)$ (см. пунктирную кривую на фиг. 27). Построение этой кривой следует производить из начала координат. Для двухседельных клапанов кривая $F = f(h)$ должна быть после этого распределена между верхним и нижним конусами клапана (см. пунктирные кривые на той же фиг. 27). При распределении следует стремиться получить примерно одинаковые отклонения новых желательных зависимостей от существующих. Далее для различных открытий клапана h следует определить новые значения b' . Это нужно выполнить при помощи уравнения (35), решая его относительно b' , задаваясь при этом значением угла α . Угол α должен быть проверен после этого графически (как показано на фиг. 27). Перемещая профиль седла от нулевой точки на принятую величину открытия клапана h , надо проверить достаточность проходного сечения и правильность зависимости $F_{\text{ка}} = f(h)$. Как должен измениться дроссельный конус, показано пунктиром на фиг. 27 (для верхней части клапана).

Для клапанов с проходными окнами определить новую зависимость между открытием клапана и шириной окон проще всего, применяя графическое построение, которое будет показано ниже.

После установки клапана с новым профилем следует снять контрольную характеристику и выверить настройку системы регулирования. Располагаемый ход синхронизатора приобретает запас, который весь необходимо свести в сторону снижения числа оборотов, установив нормальный запас в сторону повышения числа оборотов (обеспечить возможность полного нагружения турбогенератора при повышенной на 0,5% сверх номинального значения частоте в сети).

г) Исправление степени неравномерности и профиля статической характеристики путем изменения профиля шайбы обратной связи или улитки обратной связи

Для выявления нового профиля шайбы или улитки обратной связи необходимо определить при помощи круговых диаграмм фиг. 13, как должна измениться зависимость между углом открытия сервомотора φ и перемещением конца рычага обратной связи h , сочленяющегося с кулачком или улиткой. Для этого прежде всего необходимо нанести в верхней круговой диаграмме желательную статическую характеристику (см. пунктирную линию AB) и построить в той же диаграмме новую кривую $\varphi=f(x)$, обеспечивающую намеченную характеристику.

По верхней диаграмме из зависимостей $x=f_1(N)$ и $h=f_2(N)$ исключают N и по полученной зависимости $x=f(N)$ (кривая EF), а также по зависимости $\varphi=f_3(N)$, зная связь между x и ходом точки обратной связи $h=f_4(x)$, строят необходимую зависимость $h=f_4(\varphi)$ (кривая GH), по которой и определяют необходимое смещение точки h (пунктирное построение внизу), обеспечивающее новую форму кривой $x=f(N)$ (EF).

В данном примере построение желательной статической характеристики производилось из точки A пересечения новой характеристики с существующей, при номинальной мощности турбогенератора. Так сделано потому, что существующая настройка системы регулирования обеспечивает нормальные режимные пределы.

В тех случаях, когда существующая настройка системы не обеспечивает нормальных режимных пределов, построение желательной характеристики необходимо начинать с установки необходимых пределов, независимо от того, как протекают существующие предельные характеристики. Все неувязки в настройке системы из-за такого независимого построения желательных характеристик (от ограничений, устанавливаемых элементами системы регулирования — муфтой центробежного регулятора, синхронизатором, сервомотором) должны быть впоследствии устранены одним из изложенных выше способов.

Профилировку кулачка обратной связи на основании найденной зависимости $\varphi=f(h_{обр. св})$ следует производить так, как показано на фиг. 29. Для этого из центра надлежит провести две окружности радиусом

$$R_1=r_1+\frac{d}{2} \text{ и } R_2=r_1+\frac{d}{2}+h_{обр. св}^{макс}$$

где r_1 — минимальный радиус шайбы;

d — диаметр ролика.

Первая окружность соответствует уровню центра ролика в его нижнем положении при холостом ходе турбогенератора, а вторая — в крайнем высшем положении при номинальной мощности. Далее следует

провести лучи, соответствующие различным открытиям сервомотора, и на этих лучах сделать засечки радиусом

$$R = r_1 + \frac{d}{2} + h_{обр. св.}$$

где $h_{обр. св.}$ должно соответствовать тем открытиям сервомотора, для которых засечены лучи. Соединением отмеченных таким путем точек плавной кривой определяется траектория движения центра ролика обратной связи. Если же из точек пересечения этой траектории с лучами сделать

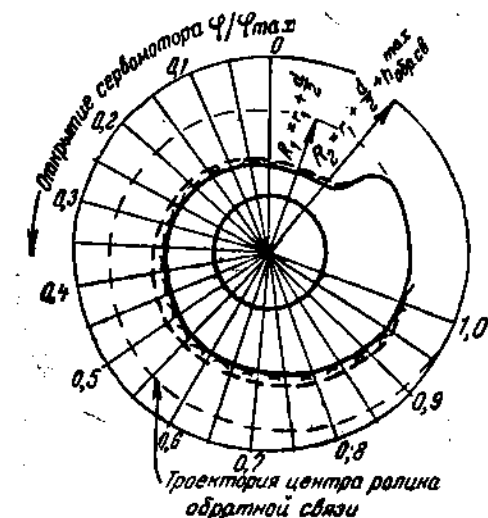
в направлении к центру засечки радиусом ролика и провести огибающую к этим засечкам, то определяется профиль самого кулачка.

