

318976

31.5

H-76

НОВЫЕ ТУРБИНЫ
ДНЕПРОВСКОЙ
ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

имени
В.И.ЛЕНИНА

МАШГИЗ • 1951



РАБОТЫ, УДОСТОЕННЫЕ СТАЛИНСКОЙ ПРЕМИИ



Москва ~ Ленинград
1951

Н. Н. КОВАЛЕВ, Ф. В. АНОСОВ, С. К. БУГРИН,
Ю. Е. ГАРКАВИ, С. А. ГРАНОВСКИЙ, В. М. ОРГО,
И. В. ОРЛОВ, Б. М. УСТИНОВ

НОВЫЕ ТУРБИНЫ ДНЕПРОВСКОЙ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ имени В. И. ЛЕНИНА

ПОД РЕДАКЦИЕЙ
Лауреата Сталинской премии
Н. Н. КОВАЛЕВА

318976



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1951 ЛЕНИНГРАД

ПЕРЕВІРЕНО

Книга знакомит читателя с конструкцией, изготовлением и монтажом новых мощных гидротурбин для Днепровской ГЭС, являющихся большим достижением отечественного гидротурбостроения.

Приводятся данные сравнительных испытаний советских и американских турбин, наглядно демонстрирующие превосходство отечественной техники гидротурбостроения.

Книга рассчитана на широкий круг читателей, интересующихся гидротурбинами, вместе с тем она содержит много фактического материала, представляющего интерес и для специалиста-гидротурбостроителя.

Рецензент лауреат Сталинской премии доц. З. М. Гамзе

ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА

Редакция литературы по машиностроению
Заведующий редакцией инж. Ф. И. Фетисов

ВВЕДЕНИЕ

В годы первой сталинской пятилетки одной из наиболее грандиозных строек нашей страны был Днепрострой. Сооружение Днепровской ГЭС (Днепрогэс), являющейся и по ныне величайшей гидроэлектростанцией в Европе, представляло собой в то время очень большую и сложную техническую задачу. Только при Советской власти нашей стране стало под силу осуществление таких строек. До Великой Октябрьской революции на протяжении многих лет лишь выдвигались различные проекты использования энергии вод Днепра и устранения грозных Днепровских порогов, делавших практически его несудоходным.

Значение Днепровской ГЭС для народного хозяйства страны очень велико. Эта станция создала прочную энергетическую базу для Донбасса и Приднепровья. Плотина Днепрогэс подняла уровень воды выше порогов, что позволило осуществить сквозное судоходство по Днепру. Кроме того, на Днепрострое выросли кадры специалистов, построивших много гидроэлектростанций в нашей стране.

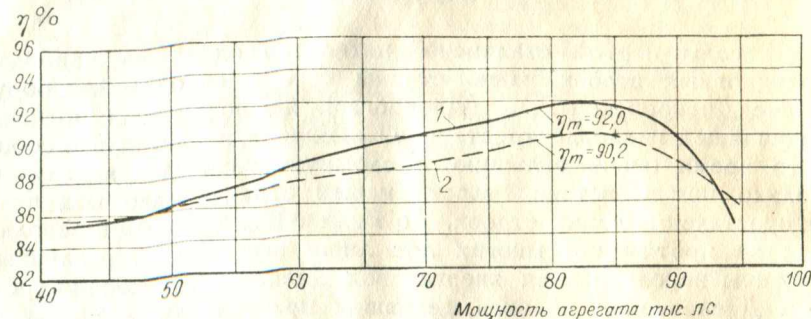
Героическим трудом энтузиастов стройки и всех предприятий страны, связанных с Днепростроем, строительство осуществлялось быстрыми темпами, и в 1932 г. на Днепрогэс, которой было присвоено имя великого Ленина, была пущена первая гидротурбина, а с 1936 г. станция стала работать на полную мощность.

Железобетонная плотина длиной 760 м создала большое водохранилище с максимальным напором воды 39,4 м. Девять главных турбин Днепровской ГЭС развивали при напоре $H=35,5$ м мощность по 67 000 квт каждая.

В то время, когда строилась Днепрогэс, отечественное гидротурбостроение только начинало развиваться. Построить такие большие и ответственные турбины отечественная промышленность тогда еще была не в состоянии и поэтому гидротурбины для Днепровской ГЭС были изготовлены в Америке фирмой „Ньюпорт-Ньюс“. При эксплуатации этих турбин было обнаружено, что на некоторых режимах работы возникали рез-

кие гидравлические удары, сила которых была настолько велика, что вызывала сотрясение не только машинного зала, но даже помещения щитового отделения и пульта гидростанции. Для их устранения пришлось пускать воздух в полость за рабочим колесом турбины, а это, как показали испытания, снижало коэффициент полезного действия.

Следует отметить, что коэффициент полезного действия этих американских турбин оказался на 1,8% ниже гарантированной величины и составлял при наилучшем режиме 90,2%. На фиг. 1 приведены для сравнения гарантированная и полученная в действительности кривые значений к.п.д. американских гидротурбин, изготовленных для Днепрогэс до Отечественной войны.



Фиг. 1. Кривые к. п. д. довоенных американских гидротурбин Днепрогэс.
1 — гарантированные и 2 — фактические.

В годы сталинских пятилеток в нашей стране возник и развивался целый ряд отраслей промышленности, в том числе и советское гидротурбостроение, основной базой которого явился Ленинградский металлический завод (ЛМЗ) имени И. В. Сталина.

Уже в 1934 г. ЛМЗ имени И. В. Сталина в своей гидравлической лаборатории занялся изучением дефектов американских гидротурбин, установленных на Днепрогэс. Советские инженеры смогли установить причины недостатков в работе американских турбин и наметить пути создания более совершенных машин этого типа. Однако вопрос о переделке американских турбин не ставился, а ЛМЗ имени И. В. Сталина в то время работал над другими типами гидротурбин.

Из года в год увеличивались размеры и мощность гидротурбин, выпускавшихся в Советском Союзе. В 1940—1941 гг. ЛМЗ имени И. В. Сталина создал самые большие в мире поворотно-лопастные гидротурбины для одной из гидроэлектростанций, которые, используя напор всего лишь в 15,5 м, развивают мощность 65 000 квт.

Создание оригинальной конструкции этих уникальных турбин и их успешная работа наглядно продемонстрировали, что советское гидротурбостроение в состоянии создать практически

любые машины, которые могут потребоваться нашему народному хозяйству.

Нападение фашистских орд на Советский Союз прервало осуществление грандиозных планов советского гидроэнергостроительства.

Перед нашими заводами встали совершенно новые задачи. Лишь небольшая часть специалистов в период войны продолжала заниматься вопросами, связанными с энергетикой страны. ЛМЗ имени И. В. Сталина оказался на линии фронта.

Днепровская гидроэлектростанция временно попала в руки врага. Фашистское командование, зная, какое большое значение для народного хозяйства СССР имеет Днепрогэс, перед отступлением пыталось целиком ее разрушить и даже сделать невозможным ее восстановление.

Героические советские воины своим стремительным наступлением помешали врагам полностью осуществить их планы. Тем не менее разрушения, произведенные на Днепровской ГЭС, были огромными. На месте машинного зала остались груды камня, глыбы бетона, куски металла от взорванных турбин, генераторов и металлических конструкций. В разной степени были повреждены все сооружения гидроэлектростанции, полностью уничтожено все ее оборудование. Значительные повреждения имела плотина, хотя благодаря героизму советских саперов, своевременно перерезавших провода к взрывателям, взрыв основной массы взрывчатых веществ, заложенных немцами в тело плотины, был предотвращен. Впоследствии из разных частей сооружений Днепрогэс были удалены невзорвавшиеся бомбы, мины и взрывчатые вещества.

С первых же дней освобождения Запорожья советские люди горячо взялись за восстановление Днепровской ГЭС. Совершенно небывалые и сложные задачи встали перед строителями, которым предстояло не только многое строить заново, но и проделать сложные технические работы по восстановлению гидросооружений, в которых взрывы образовали трещины в подводных частях и фундаментах.

Что касается гидротурбин и генераторов ГЭС, то вопрос о их восстановлении и не вставал, так как восстанавливать практически было нечего. Степень разрушения этих агрегатов характеризовалась полным отсутствием неповрежденных деталей. По характеру разрушений было установлено, что взрывы турбин производились несколькими зарядами, установленными в разных частях агрегата. Турбины и генераторы необходимо было создавать заново.

Партия и правительство поставили весьма сжатые сроки для восстановления станции, так как было необходимо обеспечить электроэнергией восстанавливаемые заводы.

Изготовление оборудования Днепровской ГЭС на отечественных заводах могло несколько задержаться в связи с необ-

ходимостью восстановления этих заводов, сильно пострадавших во время войны. Поэтому первые три агрегата (турбины и генераторы) для восстанавливаемой Днепровской гидростанции были заказаны в Америке, а остальные шесть агрегатов должны были изготовить отечественные заводы.

Перед советскими гидротурбостроителями была поставлена ответственная и почетная задача — создать шесть новых мощных гидротурбин для Днепровской ГЭС. Эти советские машины должны были быть установлены рядом с новейшими американскими турбинами, иметь одни и те же габариты, работать в одинаковых с ними условиях, при одном и том же напоре воды. Одни и те же приборы должны были фиксировать показатели работы наших и американских машин. Невольно возникал вопрос, какие же машины окажутся лучше? Кто выйдет победителем в этом, как бы специально организованном, соревновании?

Впрочем, полного равенства участников в этом соревновании не было. Одинаковыми были лишь условия установки и работы турбин, условия их изготовления были различными. Американцы строили турбины на нормально действующих заводах, в то время как мы одновременно с работой по созданию новых машин восстанавливали разрушенные врагом лаборатории, цехи, заводы, свои жилища и города. Жизнь показала, что советские люди и промышленность, выросшая в годы сталинских пятилеток, с честью выдержали этот ответственный экзамен и в области строительства гидротурбин и генераторов.

Новые гидротурбины для Днепровской ГЭС, созданные Ленинградским металлическим заводом имени И. В. Сталина, и генераторы завода „Электросила“ имени С. М. Кирова оказались лучше новых американских машин. В равных условиях отечественные машины дают большую мощность, имеют более высокий коэффициент полезного действия и более надежны в эксплуатации.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОТУРБИНАХ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

1. Общие сведения о гидротурбинах

Турбина гидроэлектростанции, используя энергию напора воды, приводит в движение генератор электрического тока. На фиг. 2 представлен разрез по агрегату и зданию машинного зала Днепрогэс.

Вода из водохранилища станции, созданного плотиной, по трубе диаметром 7,62 м подводится к спиральной камере турбины.

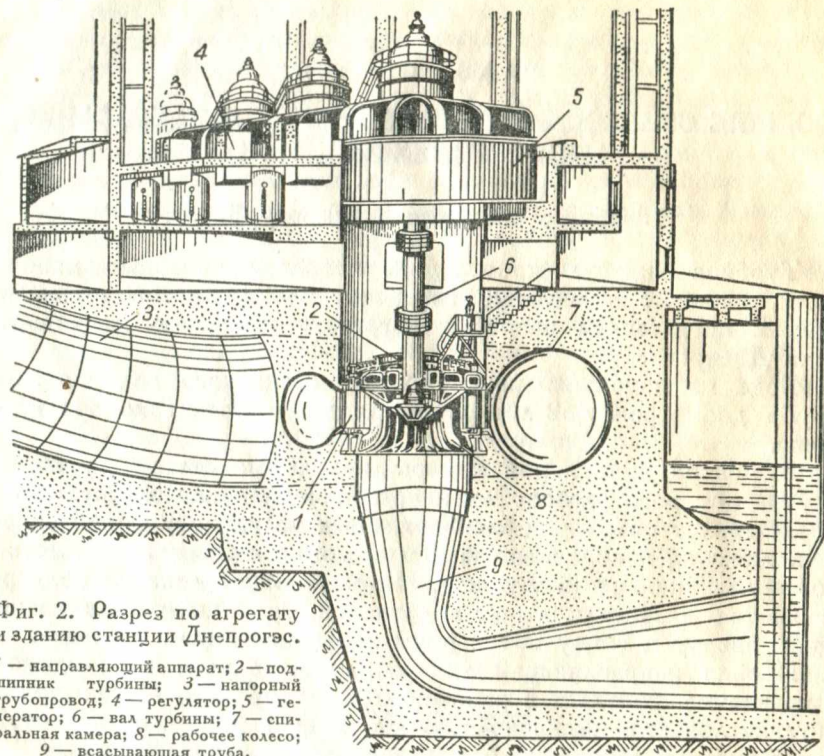
В центре спиральной камеры находится статор турбины, внутри которого расположен направляющий аппарат. Последний представляет собой ряд расположенных по кругу удобообтекаемых лопаток, поворачивая которые, можно изменять количество воды, поступающее в турбину. Направляющие лопатки поддерживаются нижним кольцом и крышкой турбины, ограничивающими сверху и снизу поток воды в направляющем аппарате.

Пройдя направляющий аппарат, вода, получив необходимое направление, попадает в рабочее колесо турбины. Поток воды, обтекая лопасти, имеющие весьма сложную форму, отдает свой запас энергии рабочему колесу, заставляя его вращаться.

Рабочее колесо закреплено на вертикальном валу турбины, который направляется в подшипнике, установленном на ее крышке. Этот вал жестко связан с валом генератора, поэтому эти две машины образуют собой единый агрегат. Из рабочего колеса вода далее поступает во всасывающую трубу, которая, постепенно увеличивая сечения для прохода воды, уменьшает скорость потока. Благодаря этому в турбине используется большая часть той энергии, которая имеется в потоке воды, выходящем из рабочего колеса с большой скоростью. Вода, отработав в турбине, уходит из всасывающей трубы в нижний бьеф станции — в реку за плотину.

В турбинах Днепровской ГЭС поток воды входит в рабочее колесо по радиусу и изменяет там свое направление на осевое (в направлении оси турбины). Соответственно потоку воды в рабочем колесе, этот тип турбин называется радиально-осевым, он применяется для средне- и высоконапорных гидроэлектростанций.

Для ГЭС с напором воды свыше 300 м применяются гидротурбины струйно-ковшового типа, а для ГЭС с напором воды ниже 25—30 м применяются рабочие колеса пропеллерного или поворотно-лопастного типа.



Фиг. 2. Разрез по агрегату и зданию станции Днепрогэс.

1 — направляющий аппарат; 2 — подшипник турбины; 3 — напорный трубопровод; 4 — регулятор; 5 — генератор; 6 — вал турбины; 7 — спиральная камера; 8 — рабочее колесо; 9 — всасывающая труба.

Характерной особенностью мощных гидротурбин являются их большие размеры и вес.

Современная гидротурбина включает в себя большое число крупных деталей и различных механизмов, работающих во взаимодействии и обеспечивающих нормальную эксплуатацию агрегата.

Условия работы деталей очень разнообразны: некоторые заливаются в бетон, другие подвержены износу от действия потока воды; наряду с крупными деталями, работающими в условиях вибрации и больших напряжений, имеются мелкие точные детали и механизмы системы регулирования и др.

Вес металла одной турбины для днепровской ГЭС составляет около 600 т, но, по существу, органически в турбину входят и большие массы бетона, фиксирующие взаимное расположение отдельных узлов турбины и образующие всасывающую трубу, которая лишь частично облицована металлом.

Трудно сравнивать размеры гидротурбины со зданиями и другими сооружениями, но некоторое представление о грандиозности этих машин можно себе составить, уяснив, что вся вода такой мощной реки как Днепр свободно проходит через девять гидротурбин.

При этом зачастую, например летом, расход воды в реке недостаточен. Тогда все турбины работают только в часы, когда требуется больше электроэнергии, а остальное время суток часть турбин останавливают; вода реки при этом накапливается перед плотиной ГЭС. Следовательно, воду, проходящую через турбину, нужно использовать так, чтобы получить от нее наибольшее количество энергии, т. е., чтобы турбины работали с максимально возможным коэффициентом полезного действия. При всей грандиозности мощных гидротурбин стоимость их составляет лишь незначительную часть стоимости сооружения всей станции. Между тем коэффициент полезного действия турбин определяет количество энергии, вырабатываемое станцией. Один процент дополнительной выработки электроэнергии Днепровской ГЭС дает стране за год экономию несколько тысяч тонн топлива.

2. Требования, предъявляемые к гидротурбинам

Коэффициент полезного действия турбин на современном уровне техники очень высок, он составляет 90—93%, поэтому завоевание каждого дополнительного процента к. п. д. турбины связано с большими техническими трудностями, требует проведения весьма сложных расчетов и тщательных лабораторных исследований.

Помимо требования высокого к. п. д., гидротурбина должна удовлетворять требованиям исключительной надежности в работе. Лишь раз в год производится ревизия турбины, остальное время она должна находиться в эксплуатации. Малейшая неисправность в работе турбины может вызвать необходимость ее остановки и отключения генератора от сети. При этом часть потребителей фабрик и заводов останется без энергии.

В конструкции турбины необходимо предусмотреть надежную работу всех элементов машины. Должно быть осуществлено хорошее скрепление с бетоном облицовок и фундаментных частей, тщательно рассчитаны размеры и подобраны материалы различных деталей. Наряду с решением вопросов, связанных с отсутствием вибраций агрегата, надежной работой вала и подшипников, должны быть точно учтены все силы, действующие в различных механизмах турбины и т. п.

Особое значение приобретают вопросы, связанные с регулированием турбин и их управлением, в связи с требованием полной автоматизации всех процессов управления и работы станции.

3. Особые требования к новым турбинам Днепровской ГЭС

Обычно гидротурбины проектируются для вновь строящихся станций, поэтому строительную часть можно наилучшим образом согласовать с конструкцией турбины. При конструировании новых гидротурбин для Днепровской ГЭС дополнительные трудности возникали в связи с тем, что станцию нужно было восстанавливать, используя сохранившиеся части сооружения, в частности, подводные части здания станции, которые, хотя и были повреждены, но могли быть восстановлены.

Ставилось условие, чтобы новые гидротурбины имели основные габариты одинаковые со старыми американскими машинами и размещались бы в пределах старых спиральных камер.

Больше того, ставилось условие не менять форму старой американской всасывающей трубы, хотя она, как показали лабораторные исследования, имела недостатки.

При восстановлении Днепровской ГЭС ее нормальный (расчетный) напор был несколько повышен — с 35,5 до 36,3 м, однако мощность новых турбин должна была быть увеличена в большей мере, чем это получалось в результате только повышения напора. Было также поставлено требование о максимальном повышении к. п. д.

Сопоставление условий работы старых и новых турбин Днепровской ГЭС приведено в табл. 1.

Кроме того, выдвигалось требование получить максимально возможную мощность турбины для использования воды в период паводков.

Для того чтобы получить от турбины большую мощность при том же значении к. п. д., нужно пропустить через турбину

Таблица 1

Условия установки довоенных и новых турбин Днепровской ГЭС

Основные данные	Довоенные турбины	Новые турбины
Расчетный напор	35,5 м	36,3 м
Мощность на валу турбины при расчетном напоре	67 000 квт	не менее 73 600 квт
Высота всасывания (считая от средней линии направляющего аппарата до нижнего бьефа) нормальная	2,75 м	3,15 м
максимальная	3,15 м	4,25 м

большой расход воды, а так как габариты турбины остаются старыми, то, следовательно, нужно разработать такую форму проточной части, и в первую очередь рабочего колеса, при которой через турбину мог бы пройти больший расход воды при достаточно высоком к. п. д. Это значит, надо было применить колесо повышенной быстроходности. Но чем выше быстроходность рабочего колеса, тем больше оно подвержено возможности возникновения вредного явления кавитации. Следствием кавитации является разрушение металла колеса и снижение к. п. д. турбины.

Для предотвращения возможности появления кавитации обычно уменьшают высоту всасывания, т. е. располагают турбину в здании станции (относительно нижнего бьефа) несколько ниже. В данном случае расположить турбину ниже было невозможно — сохранившиеся части здания этого не позволяли. Больше того, высота всасывания даже несколько увеличивалась за счет снижения уровня нижнего бьефа, достигая иногда такой значительной величины, как 4,25 м вместо 3,15 м.

Одни и те же требования были поставлены перед американской фирмой „Ньюпорт-Ньюс“ и Ленинградским заводом имени И. В. Сталина.