Изменение профиля кулачка показано пунктиром на фиг. 29.

После установки нового кулачка необходимо снять контрольную характеристику и выверить настройку системы регулирования, как указывалось выше.

Следует помнить, что исправлять перегибы в статической характеристике, происходящие от чрезмерно малой перекрыши в открытии клапанов, изменением профиля кулачка обратной связи нельзя.

В таких случаях следует либо изменять перекрышу путем последовательного сдвига установки кулачков регулирующих клапанов на



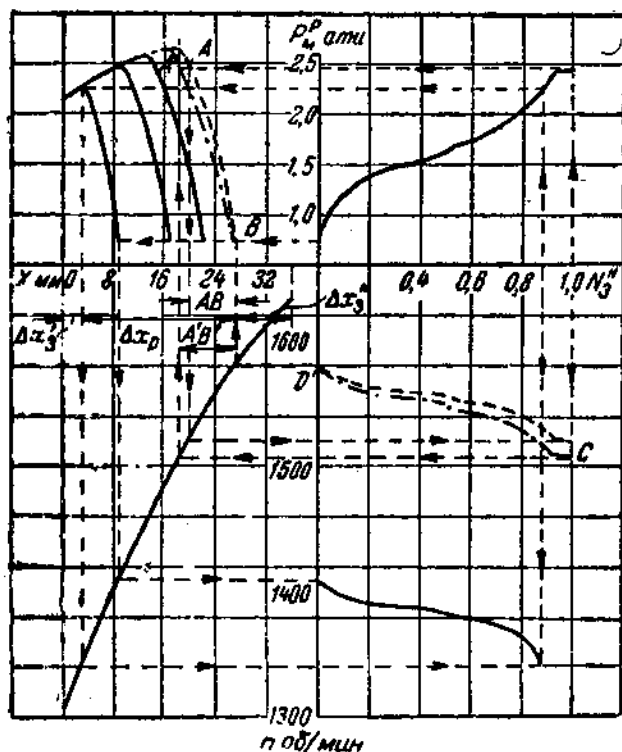
Фиг. 29. Построение профиля шайбы обратной связи.

распределительном валу в сторону уменьшения открытия сервомотора, либо путем изменения профиля самих кулачков. Но такого рода работу следует производить лишь после более тщательной проверки системы, чем указывалось в разделе II, так как может нехватить мощности сервомотора. В связи с этим такого рода работу надлежит передавать специальным организациям.

д) Исправление степени неравномерности и профиля статической характеристики путем изменения профиля окна для срабатывания масла у гидравлических систем регулирования

У гидравлических систем регулирования исправление характеристики проще всего производить путем изменения профиля окна в буксе синхронизатора, через которое срабатывается масло из системы регулирования.

Для определения требуемого профиля окна следует прежде всего нанести на круговой диаграмме фиг. 30 желательную статическую характе-



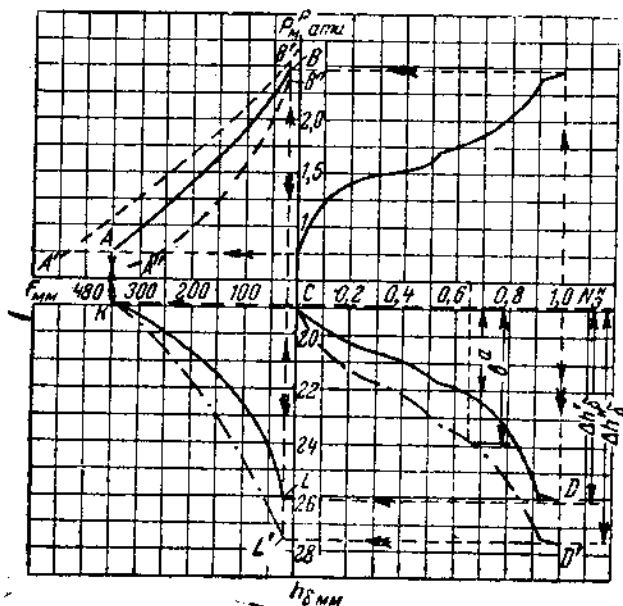
Фиг. 30.

ристку и на ее основе построить новую зависимость между давлением масла в системе регулирования P_m^p и ходом муфты регулятора x (см. кривую $A'B$, вычерченную на фиг. 30 пунктиром с точкой).

Построение желательной статической характеристики следует производить из точки C , соответствующей номинальной мощности турбогенератора и повышенному на 0,5 % числу оборотов.

После построения на фиг. 30 линии $A'B$ [новой зависимости $P_m^p = f(x)$] следует определить из этой же диаграммы, насколько должен быть изменен (в данном примере увеличен) рабочий ход муфты центробежного регулятора [см. отрезки AB и $A'B'$ линии $x = f(n)$], чтобы обеспечить желательную степень неравномерности системы регулирования.

Полученное относительное изменение хода муфты регулятора может быть приравнено относительному перемещению буксы синхронизатора, необходимому для изменения нагрузки турбогенератора от нуля до номинальной. Это относительное перемещение буксы должно быть использовано для построения на фиг. 31 новой зависимости между положением буксы синхронизатора h_2 и нагрузкой N_n (линия CD' , вычерченная пунктиром с точкой).



Фиг. 31.

В данном примере построение произведено из точки C по той причине, что пересечение существующей и желательной статической характеристики на фиг. 31 имеет место в точке C , соответствующей холостому ходу турбогенератора.

При построении линии CD' ее смещение относительно линии CD (фиг. 31) должно производиться пропорционально относительному изменению полного рабочего хода буксы синхронизатора, определенного при помощи кривых фиг. 31, т. е.

$$b = a \frac{\Delta h'_{\delta}}{\Delta h_{\delta}}.$$

Сохраняя далее на фиг. 31 кривые $N_s = f(P_{\mu}^p)$ и $P_{\mu}^p = f(F)$ неизменными, следует построить новую кривую $F = f(h_{\delta})$, соответствующую желательной зависимости между нагрузкой N_s и относительным перемещением буксы синхронизатора h_{δ} — см. на фиг. 31 кривые CD' и KL' , вычерченные пунктиром с точкой.

Как должна изменяться ширина окна для стравливания масла (по высоте буксы, чтобы обеспечить полученную зависимость между F и Δh_{δ} , выраженную кривой KL'), должно быть определено графически — см. приложение 5.

Полученную в результате графического построения суммарную площадь следует разбить на два окна и выпилить их в буксе с диаметральной

но противоположных сторон. При этом для получения более плавно изменяющегося профиля окна могут быть неодинаковыми (верхний наиболее узкий участок окна выпиливается только в одном окне). Нижнюю часть окна ниже профилированного участка, т. е. ниже уровня открытия, соответствующего холостому ходу турбогенератора, следует выполнять на сколько возможно шире для ускорения срамливания масла при повышении числа оборотов в результате сброса нагрузки. Это ускоряет процесс регулирования при сбросе нагрузки и снижает динамическое повышение числа оборотов.

При размещении окон по высоте буквы следует руководствоваться условиями настройки системы регулирования. Насколько должна быть смещена кромка окна, соответствующая нулевому значению срамливающего сечения (кромка в самой узкой части окна), следует определить из диаграммы, типа приведенной на фиг. 31. В разобранным примере это смещение составляет $27,85 - 26,00 = 1,85$ мм (см. точки L, L').

После смены буквы с новым срамливающим окном следует снять контрольную характеристику и, если потребуется, отрегулировать настройку системы путем установки ограничителей перемещения буквы синхронизатора. В приведенном примере в этом нет необходимости.

В тех случаях, когда статическая характеристика имеет перегибы, как, например, на фиг. 30 в результате малой перекрыши в открытии клапанов или неправильной их профилировки, не следует исправлять эти перегибы профилировкой срамливающего окна.

Более рационально пойти для выправления профиля статической характеристики на увеличение перекрыши в открытии клапанов путем подрегулировки предварительного натяжения пружин клапанов или в крайнем случае на изменение профиля самих клапанов. Настройка порядка открытия клапанов всегда должна предшествовать изменению профиля срамливающего окна.

При проведении настройки регулирующих клапанов необходимо следить за тем, чтобы давление масла в системе регулирования при холостом ходе турбогенератора было не ниже $0,5$ *атм*, нормально $0,5$ до $0,8$ *атм*. Более низкое давление ухудшает устойчивость работы регулирования, а при чрезмерно высоком давлении может нехватить давления масла для полного нагружения турбогенератора. В небольшой степени на давление масла можно влиять, изменяя степень открытия дросселя, определяющего расход масла в систему регулирования, приближая (при меньшем открытии дросселя) или удаляя зависимость $P_p = f(F)$ от оси координат (см. на фиг. 31 линию $A'B'$ и $A''B''$).