Американская фирма, не желая связывать себя жесткими обязательствами, первоначально гарантировала сравнительно невысокий коэффициент полезного действия турбины — 91,5%. Лишь в результате длительных переговоров, после того как ЛМЗ имени И. В. Сталина гарантировал для своих новых турбин максимальный к. п. д. — 93%, американцы повысили свои гарантии до 92,5%.

Гарантии ЛМЗ имени И. В. Сталина и американской фирмы „Ньюпорт-Ньюс“ приводятся в табл. 2.

Таблица 2

Гарантии ЛМЗ имени И. В. Сталина и фирмы „Ньюпорт-Ньюс“

Гарантируемые величины	ЛМЗ имени И. В. Сталина	„Ньюпорт-Ньюс“
Максимальная мощность на валу турбины при расчетном напоре 36,3 м .	75 000 квт	73 600 квт
Максимальное значение к. п. д. . . .	93%	92,5%
К. п. д. при мощности 73 600 квт .	88%	86%

Из табл. 2 видно, что ЛМЗ имени И. В. Сталина гарантировал более высокие показатели работы турбин, которые считал возможным достичь при создании новых машин.

ГЛАВА ВТОРАЯ

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НОВЫХ ТУРБИН

4. Цели и постановка экспериментально-исследовательских работ

Спиральная камера, направляющий аппарат, рабочее колесо и всасывающая труба составляют проточную часть гидротурбины. От формы элементов проточной части зависит ее коэффициент полезного действия. Всякое несовершенство потока воды в гидротурбине, помимо потерь в мощности, вследствие падения к. п. д., может привести к возникновению различных неблагоприятных явлений, как вибрация, кавитация, гидравлические удары (например, в американских турбинах, работавших на Днепрогэс до войны), размыв дна реки и т. п. Особенно велико значение формы лопастей рабочего колеса.

Создание новых, более мощных гидротурбин для Днепрогэс, надежных в эксплуатации, обладающих высоким к. п. д., хорошими кавитационными качествами, требовало проведения сложных исследовательских и экспериментальных работ, в результате которых необходимо было найти:

- 1) наивыгоднейшие формы рабочего колеса, а также его характеристики;
- 2) наивыгоднейшую форму всасывающей трубы, обеспечивающей при минимальных переделках сохранившихся всасывающих труб высокий к. п. д. и спокойную работу турбины;
- 3) наивыгоднейший профиль лопатки направляющего аппарата;
- 4) определить силы, действующие на лопатки направляющего аппарата при различных режимах работы турбины, и
- 5) величину осевых усилий, действующих на рабочее колесо при применении разгружающих устройств.

Все перечисленные выше задачи были полностью разрешены лабораторией гидротурбин ЛМЗ имени И. В. Сталина. Жесткие сроки проведения этих работ, а также отсутствие в начальный период экспериментальных стендов лаборатории, вследствие их разрушения за годы войны и блокады Ленинграда,

заставили разработать специальную методику испытаний с тем, чтобы в первую очередь решить самые принципиальные вопросы, в соответствии с ходом рабочего проектирования Днепровских турбин. Это позволило своевременно дать конструкторскому бюро данные, необходимые для разработки рабочего проекта турбин.

Расчет элементов проточной части гидротурбины чрезвычайно сложен, но он не дает единственного, заведомо лучшего решения. Расчетom нельзя еще получить ответа по ряду возникающих вопросов, нельзя быть полностью уверенным в данных, полученных в результате одного лишь расчета проточной части. Поэтому наряду с расчетами производится экспериментальная проверка всех элементов проточной части гидротурбины. На заводе имеется специальная лаборатория, в которой испытываются гидротурбины, но только не в натуральную величину, что потребовало бы гигантских сооружений, а в виде их моделей, точно уменьшенных в несколько раз по сравнению с действительной турбиной.

По результатам испытания модели, в соответствии с установленными теоретически и практически законами подобия, можно судить о качествах будущей действительной турбины.

Модель турбины устанавливается в специальный испытательный стенд, к ней подводится вода под определенным напором; под действием напора воды модельное рабочее колесо вращается, преодолевая сопротивление специального тормоза, который как бы уподобляется генератору действительной турбины. При испытаниях точно замеряется расход воды (при данном напоре), проходящей через турбину при различных режимах ее работы. Одновременно с этим замеряется, какую работу совершает модельная турбина и ее число оборотов.

Таким образом, определяется коэффициент полезного действия модельной турбины при различных условиях работы и составляется универсальная характеристика рабочего колеса, представляющая собой график, на котором представлено изменение к. п. д. в зависимости от расхода воды и числа оборотов турбины при различных открытиях направляющего аппарата.

Если, например, нужно выяснить влияние на характеристику турбины формы ее всасывающей трубы, то, сохраняя все прочие условия эксперимента постоянными, проводят ряд испытаний модели турбины со всасывающими трубами различной формы. Аналогично ведутся испытания для определения наивыгоднейшей формы лопаток направляющего аппарата и самого рабочего колеса.

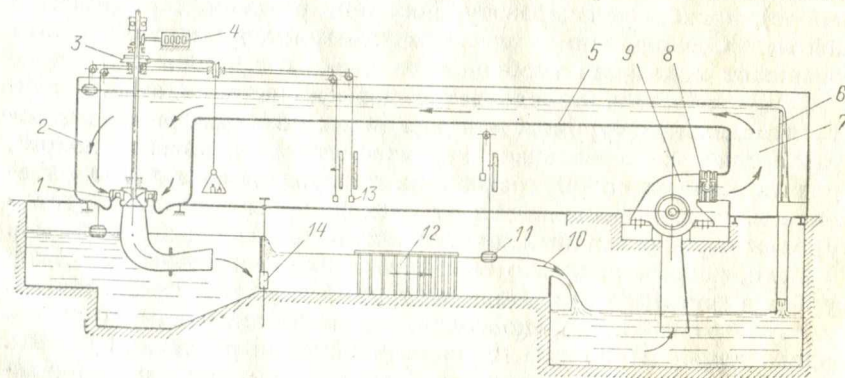
Для того чтобы более детально изучить поток воды в турбине, некоторые части корпуса модели делают прозрачными и наблюдают за потоком, замеряют скорости в различных точках потока, исследуют вопрос об образовании вихрей, об обратных течениях во всасывающей трубе и т. п.

Так, например, в лаборатории ЛМЗ имени И. В. Сталина еще в 1934 г. при испытаниях модели довоенных американских турбин было установлено, что вследствие недостаточно совершенной формы лопастей рабочего колеса фирмы „Ньюпорт-Ньюс“ с них срываются вихри, соединяющиеся в один мощный вихревой жгут, который вследствие неблагоприятной формы всасывающей трубы вызывает сильные удары и сотрясения всей установки, как это и имело место в действительности.

Испытания в лаборатории ЛМЗ имени И. В. Сталина велись на двух стендах. Основная масса испытаний была проведена на энергетическом стенде с моделью рабочего колеса диаметром 460 мм, т. е. уменьшенной в двенадцать раз по сравнению с действительной турбиной. Испытания для выяснения вопросов, связанных с кавитацией, производились на специальном кавитационном стенде. Кроме того, кавитационные испытания производились в гидравлической лаборатории Ленинградского политехнического института имени М. И. Калинина. В аэродинамической лаборатории этого же института производились работы, связанные с определением структуры потока в проточной части турбины, причем вместо воды в этом случае через испытательную установку пропусклся воздух.

5. Краткое описание испытательных стендов

Энергетический стенд. Принципиальная схема стенда показана на фиг. 3. Электродвигатель мощностью 100 квт приводит в движение центробежный насос 9 производительностью



Фиг. 3. Схема энергетического стенда.

1000 л/сек при напоре 6 м. Вода от насоса подается через задвижку 8 в приемную камеру 7, откуда поступает в подводный лоток 5. Одна продольная стенка подводного лотка по всей длине образует сливное ребро 6 (на схеме условно показано сбоку).

Во время испытаний некоторое количество воды все время переливается через ребро 6, благодаря чему достигается точная регулировка уровня верхнего бьефа. Из подводного лотка вода поступает в турбинную шахту 2, в которой обычно монтируется модельная турбина 1, в виде вертикальной открытой установки.

Модельная турбина Днепровской ГЭС испытывалась в спиральной камере, приключенной к указанной шахте посредством переходного патрубка. Из модельной турбины вода поступает в нижний канал, в котором можно монтировать модельные всасывающие трубы различных типов и размеров. Из нижнего канала вода через поворотные заслонки 14 попадает в канал водослива.

Одна стенка нижнего канала образует сливное ребро. Во время испытания некоторое количество воды все время переливается через это ребро, благодаря чему достигается точная регулировка уровня нижнего бьефа.

Пройдя через успокоительные решетки 12, вода поступает спокойным потоком на водослив 10, служащий для измерения расхода. Расход воды измеряется при помощи поплавка 11, указывающего толщину слоя воды, переливающейся через ребро точно тарированного водослива. После водослива вода снова поступает в насос.

Число оборотов модели замеряется посредством счетчика оборотов 4, который включается специальными электрочасами точно на одну минуту.

Уровень верхнего бьефа регулируется изменением открытия задвижки 8, вследствие чего меняется расход воды, подаваемой насосом, а следовательно, толщина слоя воды, переливающейся через ребро 6.

Нижний бьеф регулируется при помощи заслонок 14. Вращающий момент, развиваемый моделью турбины, уравнивается помощью колодочного тормоза 3, колодки которого зажимаются так, чтобы образующийся момент трения, в свою очередь, уравнивался действием определенного груза.

Управление тормозом осуществляется при помощи двух сельсин-моторов, из которых один расположен на тормозе, а второй — на пульте управления.

Вращающий момент, развиваемый моделью, и ее число оборотов определяют величину получаемой полезной энергии. Замер расхода воды, которая проходит через турбину, а также напор, определяемый по указателям 13, позволяют определить величину затраченной энергии. Отношение этих величин дает возможность определить значение коэффициента полезного действия турбины.

Конструкция испытательной установки позволяла легко менять экспериментальные элементы турбины. Так, например, для смены рабочего колеса или всасывающей трубы совершенно не требовалось разбирать направляющий аппарат модели и тормоз;

это обеспечивало значительное повышение точности сравнительных испытаний.

В целях максимального снижения механических потерь, которые не моделируются, модель турбины работала на шарикоподшипниках.

Кавитационный стенд. Явление кавитации проявляется тем сильнее, чем больше высота всасывания, при которой работает турбина.

На кавитационном испытательном стенде модель турбины испытывается при различных высотах всасывания и различных режимах ее работы с целью определения той величины высоты всасывания, при которой становится заметным проявление кавитации. Исходя из этой величины высоты всасывания, определяют так называемый кавитационный коэффициент, при котором может работать испытуемое рабочее колесо.

Чем этот коэффициент меньше, тем лучше данное колесо в отношении кавитации.

Разрушение металла от кавитации происходит сравнительно медленно, оно становится заметным только после месяцев работы турбины в кавитационном режиме. Поэтому при испытаниях, а число их очень велико, наблюдать непосредственно кавитационные разрушения не представляется возможным. Высота всасывания, при которой начинает заметно проявляться кавитация рабочего колеса, при испытаниях устанавливается косвенно — по падению к. п. д., сопровождающего начало кавитации. Таким образом, испытания на кавитацию сводятся также к испытаниям по определению к. п. д. при разных режимах, в зависимости от высоты всасывания.

Схема кавитационного стенда лаборатории ЛМЗ имени И. В. Сталина дана на фиг. 4.

Установка представляет собой замкнутую систему, первоначально заполняемую водой от технического водопровода. В дальнейшем, при испытаниях, вода, циркулирующая в установке при действии насоса 1, нигде не соприкасается с окружающим воздухом. Необходимые во время кавитационных испытаний высоты всасывания получались путем создания вакуума в баке 11 специальным вакуумным насосом 13. Напор регулируется с помощью задвижки 2. Необходимые во время испытаний измерения производятся посредством следующих устройств:

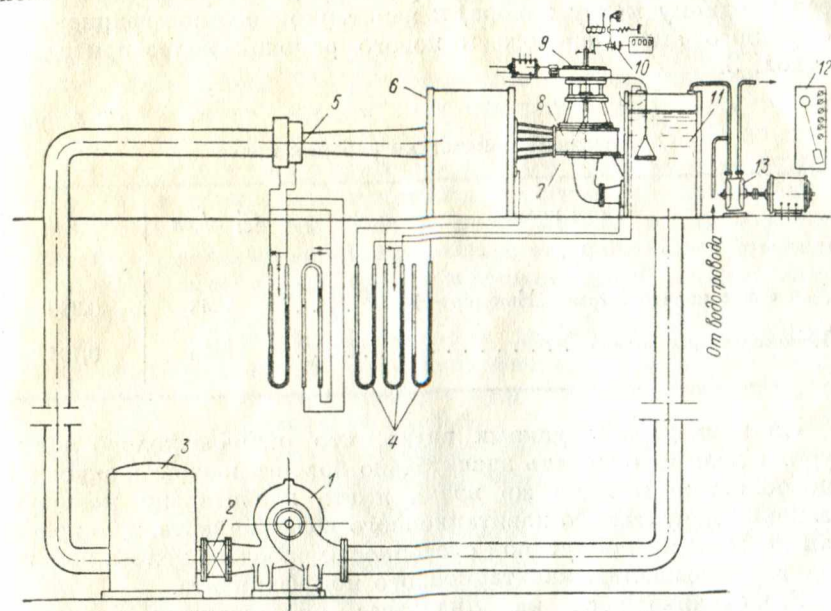
1) напор в напорном баке 6 перед турбиной 8 и вакуум в вакуумном баке 11 после турбины — ртутными манометрами и вакуумметром 4;

2) расход воды водомером 5, установленным перед напорным баком 6;

3) момент на валу турбины — колодочным тормозом 9, установленным непосредственно на валу турбины 7;

4) число оборотов — счетчиком числа оборотов 10, приключающимся к валу турбины автоматическими электрочасами 12 точно на одну минуту.

Модельная турбина Днепровской ГЭС 8, испытывавшаяся на кавитационном стенде, имела условный диаметр рабочего колеса 250 мм, т. е. в двадцать два раза меньше действительной.



Фиг. 4. Схема кавитационного стенда.

К началу проектирования днепровских турбин лаборатория завода не располагала кавитационным стендом, так как имевшийся ранее стенд был за годы войны и блокады Ленинграда разрушен.

Описанный выше стенд был заново спроектирован и начал работать в первом полугодии 1946 г. Это позволило перенести начатые ранее в лаборатории Ленинградского политехнического института имени М. И. Калинина кавитационные испытания моделей турбин Днепровской ГЭС в лабораторию завода.

6. Разработка формы рабочего колеса

Разработка формы рабочего колеса для турбин Днепротэс была связана с рядом серьезных трудностей, обусловленных следующим.

1. Требование о максимально возможном увеличении мощности турбины в прежних ее габаритах вынуждало к применению

колеса повышенной быстроходности при весьма неблагоприятных кавитационных условиях, вследствие значительного увеличения высоты всасывания.

Турбины аналогичных быстроходностей и напоров в практике гидротурбостроения на такие высоты всасывания до сих пор не устанавливались. Сравнение пропускной способности Q'_1 (расхода, приведенного к одному метру диаметра рабочего колеса и одному метру напора) и кавитационного коэффициента σ довоенного американского и нового рабочих колес приведено в табл. 3.

Таблица 3

Основные показатели рабочих колес

Типы колес	Q'_1 л/сек	σ
Довоенное колесо фирмы „Ньюпорт-Ньюс“	1245	0,230
Искомое новое колесо	1350	0,194

Из приведенных данных видно, что рабочее колесо новых турбин должно обладать значительно более высокой пропускной способностью и в то же время иметь значительно меньшую величину допустимого кавитационного коэффициента, в то время, как повышение пропускной способности рабочего колеса вообще ведет к повышению кавитационного коэффициента.

2. Сохранившиеся на Днепрогэс образованные бетонным массивом части турбины (спиральная камера, всасывающая труба) сильно ограничивали свободу выбора формы колеса и требовали вполне определенных его габаритов.

Сильные гидравлические удары в области всасывающей трубы, имевшие место в довоенных американских турбинах, требовали весьма осторожного подхода к выбору нового рабочего колеса, поскольку оно должно было работать со всасывающей трубой, форма которой, по требованию строительства, не могла значительно отличаться от сохранившихся старых всасывающих труб.

Опыт работы лаборатории в области исследования всасывающих труб показал, что для турбин рассматриваемой быстроходности всасывающая труба играет чрезвычайно важную роль в повышении энергетических и эксплуатационных качеств турбин и что турбину высоких качеств можно получить только в том случае, если параметры главных элементов проточной части рабочего колеса и всасывающей трубы будут не только сами по себе хорошими, но и хорошо взаимно согласованными между собой.

Поэтому переход к новому рабочему колесу требовал и соответствующей всасывающей трубы.

В силу указанных обстоятельств работу по рабочему колесу и реконструкции всасывающей трубы необходимо было вести параллельно.

Из имевшихся тогда в архиве лаборатории ЛМЗ имени И. В. Сталина типов рабочих колес наиболее подходящими к условиям Днепрогэс как по своим геометрическим формам, так и по энергетическим качествам являлись колеса радиально-осевого типа серии Ф-123. Различные исполнения колес этой серии применялись уже на ряде станций. Однако для условий Днепрогэс ни одно из выполнений колес серии Ф-123 не могло быть непосредственно применено, так как одни не обеспечивали требуемой максимальной мощности, а другие не подходили по кавитационным данным. Работа развернулась по двум направлениям: по линии модернизации колес серии Ф-123 и по линии разработки нового колеса, удовлетворяющего поставленным условиям.

Для получения предварительных данных необходимо было, прежде всего, выяснить принципиальную возможность совместной работы колес серии Ф-123 с существующей на Днепрогэс американской всасывающей трубой.

Надлежало выяснить, возможно ли при сохранении старой всасывающей трубы существенно повысить к. п. д. новой турбины за счет, главным образом, применения нового рабочего колеса и удастся ли при этом избежать возникновения гидравлических ударов во всасывающей трубе.

Наблюдения показали, что колесо Ф-123 по сравнению с американским колесом дает значительно менее интенсивное вихреобразование, которое при оптимальных режимах, соответствующих фактическим режимам эксплуатации турбин Днепрогэс, вообще отсутствуют. Благодаря этому, с точки зрения явления гидравлических ударов, работа колеса серии Ф-123 со старой американской всасывающей трубой оказалась возможной, однако к. п. д. модели при этом оказывался на 1,5—2% ниже, чем при работе колеса Ф-123 с лучшей всасывающей трубой конструкции ЛМЗ имени И. В. Сталина.

Было спроектировано новое рабочее колесо типа Ф-447, испытания которого показали, что оно практически не отличается по своим данным от колеса Ф-123.

Иногда оказывается достаточным, не меняя в основном форму рабочего колеса, лишь несколько изменить форму кромок его лопаток, для того чтобы получить желательные изменения характеристик турбины. Такое изменение формы кромок рабочего колеса называют „подрезкой“.

Дальнейшие работы велись в направлении испытания колеса Ф-123 и Ф-447 с различными подрезками. Были исследованы три варианта колеса Ф-123 и три варианта колеса Ф-447,

которые разнились между собой лишь подрезкой кромок рабочих лопаток. Испытания, производившиеся на энергетическом и кавитационном стендах, показали, что три из исследованных форм рабочих колес (две из серии Ф-123 и одна из серии Ф-447) обладают высокими энергетическими и кавитационными качествами.

Из рассмотрения энергетических и кавитационных характеристик рабочих колес Ф-123 с подрезкой О-40 и подрезкой О-48,5 и колеса Ф-447 с подрезкой О-40 следовало:

1. Колесо Ф-123 с подрезкой О-40 характеризуется достаточно высокими энергетическими и кавитационными качествами и может обеспечить надежную работу турбин Днепрогэс при ее заданных параметрах.

2. Другое колесо Ф-123, имеющее подрезку О-48,5, хотя и дает увеличение мощности на 2—3% в сравнении с подрезкой О-40 при сохранении тех же значений к. п. д., однако оно, ввиду жестких кавитационных условий на Днепровской ГЭС, не обеспечивает достаточно надежной работы турбин в кавитационном отношении.