Следует, однако, помнить, что регулировка влияет на статическую характеристику, а потому она также должна предшествовать изменению профиля срамливающего окна.

2. Чрезмерное повышение числа оборотов при сбросе нагрузки из-за большой степени нечувствительности

Как уже упоминалось выше, степень нечувствительности как бы увеличивает степень неравномерности, причем

$$\delta_1 = \delta + \varepsilon.$$

Соответственно увеличивается заброс числа оборотов при сбросе нагрузки. При этом, поскольку ε — величина недостаточно определенная, динамическое повышение числа оборотов при заеданиях в системе регулирования может немного превысить предполагаемое значение по стати-

ческой характеристике. В практике эксплуатации паровых турбин было несколько случаев полного разрушения турбины при сбросе нагрузки из-за заеданий в системе регулирования. Это указывает на особое значение устранения всех причин заеданий, вызванных при снятии статических характеристик регулирования. Методы устранения нечувствительности приводились выше и здесь не повторяются.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Работа регулирования во многих случаях определяет надежную работу агрегата, причем работа агрегата в общую электрическую сеть налагает на работу регулирования определенные рамки, которые скрывают недостатки его работы. При сбросах же нагрузки, когда безопасность агрегата обеспечивается только надежной работой регулирования, недостатки последнего могут привести к серьезной аварии агрегата. Мало того, износ многих деталей уменьшится, сократятся колебания частоты сети, если у всех турбин регулирование будет работать удовлетворительно. Утверждение, что регулирование работает хорошо и не требует наладки, во многих случаях определяется не действительным состоянием механизма, а недостаточной культурой эксплуатации.

Необходимо прежде всего систематически до и после ремонта снимать статическую характеристику регулирования. Это позволит своевременно обнаружить все неполадки в системе регулирования и исправить их во время капитального ремонта, а также даст материал для анализа работы агрегата и для выяснения причин аварий, связанных с нарушениями в работе регулирования. Кроме того обслуживающий персонал сумеет регулярнее и подробнее вникать в работу системы регулирования и предупреждать возможные аварии и неполадки.

В настоящих инструктивных указаниях приводится конкретный материал по проведению необходимых испытаний, обработке и анализу результатов испытаний и по ликвидации наиболее часто встречающихся неполадок. Приведенные методы ликвидации неполадок следует рассматривать как пример анализа работы регулирования, вскрытия и ликвидации аварийных узлов, так как практически невозможно охватить все разнообразие встречающихся дефектов.

Все замечания по данной работе просим направлять в ОРГРЭС (турбинный цех) для учета их при последующем переиздании.

П Р И Л О Ж Е Н И Я

Приложение 1

Пример составления сводного журнала наблюдений после проведения 1-го опыта по снятию зависимости x и $z = f(n)$ в условиях установки синхронизатора в положение, соответствующее номинальному числу оборотов турбогенератора

Порядковый № записи	Число оборотов турбогенератора	Положение поршня сервомотора	Положение муфты центрального регулятора	Примечание
1 ¹	3 000	5,0	15,0	При проведении опыта значения n , z и x записываются в отдельных журналах наблюдений. Данный журнал наблюдений является сводкой отдельных журналов.
2	2 980	10,2	14,5	
3	2 960	20,5	12,5	
4	2 940	32,0	10,0	
5	2 920	42,5	8,5	
6	2 900	54,0	6,0	
7	2 880	65,0	4,0	
8	2 860	70,0	2,5	
9	2 840	70,0	0	
10	2 840	70,0	0	
11	2 860	70,0	2,0	
12	2 880	70,0	3,6	
13	2 900	68,0	4,8	
14	2 920	57,5	6,2	
15	2 940	46,0	8,6	
16	2 960	35,0	10,4	
17	2 980	23,5	12,2	
18	3 000	13,0	14,16	
19 ²	3 020	7,5	15,0	

¹Запись до начала снижения числа оборотов.

²Запись после окончания подъема числа оборотов в установившемся состоянии системы регулирования.

Приложение 2

Пример формы журналов наблюдений при проведении 2-го опыта по снятию зависимости x и $z = f(N_s)$

1-й лист журнала

Порядковый № записи	Нагрузка турбогенератора N_s Мвт	Давление свежего пара перед пусковым вентилем турбины P_1 атм	Температура свежего пара перед пусковым вентилем турбины t_{10} °C	Вакуум Н мм рт. ст.	Барометрическое давление в мм рт. ст.	Температура столба ртути в вакуумметре и барометре	Примечание

Порядковый № записи	Положение муфты центрального регулятора x мм	Давление пара за 3-м клапаном III $P_{кл атм}$	Давление пара за 4-м клапаном IV $P_{кл атм}$	Давление пара в регулирующей ступени $P_{р. ст. атм}$	Примечание

Порядковый номер записи	Положение поршня сервомотора z мм	Давление пара за 1-м клапаном I $P_{кл атм}$	Давление пара за 2-м клапаном II $P_{кл атм}$	Давление масла после насоса $P_{м атм}$	Примечание

- Примечания.** 1. Замеры размещены в журналах по степени важности слева направо.
 2. В первую очередь надлежит записывать наиболее важные величины, что обеспечивает одновременность записи этих величин.
 3. В части давлений за регулирующими клапанами очередность записи в журнал может не соответствовать размещению замеров в журнале, так как из измеряемых давлений более важным будет то, которое относится к открываемому в момент записи клапану.
 4. Для тех систем регулирования, при испытании которых возникает необходимость замерить открытие регулирующих клапанов, необходимо заводить еще дополнительные листы журнала наблюдений.

Приложение 3

Пример формы журнала наблюдений при проведении 3-го опыта по выявлению пределов перемещения элементов регулирования

Порядковый № записи	Положение муфты центрального регулятора x мм	Положение поршня сервомотора z мм	Давление масла после насоса $P_{н атм}$	Открытие клапанов				
				1-го I $h_{кл мм}$	2-го II $h_{кл мм}$	3-го III $h_{кл мм}$	4-го IV $h_{кл мм}$	5-го V $h_{кл мм}$

Пример составления и заполнения журнала наблюдений при проведении опытов со сбросом нагрузки

Порядковый № записи	Нагрузка турбогенератора № агрегата	Число оборотов турбогенератора в минуту	Давление свежего пара Р _{агр} , атм	Температура свежего пара t _{св} , °C	Вакуум Н.м.м. рт.ст.	Температура охлаждающей воды t _{св} , °C	Барометрическое давление В.м.м. рт.ст.	Температура охлаждающей воды t _{св} , °C	Положение муфты центробеж. регул. х.м.м.	Положение поршня сервомотора з.м.м.	Открытие регул. клапанов				
											I h _{к.л.}	II h _{к.л.}	III h _{к.л.}	IV h _{к.л.}	
I. Проверка скоростного автомата от руки															
1	0	3000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Автомат сработал															
2	0	3290	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
II. Проверка скоростного автомата повышением числа оборотов															
Автомат сработал															
3	6,5	3000	28,2	380,5	718,5	31,0	755,1	26,5	17,5	14,0	11,0	0	0	0	0
4	0	3065	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	0	3045	—	—	—	—	—	—	22,5	5,0	2,0	0	0	0	0
IV. Сброс нагрузки — 60% номинальной															
6	15,2	3010	27,9	373,0	714,0	31,5	755,0	26,8	9,6	37,0	17,0	18,0	5,0	0	0
7	0	3130	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	0	3100	—	—	—	—	—	—	22,0	4,0	2,0	0	0	—	—
V. Сброс номинальной нагрузки															
9	24,8	2990	28,3	377,0	708,6	31,0	755,0	26,5	3,5	65,5	17,0	18	16,5	12,0	—
10	0	3255	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	0	3140	—	—	—	—	—	—	22,0	5,0	2,0	0	0	0	0

Примечание. Регулирование производилось со всеми сбросами нагрузки.

Пример графического определения профиля окон в буксе синхронизатора системы регулирования Броун-Бовери

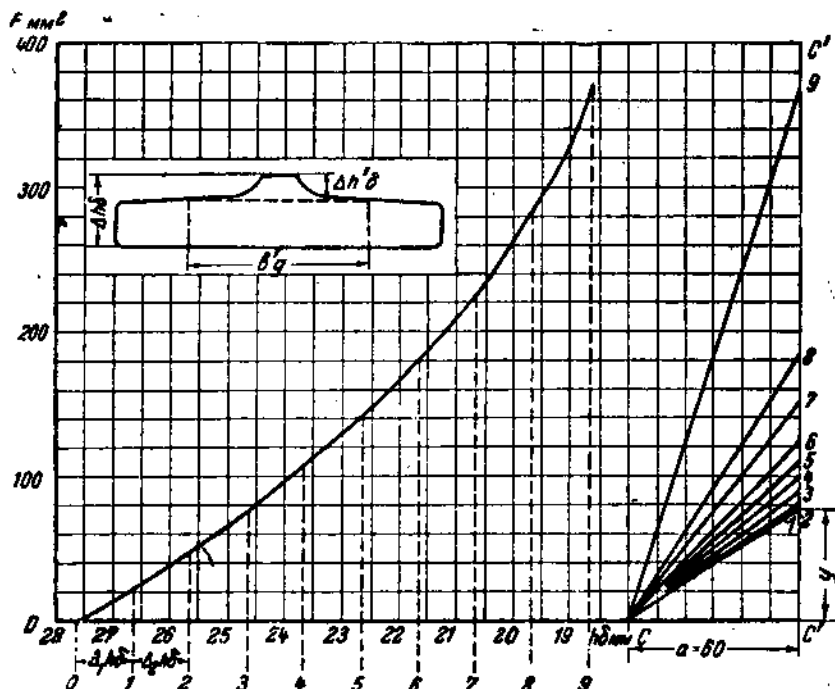
В разделе III приведен путь исправления статической характеристики для гидравлических систем регулирования.