3. Колесо типа Ф-447, хотя по своим качествам не уступает колесу Ф-123 с подрезкой О-40, однако к моменту запуска турбин в производство оно значительно в меньшей степени было исследовано, чем колесо типа Ф-123. Поэтому то небольшое преимущество, которым обладало колесо Ф-447, по данным испытаний модели, не являлось достаточным основанием для применения его на турбинах Днепровской ГЭС, так как это преимущество было в пределах точности испытаний.

Исходя из этих соображений, для новых турбин Днепровской ГЭС окончательно было принято рабочее колесо типа Ф-123 с подрезкой О-40.

То обстоятельство, что аналогичные колеса типа Ф-123, помимо хороших результатов лабораторных испытаний, зарекомендовали себя и на действующих турбинах, подтверждало полную обоснованность тех высоких гарантий, которые завод выдал строительству Днепрогэс.

7. Разработка всасывающей трубы

Несовершенство сохранившихся на Днепровской ГЭС американских всасывающих труб турбин было очевидным. Однако изменение их формы было бы связано с большими строительными работами, необходимостью взрывных работ в скальном основании ГЭС и т. п.

Поэтому восстановителями гидростанции были поставлены перед заводом следующие требования, ограничившие возможность реконструкции всасывающих труб:

- 1) сохранение отметки подошвы старых труб;
- 2) сохранение неизменным промежуточного опорного бычка во всасывающей трубе;

3) сохранение верхнего перекрытия трубы от конца колена до выходного сечения;

4) габариты новых всасывающих труб в плане не должны превосходить габаритов старых труб.

Работа над всасывающими трубами велась в двух направлениях:

1) улучшения трубы № 2 (старой) путем некоторых изменений ее формы без необходимости коренной переделки;

2) создания в старых габаритах новой всасывающей трубы, обладающей высокими энергетическими и эксплуатационными данными.

Во всасывающей трубе № 2 (старой) увеличение площадей поперечных сечений верхней (вертикальной) части трубы происходит за счет резкого увеличения ее ширины при сжатии ее в другом направлении, вследствие чего углы, под которыми расходятся стенки трубы в поперечном направлении, достигают величины 45°. Этим всасывающая труба № 2 коренным образом отличается от обычно применяемых в практике гидротурбостроения всасываемых труб, имеющих в верхней части конический насадок с углом конусности, равным 8—9°.

Ряд исследований показал, что значительное увеличение угла конусности насадка приводит к большой потере энергии в нем, главным образом, из-за отрыва потока от стенок насадка и возникновения застойных зон. Эти потери приобретают существенное значение уже при углах конусности, больших 10—11°. Поэтому было решено несколько уменьшить конусность начального участка трубы за счет небольшого увеличения конусности на последующих участках, где из-за более низких скоростей потока потери окажутся меньше.

Из этих соображений была спроектирована труба № 2а, которая получалась из трубы № 2 путем ее переделок, требовавших незначительного объема строительных работ.

На основании результатов исследования трубы № 2 на аэростенде ЛПИ имени М. И. Калинина была спроектирована труба № 2б с изменениями в горизонтальной части колена трубы. Кроме того, на базе применявшихся заводом труб были спроектированы трубы № 10а и № 15. Результаты испытаний трубы № 2б практически совпали с результатами испытаний трубы № 2а.

Сравнительные габариты всасывающих труб № 2а, № 10а и № 15 представлены на фиг. 5.

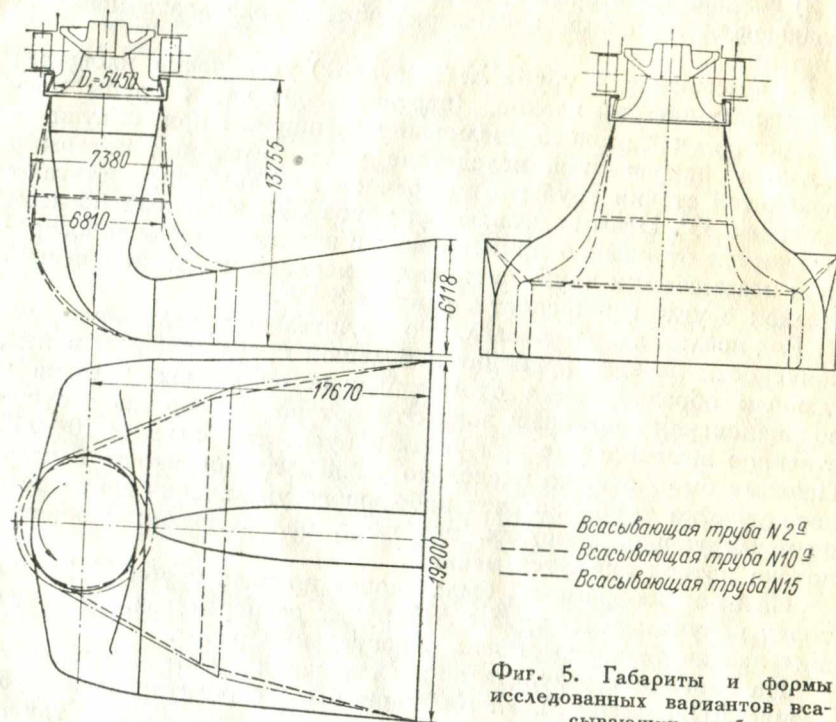
Все указанные трубы снабжены одним и тем же промежуточным бычком, представляющим точную модель сохранившегося на Днепрогэс опорного бычка старой всасывающей трубы.

Кроме того, спроектированные всасывающие трубы были подвергнуты ряду модификаций с целью, главным образом, определения оптимального угла расширения выходного насадка в плане, так как неоднократные испытания всасывающих труб

показали, что чрезмерное увеличение этого угла вызывает отрыв потока и, следовательно, падение к. п. д. турбины.

Все варианты экспериментальных всасывающих труб были подвергнуты тщательным исследованиям, которые в основном заключались в следующем:

1. Сравнительные испытания различных всасывающих труб с колесом Ф-123 в модельной установке Днепровской ГЭС на энергетическом стенде с целью выяснения влияния всасывающей трубы на к. п. д. турбины.



Фиг. 5. Габариты и формы исследованных вариантов всасывающих труб.

2. Испытания на кавитационном стенде для выяснения влияния формы всасывающей трубы на кавитационные свойства турбины.

3. Визуальные наблюдения и фотографирование потоков во всасывающей трубе с целью выяснения влияния формы трубы и высоты всасывания на явление вихреобразования.

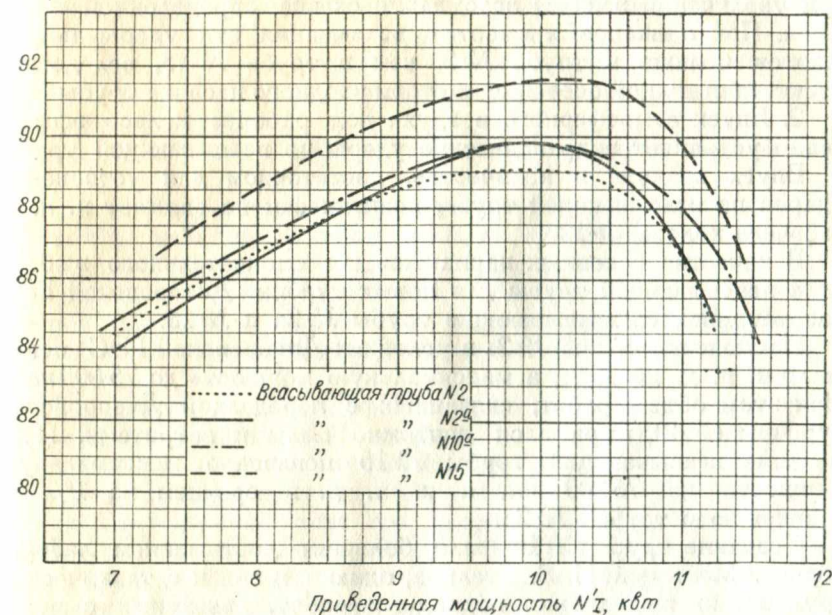
4. Исследования влияния впуска атмосферного воздуха под рабочее колесо на поток во всасывающей трубе.

По заданию завода, на аэродинамическом стенде ЛПИ имени М. И. Калинина были проведены испытания модели турбины Днепровской ГЭС с замером распределения скоростей и давлений на различных участках всасывающей трубы, с целью коли-

чественного определения происходящего во всасывающей трубе процесса преобразования скоростной энергии в энергию давления и оценки роли отдельных участков всасывающей трубы в этом процессе с выявлением величины потерь энергии на этих участках.

Результаты энергетических испытаний модели турбины с всасывающими трубами № 2, № 2а, № 10а и № 15 представлены на фиг. 6.

к. п. д., %



Фиг. 6. Кривые к. п. д. модели при различных формах всасывающей трубы.

Из представленных на фиг. 6 энергетических характеристик можно сделать следующие выводы:

1. Всасывающая труба № 2а дает по сравнению со старой трубой № 2 в оптимальной зоне работы турбины выигрыш к. п. д. 0,8%, не уступая ей по к. п. д. на всех остальных режимах.

2. Вновь созданная всасывающая труба № 15 обладает весьма высокими энергетическими качествами, значительно превышающими качество всех существующих до сего времени всасывающих труб.

Труба № 15 по сравнению с трубой № 2 повышает к. п. д. модельной турбины на 2% почти на всех режимах. При этом, как показали сравнительные испытания модели турбины на кавитацию с трубой № 2 и трубой № 15, труба № 15 на

одинаковой мощности практически не ухудшает кавитационной характеристики турбины.

Визуальные наблюдения потока в начальном, вертикальном участке всасывающей трубы № 2 и № 15, а также испытания с впуском воздуха под рабочее колесо, проведенные на кавитационном стенде с рабочим колесом Ф-123, показали:

1. Картина вихреобразования за рабочим колесом почти не зависит от формы всасывающей трубы. Появление ударов в трубе при работе турбины на частичных нагрузках наступает при увеличении высоты всасывания свыше определенной величины. При одинаковых высотах всасывания эти удары проявляются больше в трубе № 2, чем в трубе № 15, вследствие отсутствия полной осевой симметрии входного насадка трубы № 2.

2. Впуск атмосферного воздуха под рабочее колесо эффективно устраняет гидравлические удары во всасывающей трубе.

Впуск воздуха в количестве, достаточном для устранения ударов во всасывающей трубе, практически не снижает к. п. д. рабочего колеса Ф-123.

В качестве основных вариантов для окончательного выбора типа всасывающей трубы для новых турбин Днепровской ГЭС рассматривались всасывающие трубы № 2а и № 15.

Применение трубы № 2а в условиях Днепровской ГЭС повышало к. п. д. до 93%, а максимальную мощность до 75 000 квт. При этом объем работ, связанных с переделкой Днепровской турбины (№ 2), выражался ничтожно малыми затратами. Применение всасывающей трубы № 15 повышало максимальную мощность до 76 200 квт, а к. п. д. в среднем на 1% по сравнению с трубой № 2а.

Создание трубы № 15 было большим достижением лаборатории ЛМЗ имени И. В. Сталина, однако в связи с технической трудностью выполнения подводных работ, связанных с переделкой старых труб на новые по варианту трубы № 15, от ее применения пришлось отказаться.

Для новых турбин Днепровской ГЭС окончательно была принята всасывающая труба № 2а.

3. Разработка формы лопаток направляющего аппарата

Была поставлена задача повысить к. п. д. турбины за счет уменьшения потерь в направляющем аппарате. Это предполагалось достигнуть путем создания таких форм профилей лопаток, которые наилучшим образом согласовывались бы с заданной формой спиральной камеры.

Для турбин рассматриваемой быстроходности обычно применяют направляющие лопатки стандартного профиля, почти не согласовывая его с формой спиральной камеры и, как правило, недостаточно увязывая с быстроходностью турбины. Ла-

бораторные исследования последних лет показали, что такая несогласованность приводила к снижению к. п. д. турбины. Исходя из этого, необходимо было разработать новый профиль лопаток направляющего аппарата для турбин Днепрогэс, соответствующий существующей форме спиральной камеры.

В основу проектирования оптимального профиля лопаток направляющего аппарата был положен теоретический анализ потока в спиральной камере, в полости статора, в полости направляющего аппарата и перед рабочим колесом, в результате которого были спроектированы и подвергнуты экспериментальному исследованию три варианта направляющих лопаток.

Первый и третий варианты представляли несимметричные изогнутые профили с различным направлением кривизны относительно оси турбины.

Второй вариант — обычно применяемый симметричный профиль.

Сравнительные испытания модели турбины Днепровской ГЭС с тремя вариантами профилей лопаток направляющего аппарата, проведенные на энергетическом стенде, показали, что оптимальным вариантом в энергетическом отношении является асимметричный профиль с вогнутостью к оси турбины. Применение этого профиля на турбинах Днепровской ГЭС повысило к. п. д. турбины на 0,3 — 0,4%.

Для проектирования направляющего аппарата действительной турбины Днепровской ГЭС необходимо было знать силы, действующие на лопатку направляющего аппарата в результате обтекания ее потоком воды. Отсутствие надежного расчетного способа определения этих сил потребовало проведения специальных экспериментальных работ, которые заключались в измерении давлений по поверхности обтекаемого профиля лопатки направляющего аппарата при различных режимах работы турбины.

Для этой цели на поверхности профиля одной из лопаток направляющего аппарата модельной турбины были сделаны отверстия, которые были соединены с манометрами. Всего таких измерений было сделано в пятидесяти пяти точках. Кроме того, для контроля полученных результатов с помощью пружинного динамометра проводились непосредственные измерения гидравлического момента, действующего на направляющую лопатку.

Замер распределения давления на обтекаемом профиле направляющей лопатки позволил определить величину и направление равнодействующей сил давления воды на лопатку, а также координату точки приложения этой равнодействующей силы при различных режимах работы турбины.

Наилучший в энергетическом отношении вариант направляющего аппарата потребовал большей величины усилия для поворота лопаток. Этот вариант профиля был модифицирован,

что привело к существенному снижению необходимых для поворота усилий без снижения при этом энергетических качеств направляющего аппарата.

Таким образом, в итоге проведения экспериментально-исследовательских работ был получен оптимальный профиль лопатки направляющего аппарата, применение которого на турбинах Днепрогэс повысило к. п. д. турбины на 0,3—0,4% и обеспечило достаточно экономичный выбор параметров системы регулирования турбины.

9. Определение осевого усилия

Для расчета на прочность конструктивных элементов гидроагрегата (вала турбины, пяты генератора и др.) необходимо знать величину силы, действующей вдоль оси вала агрегата. Это усилие складывается из веса вращающихся частей турбины и генератора и из давления воды на рабочее колесо.

Вес вращающихся частей турбины и генератора может быть подсчитан достаточно точно. Определение же величины усилий от давления воды на рабочее колесо гидротурбин радиально-осевого типа представляло большие трудности.

Величина этих усилий определялась обычно по эмпирической формуле, в которой не учитывались конструктивные особенности выполнения турбины. В действительности величина этого усилия в значительной степени зависит от конструкции рабочего колеса и сопрягаемых с ним деталей. Так, например, наличие разгрузочных отверстий в рабочем колесе, применение различных уплотняющих устройств в верхнем и нижнем ободах в значительной степени перераспределяют давление воды на ступицу рабочего колеса и нижний его обод, изменяя тем самым величину полного осевого давления.

Поэтому в связи с проектированием уникальных гидротурбин для Днепрогэс назрела необходимость разработки более надежного способа определения осевых усилий, действующих на рабочее колесо.

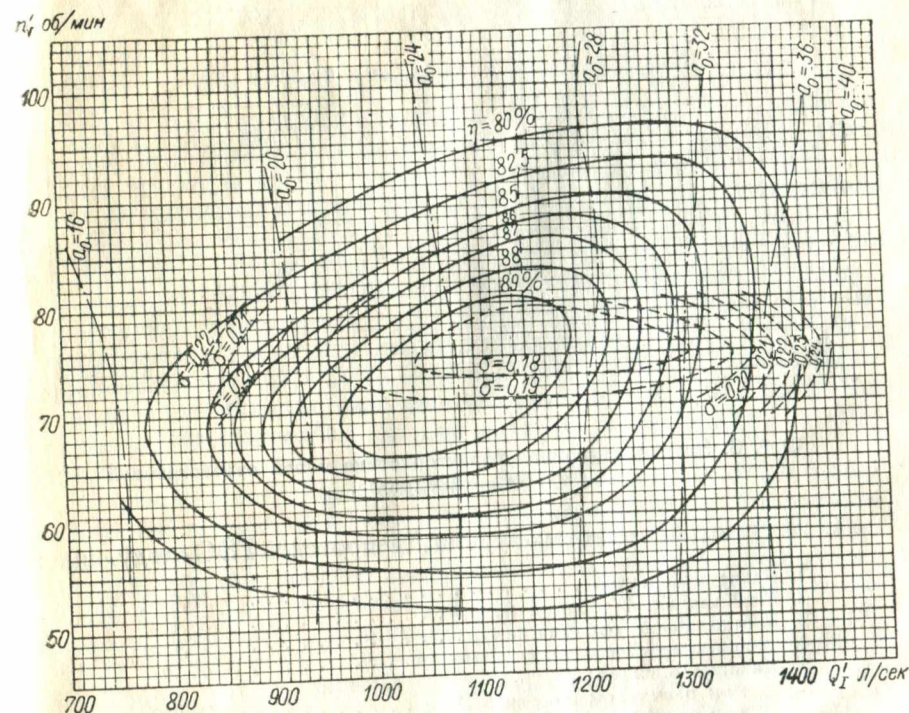
Для решения этой задачи в лаборатории завода была проведена расчетная и экспериментально-исследовательская работа, в результате которой был получен оригинальный метод определения осевых усилий, основанный на сочетании расчетов с экспериментом, позволяющий с достаточной степенью точности определять эти усилия с учетом конструктивных особенностей турбины¹.

¹ Подробно метод определения осевых усилий изложен в статье инж. А. Ю. Колтон, инж. И. Э. Этинберг, Определение осевых усилий, действующих на рабочее колесо радиально-осевых турбин, 1950.

Проведенные по этому методу работы по турбинам Днепровской ГЭС показали возможность задать для расчета пяты агрегата осевое усилие на 25% меньше в сравнении с ранее принимавшимся. Это позволило значительно облегчить конструкцию пяты агрегата.

10. Энергетическая характеристика и основные данные новых турбин Днепровской ГЭС

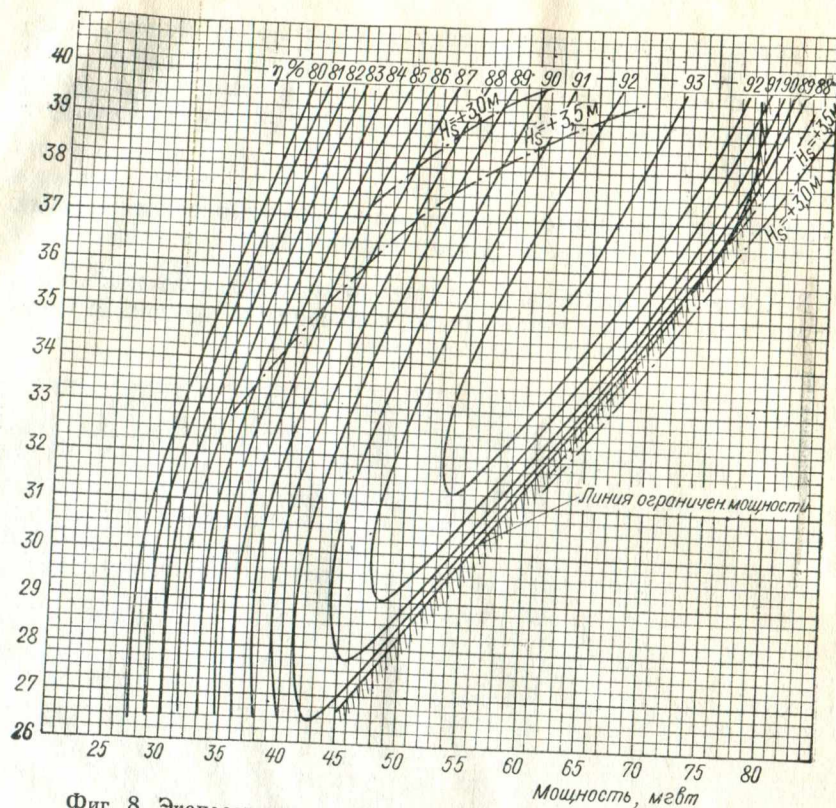
В итоге больших экспериментально-исследовательских работ, кратко освещенных выше, была разработана проточная часть



Фиг. 7. Универсальная характеристика модели турбины.