Путь этот сводился к графическому определению зависимости между площадью окон для стравливания масла F и относительным перемещением буксы синхронизатора h_3 , в которой эти окна выпилены.

Для построения профиля окон на основании указанной зависимости рекомендовалось проведение графического дифференцирования. Как производить это дифференцирование, показано в данном примере.

На фиг. 32 слева приведена зависимость между F и h_3 , по которой требуется определить профиль окон. Масштаб площадей F на этой кривой обозначен через β . Масштаб этот принят равным $2 \text{ мм}^2/\text{мм}$. Масштаб перемещений буксы обозначен через α . Этот масштаб равен $0,05 \text{ мм}/\text{мм}$.

Для графического дифференцирования необходимо выбрать базис a . При выборе размера базиса следует стремиться по возможности его увеличить (что повышает точность дифференцирования), но лишь настолько, чтобы связанные с базисом ординаты не выходили за размеры графика



Фиг. 32.

$F=f(h_2)$, что будет ясно из дальнейшего. В данном примере базис выбран равным 60 мм.

Далее надлежит разбить весь рассматриваемый ход буксы от нулевого открытия окон до значения, соответствующего холостому ходу турбогенератора на ряд интервалов ($\Delta_1 h_2$, $\Delta_2 h_2$ и т. д.), и восстановить в этих точках оси абсцисс (оси h_2) перпендикуляры до пересечения с кривой $F=f(h_2)$. Число интервалов должно определяться характером кривой (чем сложнее кривая, тем больше интервалов). Через полученные таким путем точки на кривой $F=f(h_2)$ надлежит провести касательные (параллельно самим себе) на нулевую точку базиса (на точку С). Пересечение этих касательных с линией $C'C'$ (в точках 1, 2, 3 и т. д.), проведенной перпендикулярно к базису (в точке C' базиса), определяет значения ординат, которые на фиг. 32 обозначены буквой у. Полученные таким путем значения у позволяют подсчитать ширину окон для соответствующих значений h_2 (см. точки 1, 2, 3 и т. д.):

$$b=y\gamma,$$

где γ — масштаб дифференцирования, $\gamma = \frac{\beta}{\alpha\alpha}$.

$$\text{В данном примере } \gamma = \frac{2}{60 \cdot 0,05} = 0,667.$$

Если в буксе вырезается два совершенно одинаковых по профилю окна, то ширина каждого из окон будет

$$b' = \frac{y\gamma}{2}.$$

На фиг. 32 окна спрофилированы таким путем на высоте Δh_2^p . Уширенная нижняя часть окна берется обычно без всякого расчета, так как стремятся дать максимально возможную по условиям прочности буксы ширину окон с целью ускорить стравливание масла при сбросе нагрузки и ускорить тем самым закрытие регулирующих клапанов. Общая высота буксы Δh_2 должна быть выбрана, исходя из максимально возможного перемещения муфты центробежного регулятора при сбросе нагрузки.

Совершенно таким же способом можно выявить профиль регулирующих клапанов.