новых уникальных гидротурбин для Днепровской ГЭС, позволившая выполнить выданные заводом гарантии, превосходившие гарантии американской фирмы „Ньюпорт-Ньюс“. Универсальная характеристика модели окончательно полученного колеса приведена на фиг. 7.

Гарантийная эксплуатационная характеристика (кривые к. п. д. в зависимости от мощности турбины и напора, при котором она работает) представлена на фиг. 8.



Фиг. 8. Эксплуатационная характеристика новой отечественной турбины Днепротурбос.

Основные данные новых турбин Днепровской ГЭС следующие:

1. Расчетный напор	36,3 м
2. Максимальный рабочий напор	39,4 м
3. Минимальный рабочий напор	26,7 м
4. Максимальный статический напор	40 м
5. Максимальная мощность на валу турбины:	
при расчетном напоре 36,3 м	75 000 квт
при напорах от 38 до 39,4 м	78 000 квт
6. Максимальное значение к. п. д.	93%
7. К. п. д. при мощности 73 600 квт	88%
8. Число оборотов	83,25 в мин.
9. Диаметр рабочего колеса (расчетный)	5450 мм
10. Высота всасывания, считая от средней линии направляющего аппарата до уровня нижнего бьефа: нормальная	3,15 м
максимальная (кратковременная)	4,25 м
11. Максимальное разгонное число оборотов	167 в мин.
12. Осевое усилие от давления воды и веса вращающихся частей турбины	450 т.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИНЫ

11. Общие сведения о конструкции

Определение формы элементов проточной части, изготовление моделей и испытания их являются лишь одним из первых важнейших этапов в процессе создания гидротурбины.

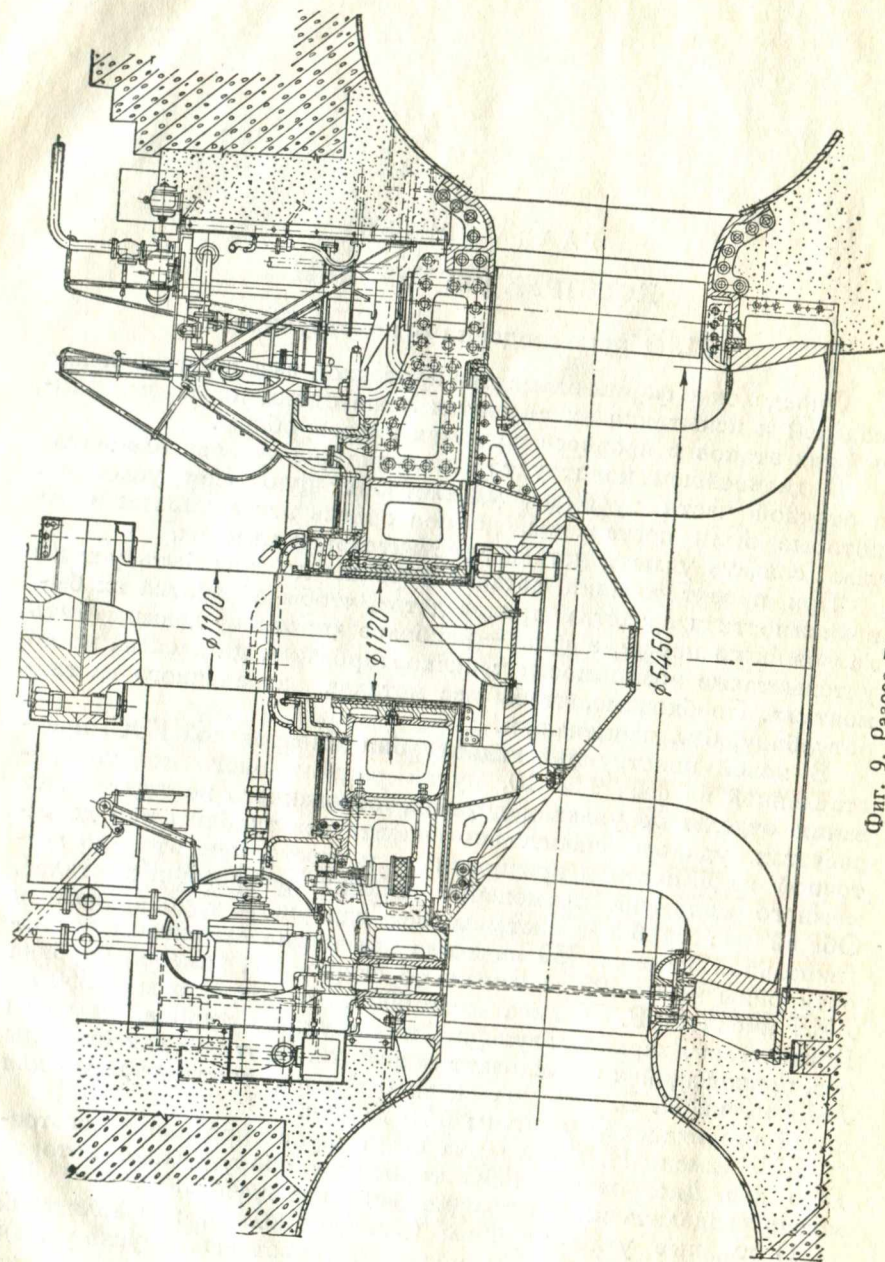
В дальнейшем конструктор, получив форму всех элементов проточной части турбины, удовлетворяющую всем условиям, которые были поставлены, должен облечь эти элементы в металл, создать узлы и детали действительной машины.

При проектировании деталей турбины должны быть учтены возможности и средства производства, чтобы обработка их была возможно проще, а цикл — наиболее коротким; должны быть учтены также возможности транспортирования деталей на место монтажа. Необходимо, чтобы вес металла, затраченного на гидротурбину, был наименьшим.

В новой конструкции гидротурбин Днепровской ГЭС, представленной на фиг. 9 и 10, путем рационального конструирования отдельных узлов и деталей, основанного на тщательных расчетах, удалось значительно снизить вес турбины при достаточной надежности и прочности ее и свести при этом до возможного минимума применение дорогих легированных сталей. Общий вес турбины составил без напорного трубопровода и спиральной камеры 450 т, тогда как новые американские гидротурбины весят 495 т. Вместе со спиральной камерой турбина ЛМЗ имени И. В. Сталина весит 600 т, а американская 650 т. Показателем, характеризующим конструкцию турбин, является вес, приходящийся на киловатт мощности. Этот вес для турбины ЛМЗ имени И. В. Сталина равен 6 кг/квт, соответственно для новой американской турбины 6,73 кг/квт.

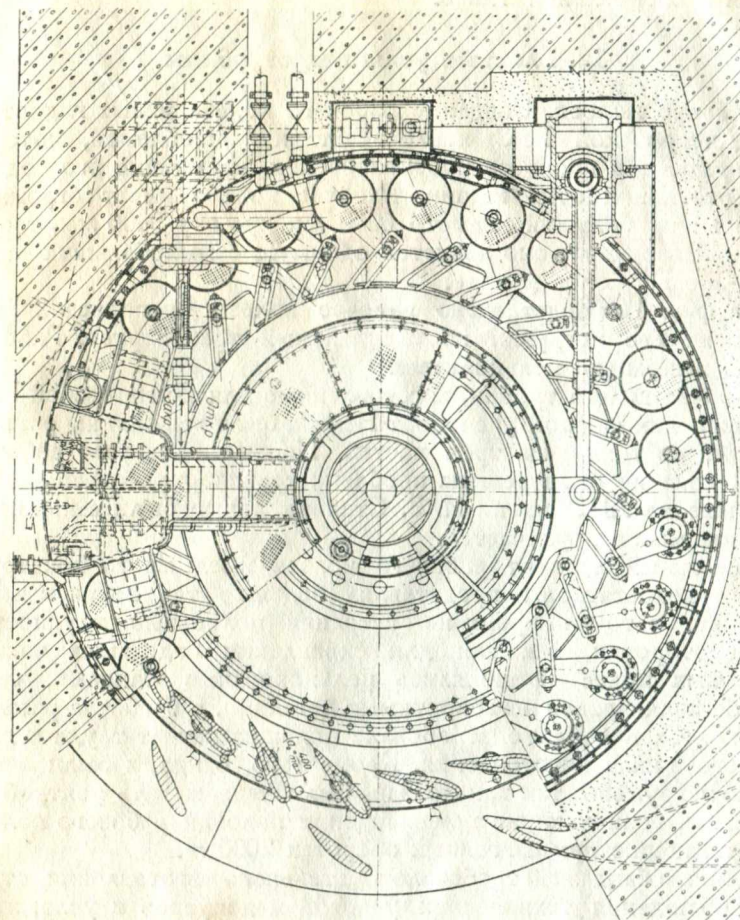
ЛМЗ имени И. В. Сталина было спроектировано и изготовлено для Днепровской ГЭС турбинное оборудование, которое можно разделить на следующие основные группы:

1) главные узлы турбины (рабочее колесо, направляющий аппарат, направляющий подшипник, сервомоторы и другие узлы);



Фиг. 9. Разрез по турбине.

- 2) фундаментные части;
- 3) закладываемые в бетон части (спиральная камера, облицовка всасывающей трубы, разрушенные части напорных трубопроводов с компенсатором, шахта турбины);



Фиг. 10. План турбины.

- 4) вспомогательные механизмы и коммуникации (воздушные и водяные трубопроводы, вспомогательные устройства, механизмы автоматики, масляные трубопроводы, передача к выключателю, воздушные трубопроводы, устройства для работы в режиме синхронного компенсатора, измерительные приборы, электропроводка, перила и лестницы);

- 5) механизмы системы регулирования, входящие в колонку управления автоматического регулятора скорости и в маслonaпорную установку.

Ниже дается описание основных узлов и механизмов, а также тех особенностей конструкций, которые были впервые применены в гидротурбине Днепровской ГЭС.

Описание механизмов системы регулирования и автоматики дается в специальной главе.

12. Главные узлы гидротурбины

Рабочее колесо. Создание рабочего колеса новых гидротурбин Днепровской ГЭС явилось сложной проблемой, которая была решена в процессе проектирования, испытания его модели и изготовления этих машин. Рабочее колесо имеет огромные размеры: наибольший диаметр 6080 мм, высоту 3400 мм, теоретический вес 92 т; оно является одним из самых больших радиально-осевых колес в мире.

На фиг. 11 представлено рабочее колесо Днепровской ГЭС в момент его погрузки на специальный транспортер. Рабочее колесо выполнено цельнолитым.

Рабочие колеса турбин, изготовленные для Днепровской ГЭС американской фирмой „Ньюпорт-Ньюс“, были выполнены разъемными и состояли из трех частей. Первые варианты рабочих колес, пока не была решена проблема транспорта их, запроектированные на ЛМЗ имени И. В. Сталина, также были выполнены разъемными из двух частей.

Разъемный вариант рабочего колеса имел много конструктивных недостатков и представлял большие трудности в изготовлении, в то же время не устраняя полностью трудностей транспортировки, так как для скрепления отдельных частей разъемных колес применялись цельнокованные бандажы, сами по себе являющиеся негабаритными деталями. Обработка разъемного колеса и бандажей требовала больших затрат труда и длительного цикла изготовления. Кроме того, бандажы были очень сильно нагружены, так как должны были выдерживать центробежные силы, возникающие при вращении половин рабочего колеса и достигающие при разгонных оборотах 2000 т.

Наличие бандажей требовало тщательного изготовления, строгого соблюдения технических условий и допусков и усложняло монтаж.

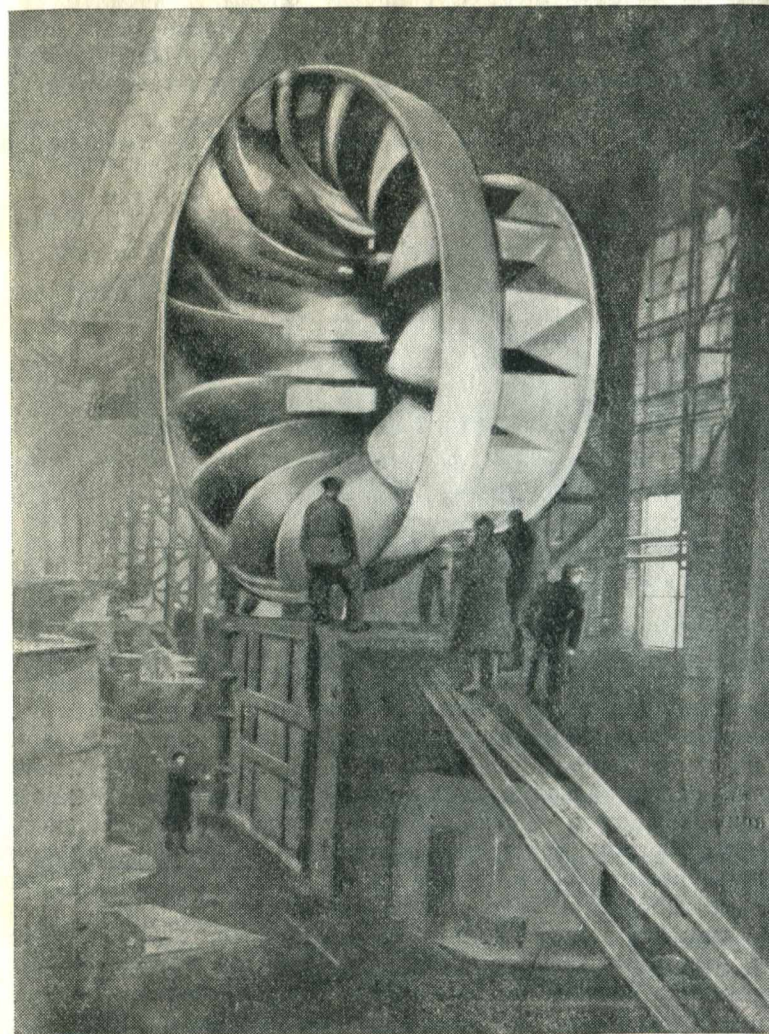
Цельнолитая конструкция рабочего колеса, по сравнению с конструкцией из нескольких частей, имеет значительные преимущества.

Вследствие применения неразъемного рабочего колеса значительно упростилось его изготовление, так как упразднилась сложная обработка стыков и точная обработка ободов рабочего колеса под бандажы, а также очень ответственная операция насадки бандажей на монтаже.

По произведенным расчетам применение неразъемного рабочего колеса позволило сэкономить около двенадцати тонн ме-

талла, значительно сократить трудоемкость и цикл производства рабочего колеса.

Но для того чтобы изготовление цельнолитого рабочего колеса стало возможным, необходимо было решить задачу транс-



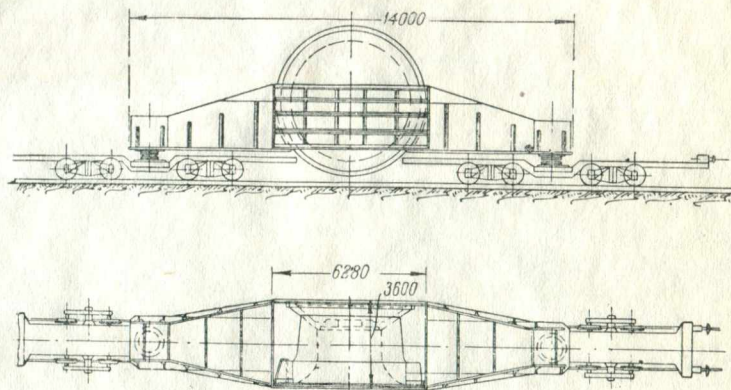
Фиг. 11. Рабочее колесо в момент его погрузки.

портировки его на Днепрогэс по железной дороге, так как других возможностей доставки не было. Транспортировка рабочего колеса, размеры которого выходили за все пределы железнодорожных габаритов, была осуществлена особым способом.

*

Рабочее колесо помещалось в специально спроектированной и изготовленной для него на ЛМЗ имени И. В. Сталина ферме, между двумя транспортерами, таким образом, что от его обода до головки рельса оставалось около 250 мм. Концы фермы опирались на специальные сферические опоры, закрепленные на транспортерах. Только таким образом его можно было по ширине вписать в габарит подвижного состава. На фиг. 12 изображен эскиз рабочего колеса, погруженного на транспортеры вместе с фермой.

Но все же и при такой погрузке рабочее колесо выходило за все пределы верхней негабаритности и доставка его была возможна только на участках, не имеющих верхних строений



Фиг. 12. Эскиз погрузки рабочего колеса.

над железнодорожными путями. Обследование пути Краматорск — Запорожье, по которому следовало рабочее колесо, показало, что на этом перегоне после некоторой реконструкции легких верхних строений над путями такая транспортировка возможна. На фиг. 13 можно видеть рабочее колесо в пути следования.

Таким образом, для применения цельнолитого рабочего колеса пришлось решить ряд вопросов, не относящихся непосредственно к области проектирования и изготовления гидротурбин.

На фиг. 14 представлено рабочее колесо. Рабочее колесо имеет расчетный диаметр 5450 мм. Оно отлито из углеродистой стали и состоит из верхнего и нижнего ободов и четырнадцати лопастей сложной конфигурации, расположенных между ними.

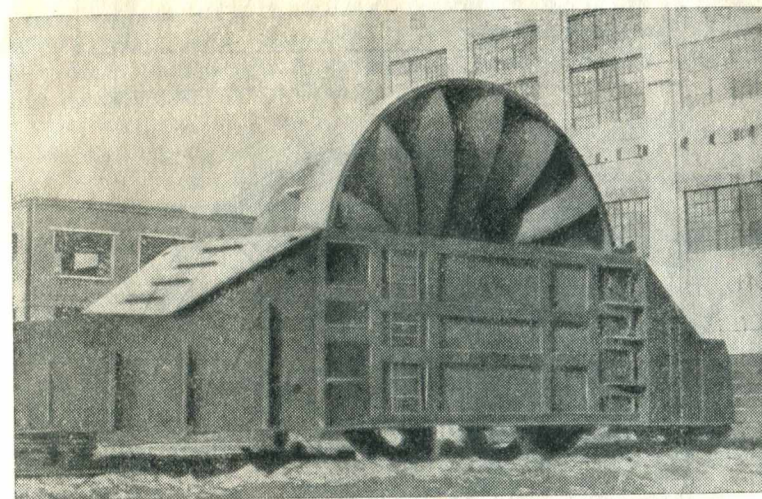
Для получения отливки таких размеров, имеющей чистый вес 92 т, требовалось залить около 150 т металла. Это можно сделать только при наличии мощного оборудования в сталелитейном цехе.

Формовка и отливка рабочего колеса производилась на Ново-Краматорском заводе имени И. В. Сталина, в специальном бе-

тонном кессоне и представляла, вследствие сложной конфигурации лопастей и огромных размеров, большие трудности.

В верхней части рабочего колеса сделана наставка. Применение ее было вызвано условиями обработки на имеющемся оборудовании и позволило несколько снизить вес рабочего колеса, но зато заставило сделать дополнительные крепления и усложнить конструкцию.