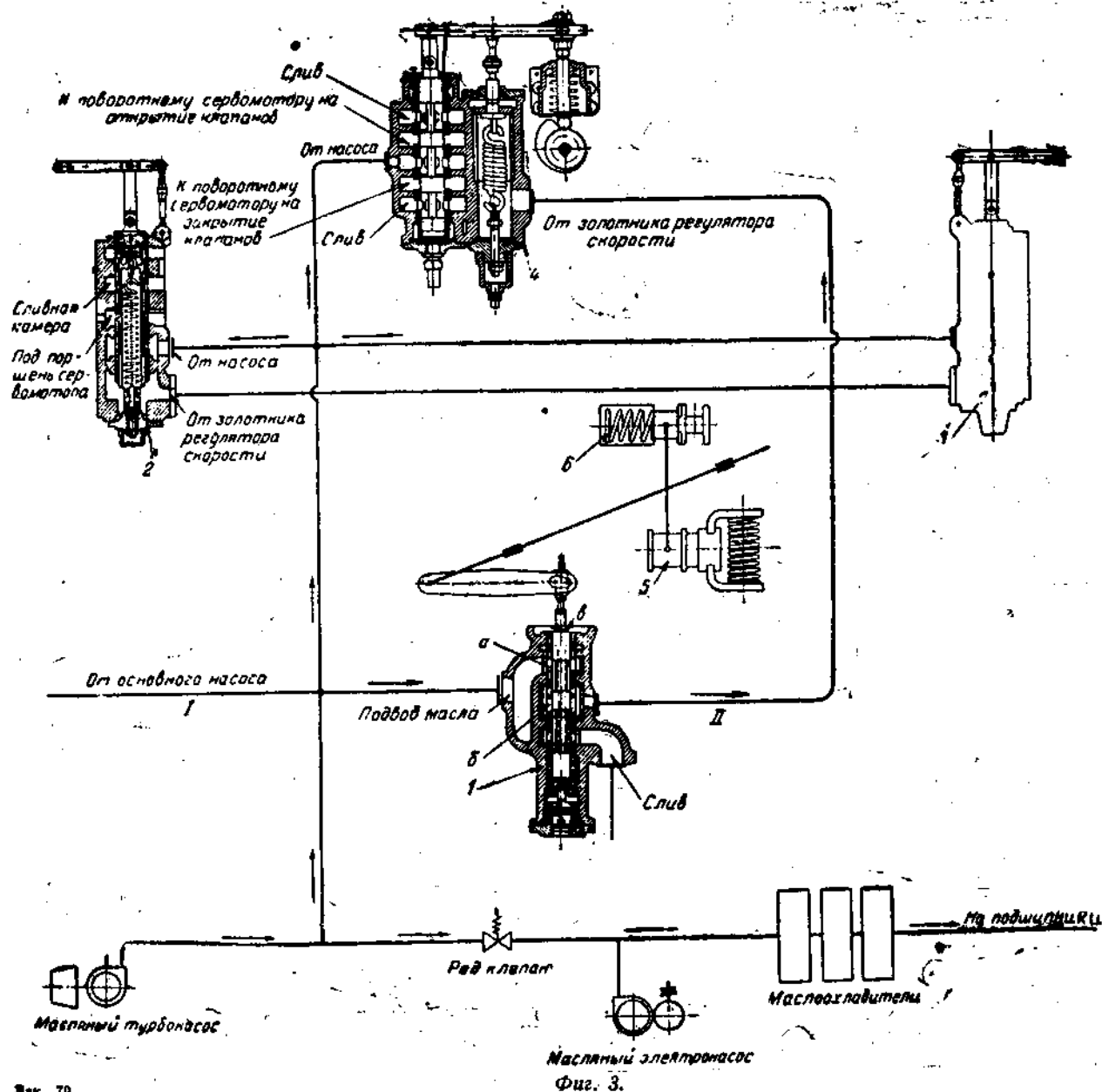
СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	3
I. Основные данные о работе систем регулирования и о их конструкции	3
1. Задачи регулирования	3
2. Способы регулирования	4
3. Различные системы регулирования паровых турбин	5
4. Статическая характеристика систем регулирования	16
5. Параллельная работа турбогенераторов	17
6. Синхронизаторы	19
7. Условия настройки пределов регулирования	24
8. Факторы, определяющие степень неравномерности регулирования и профиль кривой статической характеристики	26
9. Нечувствительность системы регулирования	28
10. Требования к нормально работающей системе регулирования	30
II. Проверка работы систем регулирования	31
1. Программа опытов и их назначение	32
2. Измеряемые величины и подготовка к опытам	32
3. Проведение 1-го опыта по снятию зависимости x и $z = f(x)$	33
4. Проведение 2-го опыта по снятию зависимости x и $z = f(N_2)$	37
5. Проведение 3-го опыта по выявлению пределов перемещения элементов регулирования	39
6. Построение статической характеристики	39
7. Проверка работы регулирования при сбросе нагрузки	40
III. Наладка систем регулирования паровых турбин	42
А. Недержание холостого хода	43
Б. Неправильная установка пределов регулирования	46
В. Самопроизвольные колебания нагрузки	51
Г. Чрезмерное повышение числа оборотов при сбросе нагрузки	57
Заключение	70
Приложения	71