Для того чтобы частично разгрузить пяту агрегата, воспринимающую вес всех вращающихся частей турбины и генератора, а также давление воды на рабочее колесо, на его верхнем ободе

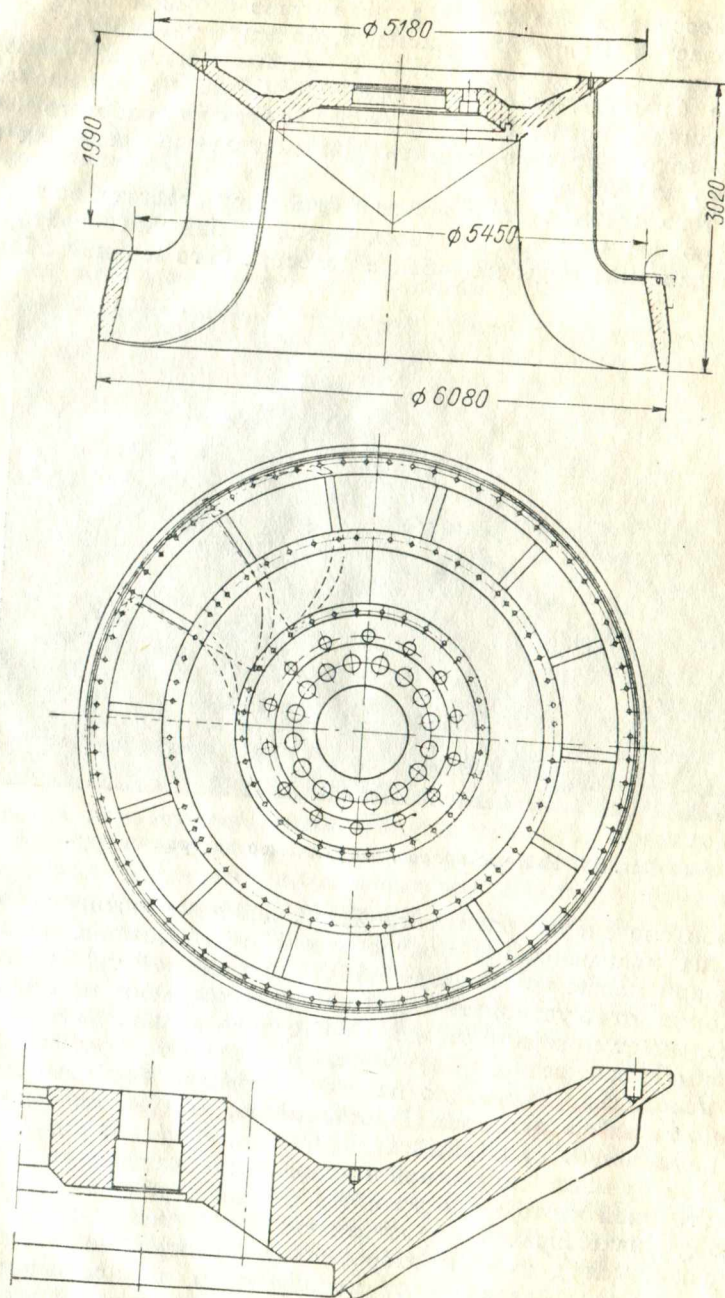


Фиг. 13. Рабочее колесо, погруженное на транспортер.

установлено специальное устройство, действие которого основано на использовании центробежной силы, возникающей при вращении массы воды между ободом и крышкой турбины.

Кожух этого устройства, неподвижно закрепленный на верхнем ободе, имеет поверхность в виде плоского кольца значительной ширины. Над этим кольцом, вращающимся вместе с рабочим колесом, неподвижно укреплено на ребрах крышки турбины плоское кольцо таких же размеров. Пространство, образовавшееся между кольцами, имеет свободный выход на периферии и только через узкий зазор между подвижной и неподвижной частями сообщается с внутренней частью пространства у вала турбины.

Вода, находящаяся в пространстве между дисками, увлекается вращающимся диском и отбрасывается центробежными силами на периферию. Далее между неподвижным диском и крышкой турбины она проходит в центральную часть пространства над рабочим колесом, откуда через разгрузочные отверстия, имею-



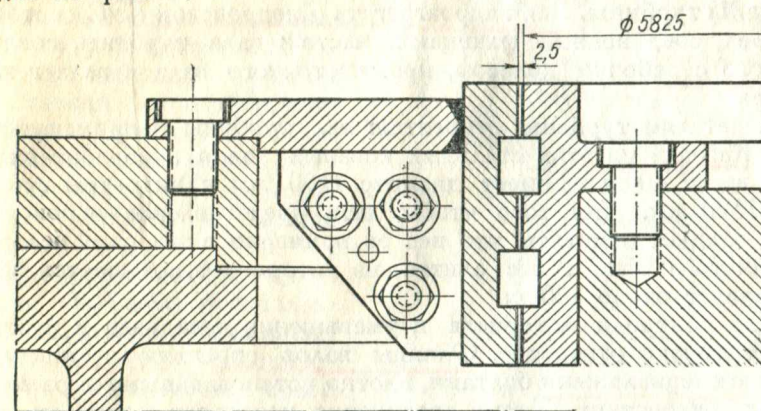
Фиг. 14. Рабочее колесо гидротурбины Днепрогэс.

щиеся в верхнем ободке рабочего колеса, попадает в конус рабочего колеса и затем во всасывающую трубу.

На место выброшенной центробежными силами воды поступает новая через внутренний зазор, однако вследствие того, что зазор мал и поступление воды через него затруднено, давление в пространстве между дисками значительно уменьшается.

Следовательно, общее давление на верхний обод, или, как говорят, осевая сила, действующая на колесо, уменьшается. Величина этого снижения пропорциональна разности удельных давлений и величине площади подвижного кольца разгрузочного устройства.

Чем больше относительная величина площади диска, чем меньше зазор, тем большей, при заданном числе оборотов, может быть разгрузка. Конструкция разгрузочного устройства видна на фиг. 9.



Фиг. 15. Уплотнительные кольца.

✓ Величина разгрузки осевого давления, которую дает это устройство, на рабочем колесе Днепрогэс составляет 60—70 т.

Для того чтобы колесо свободно вращалось, между ним и неподвижными деталями турбины предусматриваются зазоры. Вода, протекающая через эти зазоры, не попадает на лопасти рабочего колеса, при этом теряется заключенная в ней энергия, которая могла бы быть использована в гидротурбине.

В современных гидротурбинах принимаются все меры к тому, чтобы протечки через зазоры были наименьшими. При длительной работе турбины поверхности деталей, образующие щели между вращающимися и неподвижными частями, постепенно разрушаются и протечки значительно увеличиваются. Для того чтобы иметь возможность в процессе работы ликвидировать износ и снизить протечки, на рабочем колесе и на неподвижных деталях устанавливаются сменные уплотнительные кольца, конструкция которых представлена на фиг. 15.

Эти кольца откованы из стали и выполнены по условиям транспортировки из четырех частей. Отдельные части их на монтаже стягиваются на рабочем колесе специальными приспособлениями и свариваются по стыкам, после чего крепятся к нему через фланцы гужонами. На цилиндрических поверхностях колец, между которыми образуются зазоры, выточены канавки. Эти канавки, расположенные одна против другой, создают внутри щели внезапные расширения.

Протекающая через щель вода, попадая в расширенное пространство, теряет значительную часть своей скорости, в результате чего протечки через щель, а следовательно, и потери энергии снижаются (как показывает расчет, примерно в два раза).

Подобная конструкция лабиринтных уплотнений на Днепрогэс была применена впервые и хорошо себя оправдала.

Валы турбины. Вал гидроагрегата Днепровской ГЭС состоит из трех, соединенных фланцами, частей: вала турбины, соединенного с рабочим колесом, промежуточного вала и вала генератора.

К деталям турбины относятся: вал турбины и промежуточный. Каждый из этих стальных кованных валов в обработанном виде весит 40 т и имеет диаметр 1100 мм и диаметры фланцев 1520 мм. Для того чтобы дать представление о поковке вала, следует отметить, что вес ее примерно в два раза больше его чистого веса, а вес слитка, из которого отковывается вал, составляет около 140 т.

Для контроля материала и уменьшения веса вала в центре его расточено отверстие. Фланцы валов скрепляются шестнадцатью специальными болтами, плотно установленными в развернутых отверстиях. Такое соединение позволяет одновременно передавать от одного вала к другому крутящий момент и осевое давление. Головки болтов и гайки вала закрыты кожухами. Часть вала турбины, находящаяся в направляющем подшипнике, облицована листовой нержавеющей сталью толщиной 7,5 мм.

Листы облицовки наложены на вал, а затем посредством электросварки приварены к нему по краям и через специально просверленные отверстия, образующие так называемые электрозащелки. Облицовка предохраняет вал от ржавления и сохраняет скользящую во вкладыше поверхность чистой и гладкой, обеспечивая тем самым возможность надежной работы на водяной смазке.

На фиг. 16 представлены вал турбины и промежуточный вал.

Направляющий подшипник. В практике гидротурбостроения для вертикальных гидротурбин применяются направляющие подшипники двух типов: имеющие масляную смазку и баббитовые вкладыши и имеющие водяную смазку и вкладыши из резины или древесных пластиков.

Подшипники с водяной смазкой отличаются от подшипников с масляной смазкой своей простотой, надежностью и удобством обслуживания. Масляный подшипник состоит из большего числа деталей, имеет больший общий вес, требует значительного расхода дефицитного баббита и наличия специального масляного хозяйства.

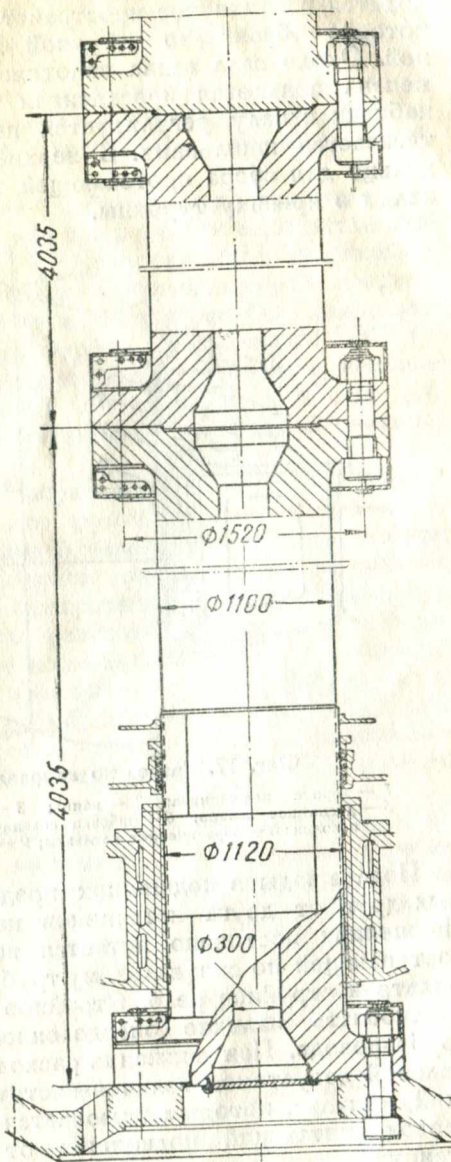
Направляющий подшипник в гидротурбинах Днепровской ГЭС применен с резиновым вкладышем и водяной смазкой. Применение водяной смазки позволило значительно упростить конструкцию и избежать сложных уплотнений. Кроме того, применение резинового вкладыша дало возможность сэкономить около 800 кг дефицитного баббита на каждой турбине.

Следует отметить, что в новых турбинах, поставленных на Днепрогэс американской фирмой «Ньюпорт-Ньюс», применена более сложная конструкция подшипника с масляной смазкой и сальниковым уплотнением под ним.

Конструкция подшипника гидротурбин Днепрогэс представлена на фиг. 17.

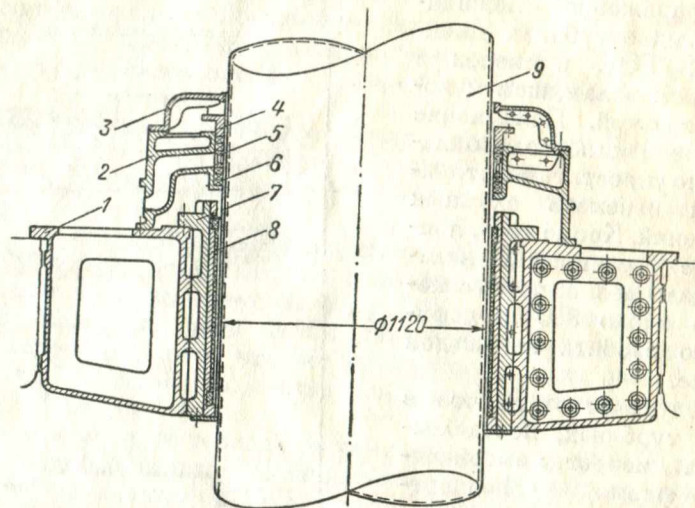
Направляющий подшипник состоит из литого чугунного корпуса, неподвижно закрепленного на крышке турбины, и литого чугунного вкладыша, внутри которого укреплены обрезиненные сегменты.

Сегменты вкладыша представляют части стального цилиндра, к внутренней поверхности которых привулканизирован слой резины. Обрезиненная поверхность вкладыша снабжена про-



Фиг. 16. Валы турбины.

дольными канавками, по которым во время работы турбины протекает вода, охлаждающая и смазывающая подшипник. Вода подводится в замкнутое пространство над вкладышами подшипника, которое образовано чугунной литой деталью, называемой ванной. Около вала ванна уплотняется сальником. В сальнике применена пенковая просаленная набивка. Плотность прилегания набивки к валу регулируется нажимной втулкой, которая подтягивается шпильками. В верхней части сальника установлено кольцо для сбора протекающей воды, которая отводится по каналам в крышку турбины.



Фиг. 17. Разрез по направляющему подшипнику

1 — корпус подшипника; 2 — ванна; 3 — крышка; 4 — нажимная втулка; 5 — дренажное кольцо; 6 — набивка сальника; 7 — корпус вкладыша из двух половин; 8 — обрезиненные сегменты; 9 — облицованная поверхность вала.

Подача воды в подшипник предусмотрена от двух независимых друг от друга источников по отдельным трубопроводам. Подшипник постоянно питается водой из спиральной камеры, поступающей по специальному трубопроводу, на котором имеется фильтр и струйное реле. Струйное реле дает возможность контролировать наличие определенного расхода в действующем трубопроводе. При снижении расхода в трубопроводе ниже минимальной допустимой величины струйное реле дает электрический импульс, которым включается в работу резервный трубопровод, питающий подшипник от технического водопровода станции.

Для автоматического включения этого резервного трубопровода на нем установлен клапан с масляным приводом, который управляется электромагнитом с защелкой, переставляющим специальный золотник.

Для контроля действия резервного трубопровода на нем также предусмотрено струйное реле. В случае, если почему-либо по резервному трубопроводу вода не течет, или протекает в недостаточном количестве, это реле дает импульс на остановку гидротурбины.

Описанная выше система резервирования гарантирует надежную работу подшипника и позволяет освободиться от постоянного наблюдения за работающей гидротурбиной, что очень важно для автоматизации ГЭС.

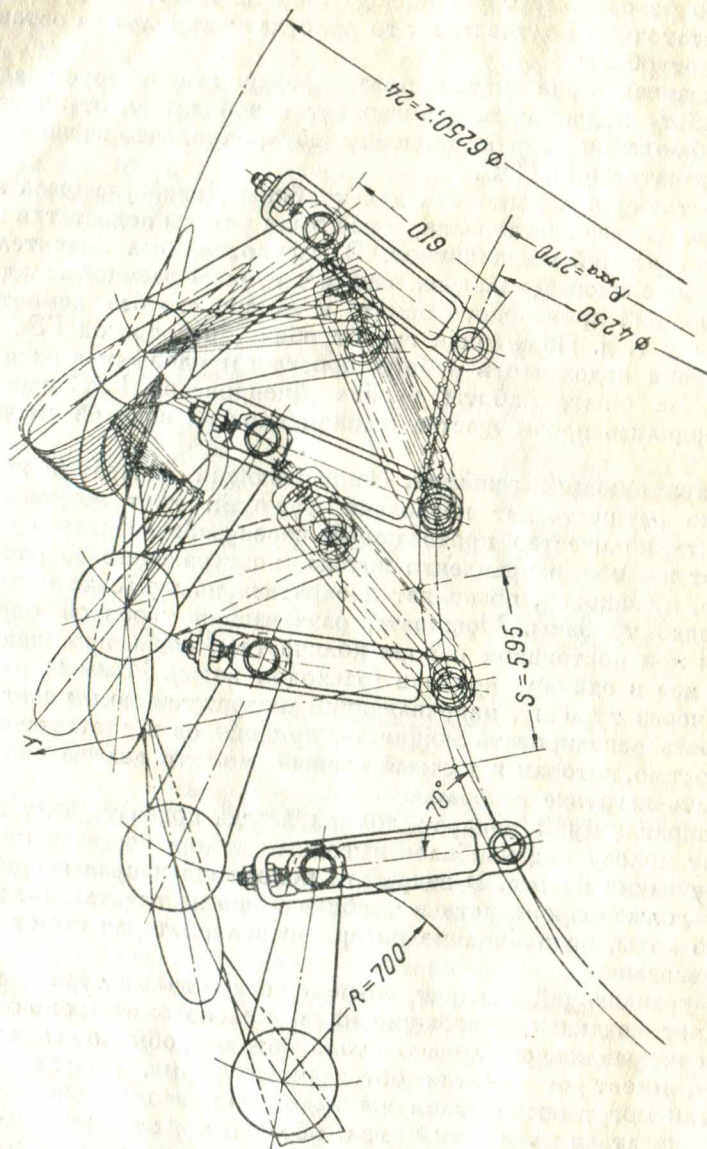
Конструкция подшипника для турбины Днепрогэс была значительно усовершенствована, в ней были учтены недостатки первых конструкций подшипников. В частности, был значительно укорочен резиновый вкладыш, введен чугунный выемной вкладыш, позволяющий производить осмотр и замену его без демонтажа корпуса и т. д. Подшипник гидротурбин Днепровской ГЭС показал себя надежным в работе, простым и удобным в эксплуатации. На опыте работы турбин Днепровской ГЭС еще раз подтвердились преимущества подшипников на водяной смазке.

Направляющий аппарат. Направляющий аппарат в гидротурбине осуществляет несколько функций: дает возможность изменять количество протекающей через рабочее колесо воды, создает нужное направление потока, поступающего на рабочее колесо, и, наконец, позволяет прекратить поступление воды при остановке турбины. Мощность, развиваемая турбиной, определяется при постоянном напоре количеством воды, протекающей через нее в единицу времени (расходом воды). Изменяя расход воды через турбину, направляющий аппарат тем самым дает возможность регулировать мощность, приводя ее в соответствие с мощностью, которая в каждый данный момент должна соответствовать нагрузке генератора.

Направляющий аппарат должен всегда подавать воду к рабочему колесу под наиболее выгодным углом, создавая нужное закручивание потока. В закрытом положении направляющий аппарат должен пропускать в турбину лишь незначительное количество воды, во избежание потери энергии, которая может быть использована.

Направляющий аппарат современных мощных турбин представляет механизм, состоящий из ряда расположенных по окружности направляющих лопаток, тело которых, обычно называемое пером, имеет в сечении обтекаемую форму. Направляющие лопатки могут посредством специального привода одновременно поворачиваться на нужный угол, образуя при этом между собой каналы для прохода воды, ширина которых изменяется в зависимости от угла поворота направляющих лопаток (фиг. 18). В закрытом положении направляющего аппарата лопатки соприкасаются, и расход воды через турбину прекращается. Величина расхода воды через направляющий аппарат пропорциональна

ширине каналов в наиболее узком месте, или, как принято говорить, величине открытия направляющего аппарата. При такой

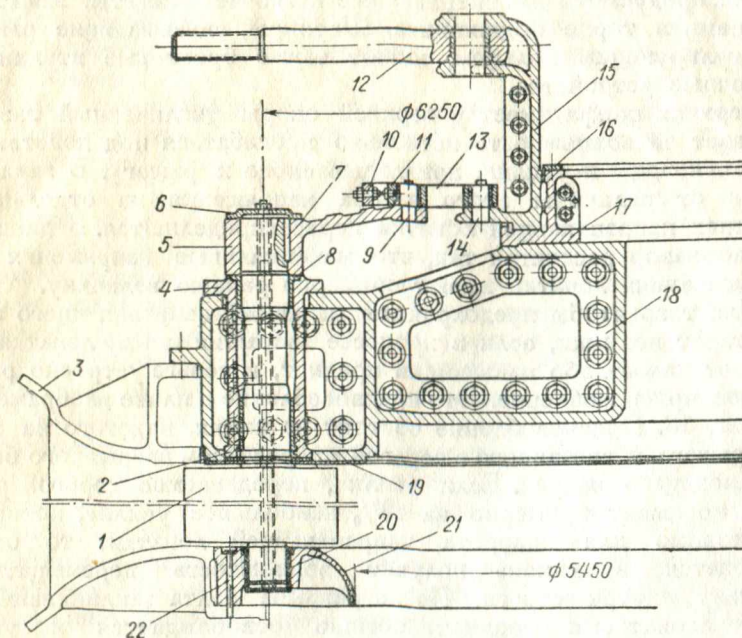


Фиг. 18. План построения направляющего аппарата.

Рабочее колесо рассчитывается на подвод воды к нему под этими углами и поэтому работает в наилучших условиях.

В собранном виде направляющий аппарат показан на фиг. 19. Направляющий аппарат является самым крупным узлом гидротурбины. Он весит 150 т, что составляет около 25% от веса всей турбины.

На фиг. 19 видны основные детали направляющего аппарата турбины Днепротэс. Он состоит из двадцати четырех литых



Фиг. 19. Разрез по направляющему аппарату

1 — направляющая лопатка; 2 — втулка бронзовая; 3 — статор; 4 — подшипник направляющей лопатки; 5 — рычаг; 6 — крышка рычага; 7 — шпонка; 8 — втулка бронзовая; 9 — палец рычага; 10 — разрывной болт; 11 — камень серьги; 12 — тяга сервомотора; 13 — серьга; 14 — палец регулирующего кольца; 15 — регулирующее кольцо; 16 — накладка; 17 — опора регулирующего кольца; 18 — крышка турбины; 19 — облицовка крышки турбины; 20 — втулка бронзовая нижняя; 21 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 22 — болт нижнего кольца.

стальных направляющих лопаток, расположенных между чугунной литой крышкой турбины и стальным литым нижним кольцом направляющего аппарата. Направляющие лопатки имеют по две выступающие на торцах цапфы, на которых они могут поворачиваться на нужный угол в бронзовых втулках. Верхняя цапфа имеет две опоры, а нижняя одну. Втулки верхней цапфы запрессованы в подшипники, которые выполнены в виде стаканов и укреплены в крышке турбины. Нижние бронзовые втулки запрессованы непосредственно в нижнем кольце направляющего аппарата. Поворот лопаток производится посредством надетых

конструкции направляющего аппарата вода подводится к рабочему колесу равномерно под определенными, одинаковыми по всей окружности углами, которые изменяются в небольших пределах.

и закрепленных шпонками на конце верхней цапфы литых стальных рычагов, шарнирно связанных через литые стальные серьги с регулирующим кольцом. Поворотом регулирующего кольца на некоторый угол достигается одновременный поворот всех лопаток. Бронзовые втулки применены в целях улучшения условий трения. Для смазки их в корпусах подшипников и внутри направляющих лопаток проложены трубки и просверлены отверстия, через которые подается густая смазка. Для уплотнения верхней цапфы предусмотрены специальные кожаные манжеты, зажатые кольцами в торце подшипника. Шарниры, связывающие рычаг с регулирующим кольцом, имеют также бронзовые втулки и смазочные устройства.

Верхняя цапфа имеет у верхней опоры увеличенный зазор, что дает ей возможность несколько прогибаться под действием давления воды и усилия, прикладываемого к рычагу. В зависимости от величины этого зазора напряжения на отдельных участках направляющей лопатки перераспределяются. В данном случае зазор рассчитан так, что максимальные напряжения во всех сечениях лопатки имеют примерно равную величину.

Для того чтобы предохранить механизм направляющего аппарата от поломки, если в процессе закрытия между лопатками попадет какой-либо плавающий предмет, в серьге устроено разрывное приспособление. Это приспособление в плане изображено на фиг. 18. Приспособление состоит из камня, надетого на палец рычага и связанного с серьгой посредством разрывного болта, имеющего надрез. Если усилие, передаваемое серьгой рычагу, превысит примерно на 40% наибольшее усилие, которое необходимо для поворота направляющей лопатки, то болт разорвется и камень получит возможность перемещаться по пазу внутри серьги. После разрыва болта заклинившийся между лопатками предмет обычно освобождается и уносится потоком, после чего можно установить новый разрывной болт. Такая замена может производиться на работающей турбине. Конструкция регулирующего кольца показана на фиг. 19.

Стальное регулирующее кольцо отличается от применявшихся ранее пониженной высотой и меньшим весом. Регулирующее кольцо поворачивается на специальной чугунной опоре, имеющей дорожку, находящуюся всегда под уровнем налитого в ней масла. От боковых смещений кольцо предохраняется цилиндрическими поясками опоры.

Регулирующее кольцо связано с сервомоторами посредством двух стальных кованых тяг, имеющих для регулирования их длины специальные гайки-стяжки, которые фиксируются контргайками. Тяги соединены с регулирующим кольцом шарнирами, размещенными в так называемых ушах регулирующего кольца, имеющих стальные пальцы и бронзовые втулки, снабженные устройством для смазки.

Сервомоторы приводятся в действие маслом под давлением 20 кг/см^2 и, действуя одновременно, поворачивают регулирующее кольцо и тем самым открывают или закрывают через серьги и рычаги направляющий аппарат на нужную величину.

Усилие, которое необходимо создать в сервомоторах для поворота направляющего аппарата, очень велико. В турбинах Днепровской ГЭС оно достигает 110 т. Величина этого усилия определяет при проектировании размеры всех деталей механизма поворота направляющего аппарата. Поэтому исключительную важность приобретает применение такой конструкции направляющего аппарата, которая обеспечила бы наименьшие значения этого усилия.

Выбор элементов конструкции направляющего аппарата должен производиться в определенной закономерности. Прежде всего должна быть выбрана форма профиля направляющей лопатки.

Поток воды, обтекающий направляющую лопатку, стремится повернуть ее — создает гидравлический момент. Этот момент не остается постоянным и в зависимости от величины открытия меняет величину и направление. Кроме того, вода, прижимая направляющую лопатку к ее опорам, создает в них силы трения, которые препятствуют повороту лопатки. Величина этих сил, таким образом, зависит от давления воды на лопатку и меняется при различных ее положениях. При повороте направляющей лопатки необходимо преодолеть гидравлический момент, моменты от сил трения в опорах и, наконец, моменты от сил трения в шарнирах всего поворотного механизма. Значение последних моментов относительно мало.

Величина гидравлических моментов и давлений на лопасть определена, как это известно из главы II, опытным путем при испытании моделей и задается конструктору в виде кривой, представляющей графически зависимость этих величин от угла поворота направляющей лопатки.

Принятая окончательно форма профиля направляющей лопатки имела хорошие гидравлические свойства и сравнительно малые значения гидравлического момента. Поскольку величина гидравлического момента и его направление зависят не только от формы профиля и силы гидравлического давления на лопатку, но также и от положения оси вращения ее относительно профиля, последнее выбрано таким, чтобы гидравлический момент в процессе открытия менял бы знак, т. е. вначале стремился бы открыть, а затем закрыть лопатку. Такое распределение гидравлического момента облегчает работу сервомоторов направляющего аппарата, так как им приходится преодолевать только какую-то часть общей его величины.

Усилие, которое необходимо приложить к рычагу для того, чтобы его повернуть, определяется суммой гидравлического момента и моментов от сил трения. С другой стороны, усилие,

которое действует на рычаг, определяется кинематикой механизма поворота направляющего аппарата.

В процессе открытия направляющего аппарата усилие, действующее на рычаг, все время меняется, причем оно от какого-то максимума при полном закрытии постепенно уменьшается и достигает наименьшей величины в конце хода.

На фиг. 18 показана в плане схема построения направляющего аппарата, из которой можно заключить, что, изменяя ее отдельные элементы (угол между рычагом и серьгой, длину рычага, угол между серьгой и касательной к окружности расположения шарниров на регулирующем кольце, диаметр окружности расположения шарниров на регулирующем кольце и радиус, на котором приложено усилие сервомотора), можно в значительной мере изменять усилие на рычаге, или, наоборот, определяв усилие, которое необходимо приложить к рычагу, можно, изменяя схему построения, изменять усилие и величину хода сервомотора.

Очевидно, что при рациональном проектировании кривая изменения усилий на рычаге, которые создаются сервомотором, должна соответствовать кривой изменения суммарного момента, действующего на лопатке направляющего аппарата. В этом случае усилие сервомоторов будет достаточным для поворота направляющего аппарата и в то же время сервомоторы не будут иметь излишних запасов усилия.

В направляющем аппарате турбины Днепровской ГЭС была разработана и применена новая силовая схема, обеспечивающая наименьшие усилия и работоспособность сервомоторов. Особенности этой схемы заключаются в том, что выбором наилучших значений гидравлического момента, расположения оси поворота лопатки, длины рычага и серьги, а также углов их установок достигается требуемое соответствие и наименьшее значение усилия, которое необходимо для поворота направляющего аппарата.

Выбранные силовая схема направляющего аппарата и профиль направляющей лопатки показали на действующих турбинах, что они удовлетворяют поставленным требованиям и работают вполне надежно.

Снижение работоспособности сервомоторов, достигнутое применением рациональной силовой схемы и формы профиля направляющей лопатки, позволило не только снизить вес направляющего аппарата, но и улучшить условия работы маслonaпорной установки и системы регулирования.

Поверхности деталей направляющего аппарата, соприкасающиеся с потоком воды, подвержены разрушающему действию различных твердых частиц, которые несет с собой вода. Поэтому крышка турбины изготавливается из высококачественного чугуна и в нижней части, где она соприкасается с потоком, облицована стальными листами.

В описываемой конструкции крышка максимально понижена и там, где возможно, облегчена окнами.

Такая конструкция позволила значительно снизить ее вес. Нижнее кольцо направляющего аппарата, укрепленное на статоре, состоит из четырех частей и выполнено стальным, что дает возможность исправлять его электронаваркой при износе.

На Днепровской ГЭС впервые применена конструкция нижнего кольца направляющего аппарата, которая позволяет монтировать нижнее лабиринтное уплотнение после того, как установлено рабочее колесо. Это дает возможность очень тщательно установить равномерный зазор в уплотнении, что очень важно для надежной работы турбины и снижения протечек (наименьшие протечки между кольцами, как известно из опытов, будут в том случае, если они расположены концентрично).

Конструкция направляющего аппарата, впервые разработанная для новых турбин Днепровской ГЭС, послужила, в своих основных деталях, прототипом для последующих проектов радиально-осевых турбин.

Сервомоторы направляющего аппарата. Конструкция сервомотора, применяемого в гидротурбинах Днепровской ГЭС, показана на фиг. 20.

Сервомотор состоит из чугунного цилиндра, имеющего каналы, соединенные с масляными трубами, подводщими масло от золотников системы регулирования к его концам, закрытым с обеих сторон крышками. Внутри цилиндра движется поршень, шарнирно соединенный с тягой посредством пальца. Для того чтобы тяга могла отклоняться в стороны при повороте регулирующего кольца, она соединена с поршнем через полый цилиндр, который носит название стакана. Стакан жестко соединен с поршнем и уплотнен в крышке цилиндра сальником. Такая конструкция соединения тяги с поршнем позволяет избежать специальных направляющих и тем самым значительно упростить сервомотор.

Один из сервомоторов механически запирается в закрытом положении, так называемом стопорным устройством, которое позволяет снять давление с сервомотора при закрытом направляющем аппарате, причем, несмотря на то, что вода стремится открыть направляющий аппарат, турбина остается плотно закрытой.

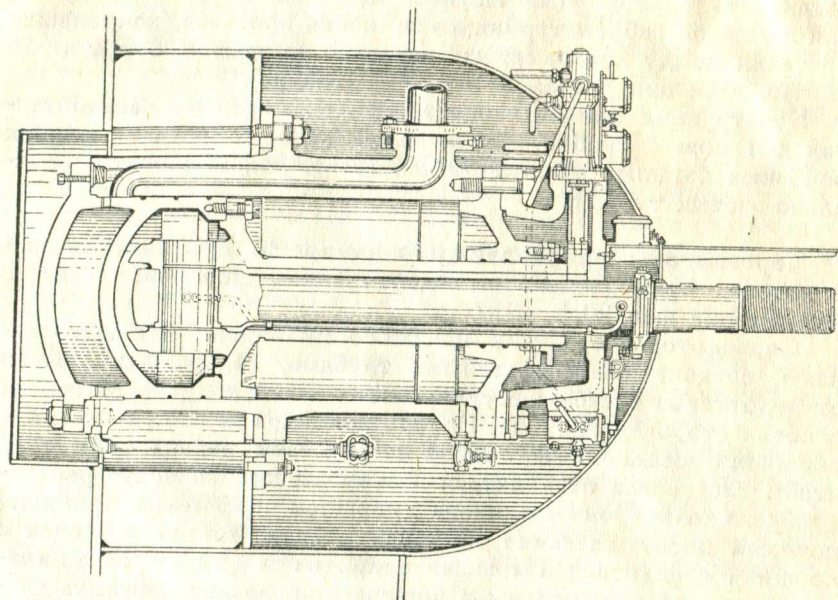
В период длительных остановок это дает возможность не держать под давлением маслonaпорную установку, питающую сервомотор.

Стопорное устройство представляет заслонку, движущуюся в направляющих и закрывающую стакан, когда он уходит в крайнее закрытое положение. Заслонка стопорного устройства поднимается и опускается специальным малым масляным сервомо-

тором, который управляется специальным золотником, установленным в колонке управления регулятора.

В конструкции сервомоторов каналы, подводящие масло, выполнены так, что в конце хода поршня сечение их постепенно уменьшается, вследствие чего масло встречает в них все возрастающее сопротивление и скорость поршня в конце хода постепенно уменьшается.

Такие каналы предотвращают возможность удара поршня о крышку при быстром внезапном закрытии, уменьшают величину гидравлического удара в трубопроводе и предохраняют сервомотор от возможных поломок.



Фиг. 20. Сервомотор направляющего аппарата.

Соединение тяги сервомотора с тягой регулирующего кольца на гидротурбинах Днепровской ГЭС выполнено посредством специальных стяжек, позволяющих регулировать общую длину тяг и установить сервомотор так, чтобы поршень упирался в моменты полного закрытия и открытия, в специальные выступы на крышке сервомотора.

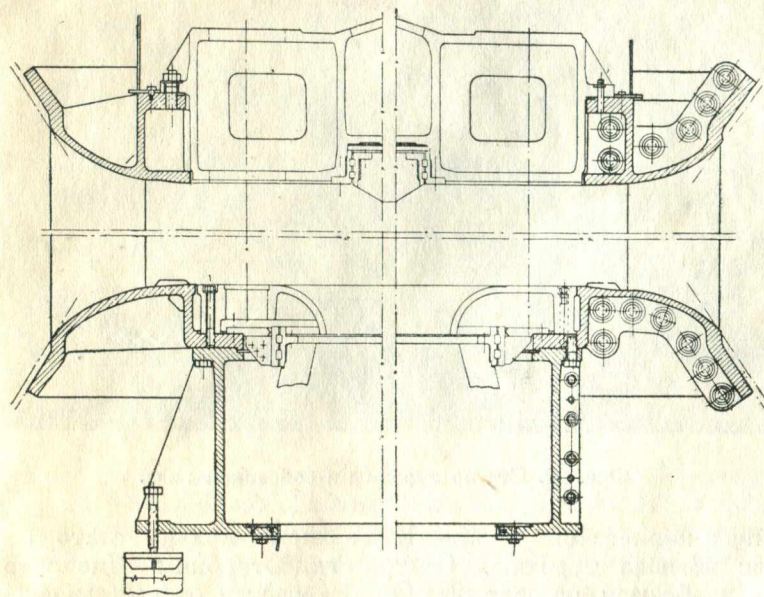
Для того чтобы направляющий аппарат оставался плотно закрытым, в застопоренном положении предусмотрен после касания направляющих лопаток некоторый ход поршня сервомотора до упора, в продолжение которого во всех звеньях направляющего аппарата, за счет их упругой деформации, создается определенный натяг.

При опущенном стопоре натяг в системе остается, что обеспечивает плотность в закрытом направляющем аппарате, когда давление масла снято.

От одного из сервомоторов осуществляется передача к регулятору, или так называемая обратная связь, необходимая для устойчивого регулирования турбины.

Для увеличения надежности действия сервомоторов и полной автоматизации их впервые на Днепровской ГЭС применена гидравлическая блокировка, о которой говорится в дальнейшем.

Фундаментные части. Фундаментные части — это остов, на котором монтируется вся гидротурбина. Они залиты в бетон и после возведения здания станции неразрывно с ним связаны. Конструкция фундаментных частей Днепровской ГЭС показана на фиг. 21.



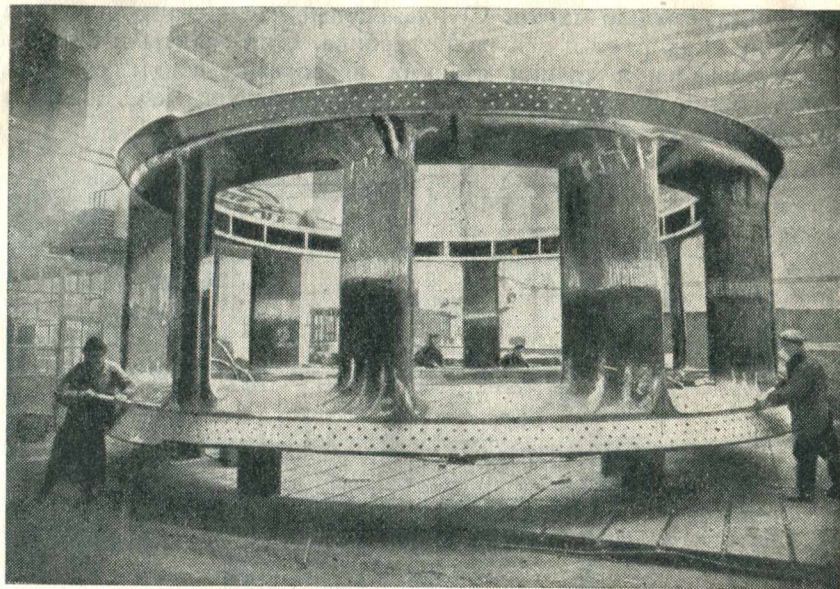
Фиг. 21. Разрез по фундаментным частям.

Наиболее важными деталями фундаментных частей являются фундаментное кольцо и статор.

В новых турбинах Днепровской ГЭС фундаментное кольцо отлито из чугуна и установлено на специальных двенадцати колонках, на которые оно опирается лапами, прилитыми к фланцу. Для правильной установки кольца предусмотрены специальные отжимные болты и клинья, а для надежного крепления к фундаменту кольцо снабжено фундаментными болтами. Статор турбины отлит из стали и состоит из четырех частей. В собранном

виде он является наибольшей по своим размерам деталью турбины Днепровской ГЭС. Его наружный диаметр составляет около 8400 мм, а вес около 60 т. Статор состоит из верхнего и нижнего колец и двенадцати профилированных колонн, отлитых заодно с ними.

Статор устанавливается на фундаментном кольце, тщательно выверяется и, во избежание каких-либо сдвигов, плотно притягивается к бетону. К статору по его периферии прикрепляется спиральная камера, для чего на нем выполнены специальные



Фиг. 22. Статор турбины в собранном виде.

фланцы конической формы. К верхнему кольцу статора крепится крышка турбины. Статор гидротурбины Днепровской ГЭС изображен на фиг. 22. Он отличается от выполнявшихся ранее относительной компактностью форм, сжатыми до предела размерами и относительно меньшим весом. В дальнейшем конструкция этого статора послужила образцом при проектировании ряда других гидротурбин.

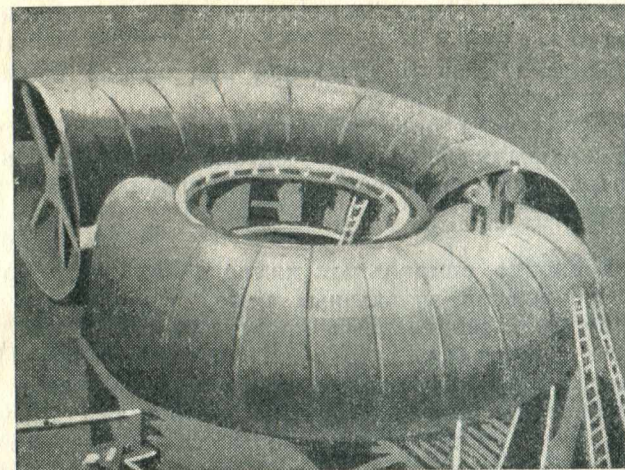
13. Железные конструкции, заложенные в бетоне

Спиральная камера турбины № 5. Спиральные камеры старых гидротурбин Днепровской ГЭС, которые восстанавливались ЛМЗ имени И. В. Сталина, были разрушены в разной степени: спиральные камеры гидротурбин №№ 4, 7, 8, 9 были разру-

шены частично; спиральная камера гидротурбины № 5 была разрушена полностью; спиральная камера гидротурбины № 6 сохранилась. Поэтому четыре спиральные камеры восстанавливались частично, одна была изготовлена заново, а к одной лишь присоединялись новые фундаментные части. В этих условиях форма спиральной камеры, естественно, была сохранена.