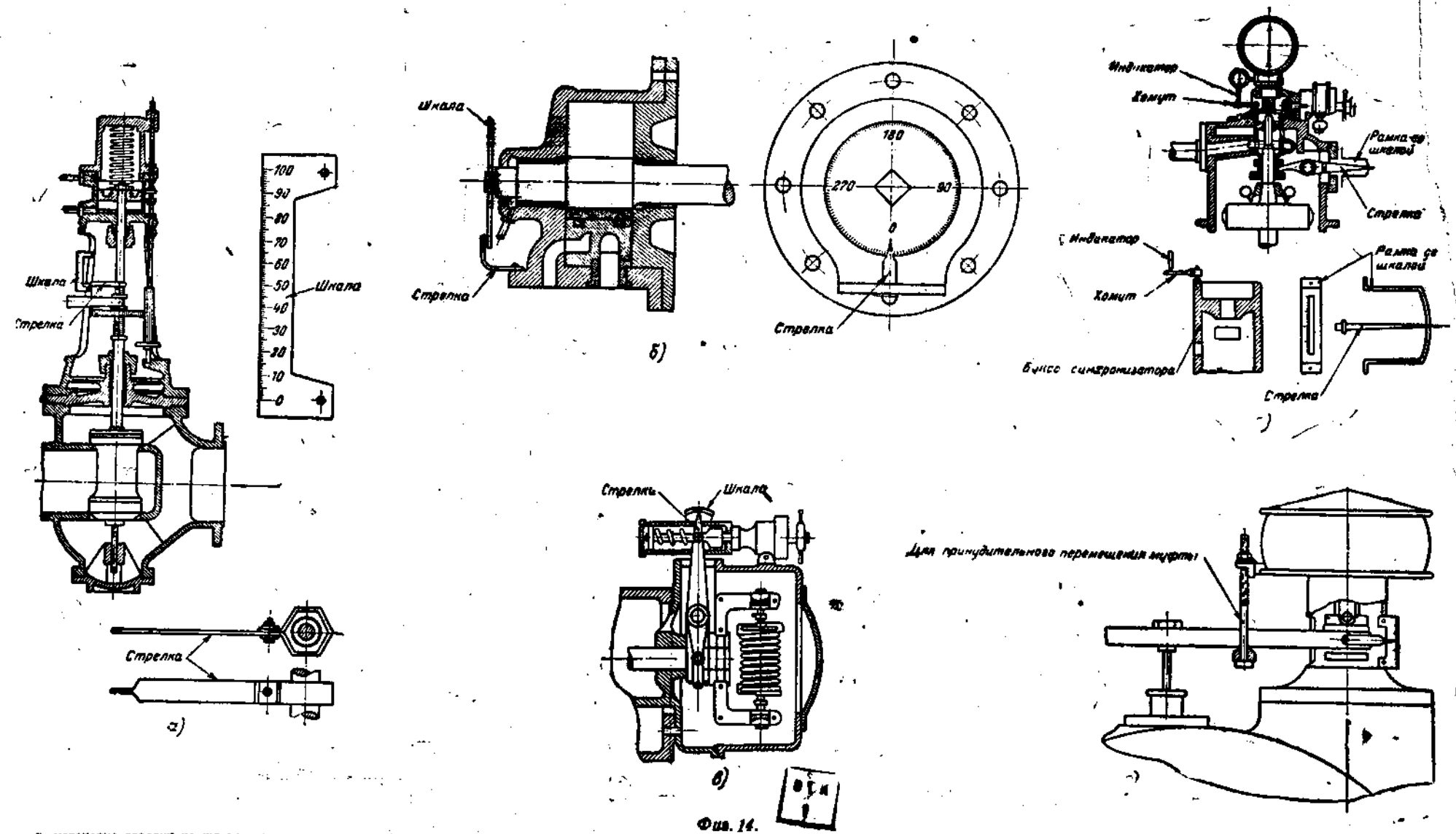
Редактор инж. И. С. Левенсон. Технический редактор И. М. Скворцов

Сдано в пр-во 3/IV 1945. Подписано к печ. 23/VII 1945. Объем п. л. 4,78+вклейки.
 7,5 уч.-авт. л. Тираж 6000 экз. Формат бумаги 84/108/16. Цена 6 руб.
 А20748 60 1/2 тип. знак. в 1 печ. л. Заказ № 79

Типография Госэнергоиздата. Москва, Шлязовая наб., 10.



Фиг. 3.



Фиг. 14.

а—установка стрелки на штоке клапана для системы регулирования с поступательными перемещениями поршня сервомотора; б—установка стрелки и шкалы для систем регулирования с поворотным сервомотором; в—установка стрелки для замера перемещений муфты центробежного регулятора на турбинах ЛМЗ и фирмы Метроплайт-Валкерс; г—установка стрелки и индикатора для измерения перемещений муфты, регулятора и буксы синхронизатора у турбин фирм ВВС; д—приспособление для принудительного перемещения муфты центробежного регулятора.

Цена 6 руб.

RLST



0000000364648

1905
460'97

1945