Различный характер разрушений и объем восстановительных работ разных спиральных камер потребовали в каждом отдельном случае различных конструктивных решений.

Спиральная камера, или сокращенно — спираль, представляет сварную конструкцию огромных размеров, имеющую диаметр



Фиг. 23. Спиральная камера турбины № 5.

входного отверстия, равный 7620 мм, к которому присоединяется напорный трубопровод. Габариты спирали в плане 21 м на 19 м. Через входное отверстие спирали может свободно пройти самый мощный паровоз, при этом над трубой еще останется значительное пространство. Площадь, занимаемая спиралью, около 400 м², а длина всех сварных швов около одного километра. Сварная спираль подобных размеров выполнялась ЛМЗ имени И. В. Сталина впервые в мировой практике. Спиральная камера состоит из вальцованных стальных листов от 28 мм толщиной на первых звеньях до 18 мм — на последних; вес ее составляет около 150 т. Изготовленная вновь ЛМЗ имени И. В. Сталина спиральная камера для турбины № 5 была выполнена с помощью электро-сварки, без применения заклепок, тогда как восстановленные американской фирмой камеры, а также изготовленная ими вновь камера для турбины № 2 были клепанные. Применение сварных швов для соединения звеньев, а также применение этих швов

для крепления спирали к статору, позволило значительно сократить количество работ на заводе и монтаже, уменьшить вес спирали за счет меньшей ширины листов (которая получается вследствие упразднения швов внахлестку) примерно на 15 т и освободило от установки большого количества (около 20 000) заклепок.

Цикл изготовления спирали был значительно сокращен. Цельносварная спираль гидротурбины № 5 изображена на фиг. 23.

Для сборки в спирали были предусмотрены специальные стяжки, распоры, домкраты, угольники и накладки.

Применение растяжек и распоров дает возможность выправить форму отдельных звеньев при сборке ее на монтаже.

Соединение внутренних кромок спирали со статором выполнено электросваркой.

Для предварительного крепления при сборке были предусмотрены специальные болты.

Кроме того, были предусмотрены специальные растяжки и домкраты, которыми спираль на монтаже прикреплялась к фундаменту. При отсутствии таких растяжек спираль может всплыть при заливке бетоном.

Восстановление спиральных камер и напорного трубопровода. Восстановление спиральных камер турбин №№ 4, 7, 8 и 9 потребовало специальных проектных работ для каждой спирали, так как степень разрушений их была разная. При восстановлении спиралей широкое применение электросварки позволило восстановить многие листы на месте и тем значительно сократить объем работ, главным образом, по вырубке бетона вокруг восстанавливаемых звеньев, требовавших огромных затрат труда.

Поэтому при проектировании основное внимание обращалось на то, чтобы, по возможности, уменьшить объем вырубки сохранившегося бетона.

Восстановление разрушенных звеньев производилось путем вырезки и вставки на их место новых звеньев, изготовленных на ЛМЗ имени И. В. Сталина. Соединение новых звеньев между собой, а также соединение их со старыми производилось электросваркой. Некоторые трудности представляло соединение новых звеньев со старыми в местах нахлесток, имевшихся на старых клепаных спиралях, но применение швов специального сечения позволило успешно решить и эту задачу.

Так как статоры всех турбин были разрушены, то части спиралей, оставшихся целыми, не могли быть непосредственно присоединены к новому статору, поэтому внутренние, примыкавшие кромки всех сохранившихся звеньев, были вырезаны на ширине около 800 мм и вместо них были вварены новые вставки. Эти вставки, образующие кольцо, сваривались между собой, приваривались к оставшейся части звеньев и приклепывались к ста-

тору. Здесь клепка была оставлена в целях устранения напряжений, которые могли возникнуть при сварке между жестким статором и заделанными в бетон, лишенными всякой возможности перемещения звеньями спирали. В спирали турбины № 6 были сделаны только вставки для присоединения ее к статору.

Разрушения напорных трубопроводов также были различными: в гидротурбинах №№ 4, 7, 8 и 9 они были разрушены частично, главным образом, в области компенсатора, представляющего двухстороннюю диафрагму, вставленную между звеньями трубопровода. Применение компенсатора вызывается возможностью неравномерных усадок различных частей гидросооружения, которые опасны для жестко заделанного трубопровода.

Установленный в месте стыка отдельных частей фундамента компенсатор легко деформируется и в известных пределах допускает температурные смещения трубопровода.

Восстанавливался компенсатор в несколько измененном виде. Отличие заключалось в том, что конструкция его позволяла изготавливаемые вновь компенсаторы собирать на монтажной площадке по частям, которые затем соединялись болтами на месте. Благодаря этому окружающий бетон вырубался не повсюду, а только в местах соединений. Это позволило значительно сократить объем строительных работ. Звенья трубопровода в различных турбинах восстанавливались в различной мере в зависимости от характера и объема разрушений.

Восстанавливаемые и выполнявшиеся вновь звенья трубопровода сваривались между собой и приваривались к оставшимся звеньям изнутри электросваркой аналогично звеньям спирали, что также позволило намного сократить объем строительных работ по вырубке бетона и тем самым сократить сроки монтажа.

Облицовка всасывающей трубы. Всасывающая труба, форма и габариты которой показаны на фиг. 5, облицована в своей верхней части стальными листами. Облицовки всасывающих труб были восстановлены с небольшим изменением их конфигурации.

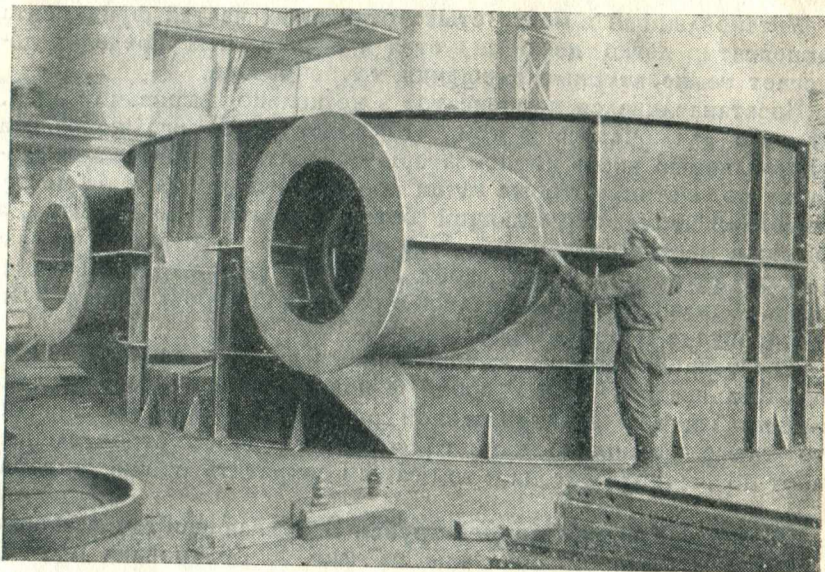
Новые изготовленные заводом облицовки установлены на всем протяжении измененной части всасывающей трубы, так как именно в этой части наблюдается большая скорость протекающей воды, которая может размывать бетон, особенно вновь наложенный.

Облицовка всасывающих труб представляет сварную конструкцию, состоящую из трех поясов. Кроме того, к нижнему поясу прикреплены два крыла, укрепляющие бетон в боковых частях всасывающей трубы, подвергнувшихся изменению. Сегменты поясов и оба крыла состоят из вальцованных стальных листов толщиной 10 мм, имеющих сложную форму. Листы сварены между собой электросваркой, а с наружной стороны к ним приварены ребра жесткости и фланцы. Отдельные сегменты изготавливались и предварительно собирались на заводе; оконча-

тельная сборка и сварка их в пояса, а также сварка поясов между собой производилась на монтаже.

Для надежного скрепления с фундаментом на облицовке всасывающей трубы предусмотрены специальные стяжки — талрепы, состоящие из двух крюков с правой и левой резьбой. При вращении стяжки крюки ввертываются или вывертываются и, тем самым изменяя длину талрепа, позволяют растянуть облицовку в нужном направлении и выправить ее форму.

Облицовка шахты турбины. На всех гидротурбинах Днепровской ГЭС облицовка шахт была разрушена и изготавливалась вновь.



Фиг. 24. Шахта турбины в собранном виде.

Облицовка шахты турбины состоит из отдельных вальцованных листов толщиной 10 мм, имеющих ребра жесткости и сваренных электросваркой в четыре сегмента, которые соединяются между собой при предварительной сборке на болтах, а после окончательной сборки на монтаже свариваются по стыкам.

Шахты сервомоторов приварены и жестко связаны ребрами с шахтой турбины. В бетоне шахты сервомоторов укреплены фундаментными болтами.

На лицевой стенке этих шахт крепятся сервомоторы. Конструкция облицовки шахты компактна и позволяет быстро производить сборку на монтаже. Подобная конструкция была выполнена впервые на Днепровской ГЭС. Она отличается от применяв-

шихся ранее простотой формы и малым числом сегментов, а также наличием приваренных еще в цехе завода шахт сервомоторов, в связи с чем упрощается установка и сборка их на монтаже. Шахта изображена на фиг. 24.

14. Вспомогательные устройства

Гидротурбины Днепровской ГЭС снабжены рядом вспомогательных устройств, обеспечивающих надежную работу и удобство обслуживания.

В крышку гидротурбины при наличии неплотности может просачиваться вода. Для удаления этой воды установлены специальный самовсасывающий насос и эжектор. Самовсасывающий насос установлен на площадке у входа в турбину. Он откачивает воду, засасывая ее из крышки, не требует при пуске предварительной заливки, как обычные центробежные насосы, так как представляет агрегат, в котором объединены вакуумный и центробежный насосы. Вначале вакуумным насосом во всасывающей трубе создается пониженное давление, вследствие чего вода под действием атмосферного давления поднимается до колеса центробежного насоса и заполняет его; после этого насос начинает откачивать воду обычным образом. Вращается самовсасывающий насос электродвигателем, пуск и остановка которого производятся автоматически поплавком, установленным на дне крышки турбины; поплавок всплывает при повышении уровня и замыкает ртутные контакты специального реле. Это устройство позволяет освободить персонал от систематического наблюдения за уровнем воды.

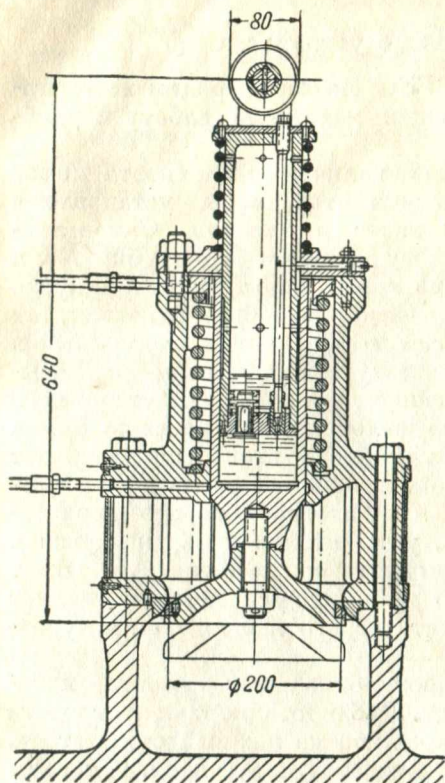
Кроме этого устройства, в гидротурбине имеется эжектор, которым также можно откачивать воду. Дублирование таких устройств необходимо на случай, если какое-либо из них выйдет из строя.

Эжектор пускается и останавливается персоналом. В него из спиральной камеры подается вода, струя которой вырывается с большой скоростью из насадка и увлекает за собой в отводящую трубу воздух и воду из крышки турбины.

Для удаления масла, которое может вытекать через неплотности сервомоторов и золотников гидроблокировки, установлен специальный лежачий агрегат, работающий автоматически. Насос агрегата приводится в действие электромотором, который запускается поплавковым реле при достаточно высоком уровне масла в баке. Конструкция поплавкового реле такая же, как и конструкция реле в крышке турбины.

При резком закрытии направляющего аппарата, неизбежном при внезапном сбросе нагрузки с генератора, за лопатками направляющего аппарата в области рабочего колеса образуется вакуум. Происходит это потому, что вода во время закрытия направляющего аппарата стремится некоторое время в силу инерции вытекать из всасывающей трубы со скоростью, уста-

новившейся при открытом направляющем аппарате. А так как скорость поступающей через направляющий аппарат воды резко падает, то сток воды из камеры, где помещается рабочее колесо, оказывается больше, чем приток; в результате сплошность потока нарушается и образуется в этом месте низкое давление (вакуум).



Фиг. 25. Клапан срыва вакуума.

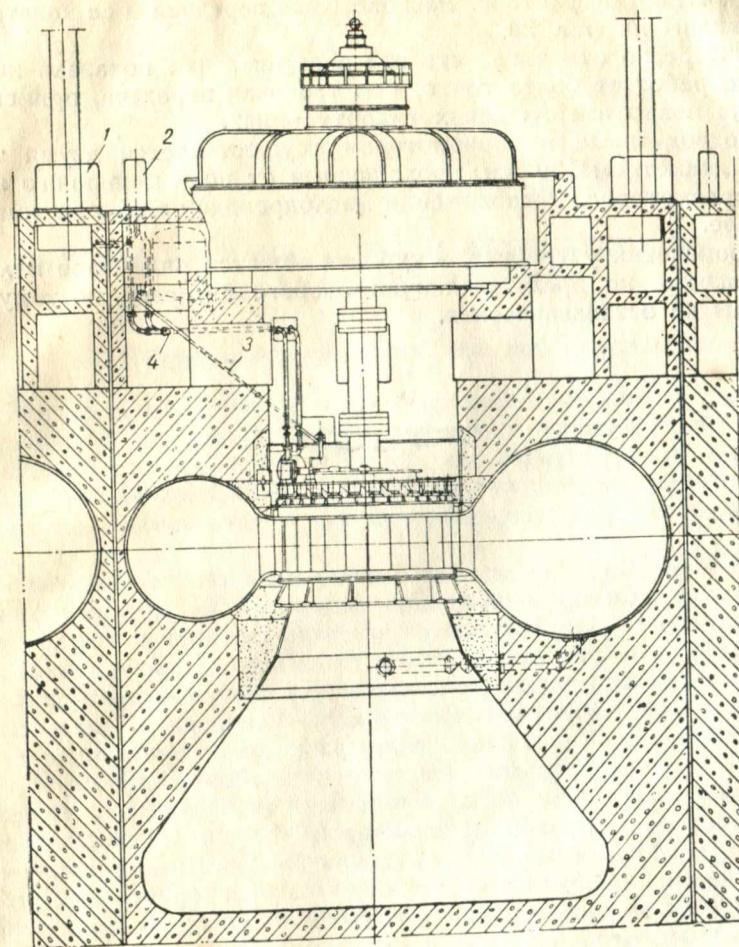
Типовая конструкция клапанов показана на фиг. 25. Эти клапаны приводятся в действие от регулирующего кольца посредством клина. Клапан устроен так, что он открывается только при быстром движении регулирующего кольца. Установка клапана срыва вакуума в турбине Днепрогэс значительно упрощена. Клапан крепится непосредственно под регулирующим кольцом, благодаря чему отпала необходимость устройства применявшихся ранее специальных передач.

15. Коммуникации

Турбина связана с колонкой управления регулятора, которая установлена в машинном зале, передачей выключателя (так называемой обратной связью) масляными трубопроводами, со-

единяющими сервомоторы с золотником регулятора, и несколькими блокировочными масляными трубками.

В гидротурбинах Днепровской ГЭС применена рычажно-тяговая передача к валу выключателя.



Фиг. 26. Продольный разрез по агрегату

1 — маслonaпорная установка; 2 — коронка управления; 3 — передача выключателя; 4 — масляные трубопроводы.

Трасса передачи осталась такой же, как была при старых турбинах Днепровской ГЭС из-за наличия сохранившихся проемов в фундаменте здания.

Все шарниры передачи имеют шариковые подшипники, что значительно облегчает движение и сводит до минимума мертвый ход в передаче, наличие которого может вызвать плохую работу

регулятора. Для возможности регулирования длины тяг, выполненных из труб, концы их соединены с головками на резьбе. Передача получает движение от одного из сервомоторов и передает его посредством рычагов передаточных валиков и тяг валу выключателя регулятора. Расположение передачи и ее конструкция видны из фиг. 26.

Интересно отметить, что эта передача, как показали испытания, работает более точно, чем тросовая передача, примененная на новых американских гидротурбинах.

Подвод масла к сервомоторам осуществляется двумя трубами диаметром 150 мм, проходящими от пола машинного зала до сервомоторов. Расположение маслопроводов видно на том же разрезе.

Кроме этих устройств, в турбине имеется ряд более мелких механизмов, не представляющих особого интереса, поэтому на них мы не останавливаемся.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ

16. Общие сведения о системе регулирования

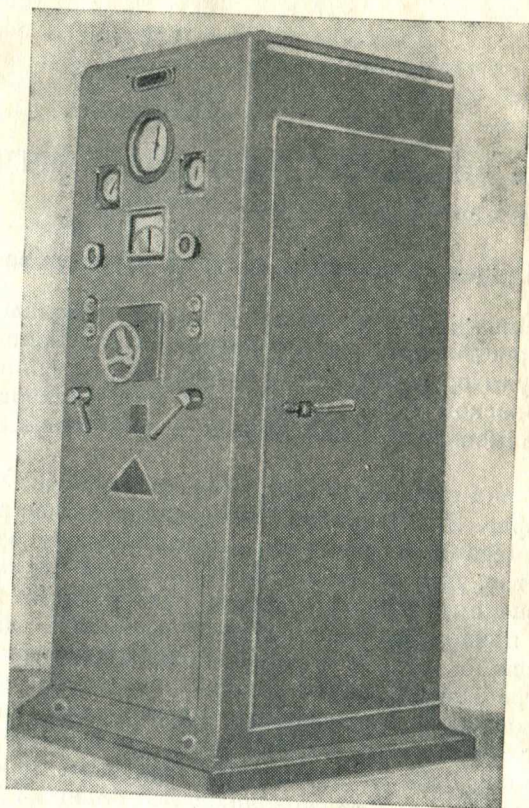
Все механизмы управления турбиной собраны в колонке управления регулятора, установленной в машинном зале ГЭС.

Этот регулятор, типа УК-150, был спроектирован для турбины Днепровской ГЭС, однако он, как универсальная конструкция, применяется и для многих других мощных гидротурбин.

Внешний вид колонки управления регулятора УК-150 представлен на фиг. 27. Основное содержание колонки управления составляют механизмы системы автоматического регулирования числа оборотов. Для уяснения действия этой системы следует несколько познакомиться с условиями эксплуатации гидротурбин. Генератор, приводимый в действие турбиной, дает энергию в электрическую сеть, к которой подключено множество различных потребителей. Это — заводы, освещение городов и, по существу, каждый, кто включает даже одну электрическую лампочку. Если в сети потребляется больше электроэнергии, возрастает нагрузка на генератор. При этом турбина, вращая ротор генератора, должна преодолевать больший момент. Поэтому, если нагрузка на генераторе возрастает, через турбину нужно пропускать, соответственно, больший поток воды, иначе агрегат снизит свое число оборотов, которое определяет, в свою очередь, частоту электрического тока.

Частоту нужно поддерживать с большой точностью, так как при колебаниях частоты тока колеблется скорость всех машин, приводимых им в действие, и может быть нарушена их работа. Электрическая нагрузка изменяется прихотливо и независимо. Утром она быстро возрастает — включаются двигатели на фабриках и заводах; во время обеденных перерывов падает; вечером море электрических огней создает „пик“ нагрузки, который спадает к ночи. Более мелкие изменения нагрузки вызываются вклю-

чением и отключением отдельных крупных потребителей. Бывают мгновенные „сбросы“ всей нагрузки вследствие, например, отключения линии передачи в период грозы и т. п. За всеми этими колебаниями нагрузки следит по изменению числа оборотов агрегата регулятор турбины. Он, непрерывно увеличивая или уменьшая открытие направляющего аппарата, поддерживает по-



Фиг. 27. Внешний вид регулятора УК-150.

стоянным число оборотов турбины в условиях произвольно меняющейся нагрузки на генераторе.

Автоматический регулятор должен включать в себя устройства, которые с величайшей чувствительностью реагируют на изменение числа оборотов турбины. Вместе с тем он должен совершать весьма значительную работу, двигая направляющий аппарат турбины. Следовательно, в регуляторе должны быть очень мощные силовые органы. Кроме того, в системе автоматического регулирования имеются устройства, обеспечивающие протекание

процесса регулирования без заметных колебаний, дающие возможность изменять число оборотов, позволяющие работать параллельно с регуляторами других турбин, и ряд других устройств.

Для получения больших сил, необходимых для движения направляющего аппарата, применяются гидравлические сервомоторы, об устройстве которых уже говорилось.

Для того чтобы управлять движением сервомоторов, нужно направлять масло под давлением в ту или другую сторону. Это выполняет главный распределительный золотник регулятора.

Для перемещения сравнительно большого тела золотника требуется значительная сила в то время, как чувствительный элемент регулятора — центробежный маятник — может работать точно только в случае, когда он преодолевает самые незначительные усилия — несколько граммов. Поэтому между импульсной частью регулятора и главным распределительным золотником устанавливается гидравлический усилитель, так называемый вспомогательный сервомотор, который развивает силу до 500 кг, требуя приложения усилия лишь в 10—20 г для перемещения малого золотника — „иглы“.

Масло под давлением весьма широко применяется в системе регулирования и автоматики турбины. Многочисленные гидравлические устройства, отличаясь исключительно высокой надежностью, компактны и дают возможность легко управлять большими силами, благодаря возможности практически неограниченного усиления импульса. Так, например, две ступени гидравлического усиления в регуляторе позволяют с помощью силы, измеряемой граммами, управлять силой в 110 т.

Масло под давлением, без которого работа всей системы регулирования невозможна, подается от специальной маслonaпорной установки, составляющей особое весьма ответственное устройство, работающее исключительно надежно и полностью автоматически.

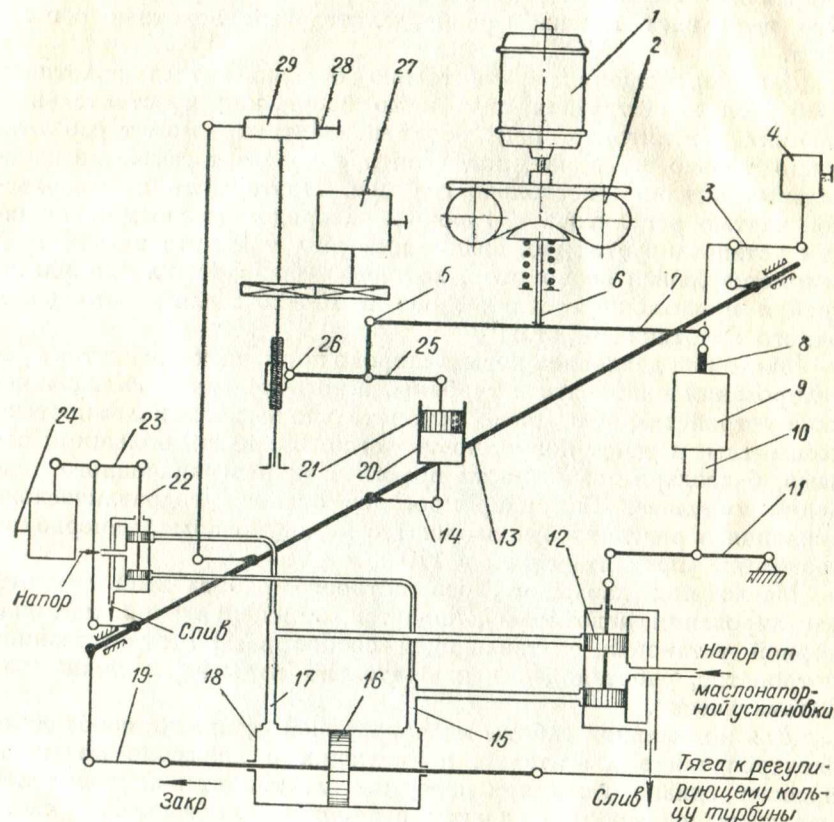
Для нормальной работы маслonaпорной установки необходимо электропитание двигателей, приводящих в движение масляные насосы; однако даже при перерыве электропитания двигателей масляных насосов или других авариях в электрической части оборудования регулятор неизменно приведет агрегат к нормальному числу оборотов или, если авария серьезная, остановит турбину.

Указанные выше особенности системы регулирования гидротурбины — высокая чувствительность и широкое применение масла под давлением для получения больших сил требуют высокой точности и тщательности изготовления всех ее механизмов.

Дальше дается краткое описание основных из этих механизмов и общей схемы регулирования.

17. Схема регулирования и управления

Схема автоматического регулирования (фиг. 28). Электродвигатель 1, приводящий во вращение центробежный маятник 2, питается током от специального генератора с постоянными магнитами, ротор которого жестко связан с валом турбины. Благодаря такой электрической связи скорость вращения центробежного маятника всегда точно соответствует скорости вращения ротора турбины.



Фиг. 28. Принципиальная схема регулирования.

Центробежный маятник представляет собой вращающийся механизм, который точнейшим образом реагирует на всякое изменение его числа оборотов перемещением штифта маятника 6. При повышении числа оборотов, согласно изображенной схеме, штифт маятника перемещается вниз, а, соответственно, при понижении числа оборотов штифт перемещается вверх.

Движения штифта маятника передаются рычагу 7, который, поворачиваясь вокруг оси 5, смещает иглу 8 вспомогательного

сервомотора 9. Поршень вспомогательного сервомотора 10 в точности повторяет все движения иглы 8, но может при этом преодолевать значительную силу.

Вспомогательный сервомотор является гидравлическим усилителем.

Для простоты уяснения действия схемы регулирования можно считать, что вспомогательного сервомотора как бы нет, а рычаг 7 связан с рычагом 11 жесткой тягой. Рычаг 11 перемещает тело золотника 12. Когда тело золотника 12 находится в среднем положении, поршень главного сервомотора (в действительности их два) направляющего аппарата 16 неподвижен. Но если тело главного распределительного золотника сместить из среднего положения, поршень сервомотора 16 начинает двигаться, открывая или закрывая направляющий аппарат турбины в зависимости от того, в какую сторону от среднего положения смещено тело золотника 12. Если тело золотника 12 смещено вниз относительно среднего положения, в котором оно изображено, масло под давлением, подводимое от маслонапорной установки, попадает через окна, открывающиеся у нижней тарелки золотника в трубу 15 и далее в правую полость цилиндра сервомотора 18, где оно давит на поршень 16. Масло, находящееся с другой стороны поршня сервомотора, вытесняется из цилиндра сервомотора по трубе 17 и далее через окна, открывшиеся у верхней тарелки золотника, обратно в сливной бак маслонапорной установки, где оно находится без давления.

В рассматриваемом случае под влиянием давления масла поршень сервомотора 16 смещается влево, закрывая направляющий аппарат турбины. Аналогично, если сместить тело золотника 12 вверх, поршень сервомотора 16 будет перемещаться в обратном направлении, открывая направляющий аппарат.

Рассмотрим для примера случай уменьшения нагрузки на турбину. При этом скорость вращения ротора агрегата возрастает, соответственно увеличивается число оборотов маятника 2. Штифт маятника 6 при этом смещается вниз. Это вызывает смещение вниз тела главного золотника регулятора, вследствие чего поршень сервомотора 16 начинает закрывать турбину, уменьшая число ее оборотов.

Однако если бы в схеме регулирования не было никаких дополнительных устройств, сервомотор мог бы чересчур закрыть турбину, вызвать понижение числа оборотов, потом золотник сместился бы вверх и т. д. — регулирование получалось бы неустойчивым. Сервомотор все время то открывал бы, то закрывал бы турбину, создавая недопустимые качания системы регулирования. Для получения устойчивого, быстро успокаивающегося процесса регулирования в схему вводится так называемая обратная связь между положением поршня сервомотора

и положением тела золотника. Эту обратную связь обычно называют „выключением“.

Рассмотрим действие выключателя.

При смещении поршня сервомотора 16 посредством специальной передачи выключателя 19 в регуляторе поворачивается вал выключателя 13, на котором закреплен рычаг 14. От этого рычага перемещается устройство 20, называемое катарактом. Для простоты сначала будем считать катаракт жесткой связью рычага 14 с рычагом 25. Последний поворачивается относительно точки 26, смещая при этом ось 5, вокруг которой поворачивается золотниковый рычаг 7.

Продолжим начатое выше рассмотрение процесса регулирования при повышении числа оборотов турбины с учетом действия выключателя. По мере движения поршня сервомотора 16 на закрытие (влево) рычаг 25, поворачиваясь относительно точки 26, отпускает ось 5. При этом золотниковый рычаг 7 поворачивается относительно точки соприкосновения со штифтом маятника 6, поднимает свое правое плечо, тем самым выключает — возвращает к среднему положению тело главного распределительного золотника 12, вследствие чего поршень сервомотора 16 останавливается.

Практически все элементы системы регулирования одновременно находятся в движении, так что проследить последовательно движение их всех довольно сложно. Вообще процесс регулирования принципиально проходит с некоторыми колебаниями, размах которых должен быстро падать.

Если бы вместо катаракта 20 в регуляторе было, как мы считали, жесткое звено, то при всяком новом положении поршня сервомотора 16, т. е. при новой нагрузке на турбину, точка 5 занимала бы, соответственно, другое положение. В рассмотренном случае уменьшения нагрузки поршень сервомотора 16, закрывая направляющий аппарат, сместится влево, а точка 5 опустится. Значит, в новом положении равновесия, для того чтобы точка золотника 8 была в среднем положении, нужно чтобы штифт маятника 6 выдвинулся несколько ниже, чем он был выдвинут при большей нагрузке. Это может получиться только при большем числе оборотов. Следовательно, при меньшей нагрузке на турбину регулятор без катаракта устанавливал бы более высокое число оборотов, чем при полной нагрузке. Это называют остающейся неравномерностью регулирования. Чем больше разница в числе оборотов агрегата при его холостом ходе и работе с полной нагрузкой, тем больше степень остающейся неравномерности. Для того чтобы иметь возможность работать при малой степени остающейся неравномерности регулирования и даже совершенно без остающейся неравномерности, применяется катаракт 20. Катаракт работает следующим образом: в первый момент он передает движение как жесткое звено, а затем постепенно верхняя его часть 21 возвращается

к среднему положению, приводя в исходное положение и точку 5. Применение катаракта обеспечивает получение процесса регулирования практически без заметных колебаний системы при любой нужной степени остающейся неравномерности регулирования. Поэтому катаракт является весьма ответственным элементом автоматической части регулятора.

Из рассмотрения схемы ясно, что смещение точки 5 ведет к изменению числа оборотов, к которому регулятор автоматически приводит агрегат. В процессе эксплуатации бывает нужно менять это число оборотов.

Для этого служит механизм изменения числа оборотов 27, который, поворачивая винт, смещает гайку 26 и тем самым меняет положение точки 5, а следовательно, и число оборотов агрегата.

Агрегаты современных крупных гидроэлектростанций работают обычно „в параллель“, т. е. на общую сеть. При этом для устойчивого распределения нагрузки между отдельными агрегатами их регуляторы должны работать с некоторой степенью остающейся неравномерности. Величину этой неравномерности в зависимости от условий эксплуатации бывает нужно изменять.

В регуляторе предусмотрен специальный механизм изменения остающейся неравномерности 29, условно показанный на схеме. Этот механизм, получая движение от вала выключателя 13, смещает на некоторую величину, пропорциональную ходу поршня сервомотора 16, гайку 26, а следовательно, и точку 5.

Таким образом, изменяется число оборотов агрегата соответственно ходу сервомотора 16, т. е. в зависимости от мощности, развиваемой турбиной. Изменением плеча рычага 28 достигается изменение степени остающейся неравномерности вплоть до нуля. Чем точнее и чувствительнее работает регулятор, тем меньшую степень остающейся неравномерности можно на нем устанавливать без опасения получить неустойчивое распределение нагрузки между агрегатами. При проектировании и изготовлении регулятора было обращено особое внимание на его чувствительность и точность работы.

Схема действия механизмов управления. В регуляторе имеется механизм ограничения открытия 4, позволяющий дистанционно с пульта или вручную у колонки управления ограничить величину максимального открытия направляющего аппарата.

При этом данная турбина будет воспринимать на себя нагрузку не выше заданной величины. Механизм ограничения открытия дает возможность уменьшать открытие турбины вплоть до полного закрытия направляющего аппарата, т. е. останавливать агрегат. Соответственно, с помощью механизма ограничения открытия можно пускать турбину в ход. Поэтому этот механизм имеет весьма ответственное значение в схеме автоматического пуска и остановки турбины. В нем предусмотрен ряд электри-

ческих контактов, переключающихся в нужных положениях. Стрелка, показывающая положение механизма ограничения открытия, выведена на главный указатель регулятора.

Действие механизма ограничения открытия легко проследить по схеме фиг. 28. Рычаг 3 соединен тягой с рычагом на валу выключателя, а правая его точка переставляется в то или другое положение по высоте винтом, который поворачивается редуктором 4, имеющим дистанционный электромоторный и непосредственный ручной привод.

При увеличении открытия направляющего аппарата вал выключателя 13 поворачивается так, что тяга опускает левый конец рычага 3, поворачивая этот рычаг относительно правого его шарнира. При некотором открытии направляющего аппарата левый конец рычага 3 касается иглы вспомогательного сервомотора 8 и смещает ее вниз до тех пор, пока главный распределительный золотник приходит в среднее положение и дальнейшее движение сервомоторов 16 на открытие становится невозможным.

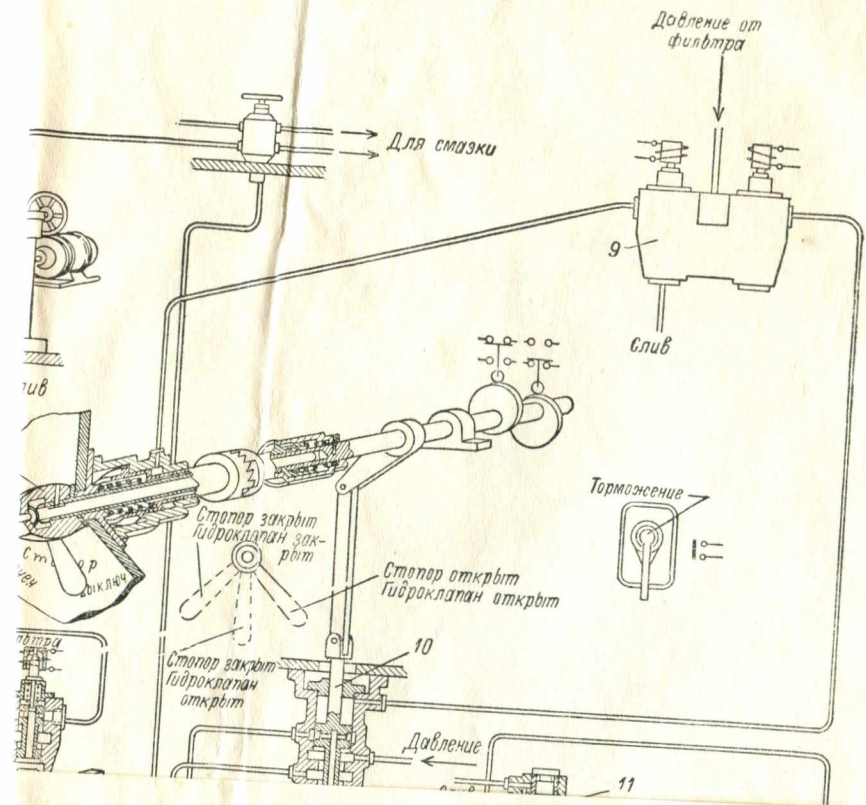
Чем выше установлена правая точка рычага 3, тем раньше его левая точка возвращает золотник к среднему положению, т. е. при этом устанавливается меньшее открытие направляющего аппарата турбины. Когда турбина остановлена, маятник неподвижен, штифт маятника 6 находится в верхнем положении, но главный распределительный золотник при этом не смещен вверх (на открытие), а находится вблизи среднего положения (несколько ниже его) благодаря действию рычага 3 механизма ограничения открытия. При этом рычаг 7 оторван от штифта маятника 6, к которому он нормально прижат силой специальной пружины.

В регуляторе имеется специальное устройство для возможности ручного регулирования в случае возникновения каких-либо ненормальностей в автоматической части регулятора или для проведения различных испытаний.

При работе на ручном регулировании управление сервомоторами направляющего аппарата осуществляется с помощью золотника 22, а главный распределительный золотник 12 при этом специальными клапанами отключается от труб, идущих к сервомоторам, и от напорной трубы.

При работе на автоматическом регулировании золотник 22 отключается от труб, идущих к сервомоторам, специальным устройством, фиксирующим золотник ручного регулирования в среднем положении.

Действие ручного регулирования состоит в том, что сервомоторы направляющего аппарата приводятся в определенное положение в зависимости от того, насколько повернут маховичок ручного управления 24. При смещении средней точки рычага 23, например, вниз в этом же направлении смещается золотник 22, вследствие чего масло подается в сервомоторы на открытие



направляющего аппарата. После того, как направляющий аппарат откроется на соответствующую величину, передачей от вала выключателя 13 рычаг 23 поворачивается относительно своей средней точки так, что возвращает золотник 22 в среднее положение, и дальнейшее движение поршней сервомоторов прекращается.

Переход с автоматического регулирования на ручное и обратно осуществляется поворотом одной рукоятки, расположенной на лицевой стенке регулятора.

Выше была рассмотрена принципиальная схема автоматической части регулятора. Действительная схема регулирования и управления турбиной значительно сложнее (фиг. 29).

Механизм аварийного закрытия. Для экстренной остановки турбины в регуляторе имеется специальное устройство — золотник аварийного закрытия, позволяющий остановить турбину от электрического импульса в случае какой-либо неисправности в агрегате. При этом турбина идет на закрытие независимо от положения штифта маятника и даже в том случае, когда включено ручное регулирование.

Управление стопором и гидроклапаном. Для предотвращения возможности самопроизвольного пуска турбины стопор сервомотора запирает направляющий аппарат в закрытом положении. После опускания стопора можно закрыть доступ масла под давлением к главному золотнику регулятора — закрыть гидроклапан. При пуске турбины нужно, наоборот, сначала открыть доступ масла под давлением к главному золотнику, а потом открыть стопор сервомотора. И запорный гидроклапан на подводящем давлении масляном трубопроводе и стопор сервомотора управляются маслом под давлением, подводимым от специальных золотников.

Необходимость ручного и автоматического управления этими элементами с соблюдением нужной последовательности обычно приводила к довольно сложной электрической схеме и появлению большого числа ручных вентилей, которыми надо было манипулировать при переходе с одного режима эксплуатации на другой. В регуляторе УК впервые применена полностью себя оправдавшая система гидроблокировки, с помощью которой управление стопором и гидроклапаном в нужной последовательности осуществляется чисто гидравлически, причем исключается возможность неправильных операций и при ручном управлении. При автоматическом управлении или пуске турбины на ручном регулировании, например, невозможно опустить стопор раньше полного закрытия направляющего аппарата или начать открывать направляющий аппарат раньше полного открытия стопора, что могло бы привести к повреждению штока сервомотора в случае неправильной операции.

18. Конструкция механизмов системы регулирования

Общая часть. Колонка управления регулятора представляет собой сварную конструкцию в виде шкафа, внутри которого на полках смонтированы механизмы (фиг. 30). С трех сторон, на всю высоту колонки управления, имеются двери, а одна сторона глухая — это лицевая стенка регулятора, на которой расположены маховички и рукоятки, необходимые для управления турбиной. Здесь же расположены соответствующие указатели и сигнальные лампы.

Качество работы регулятора зависит от того, как хорошо работают все элементы системы регулирования. Нечеткая работа порой даже самых второстепенных механизмов может нарушить нормальную эксплуатацию всего агрегата.

Высокая чувствительность и точность работы регулятора обеспечены лишь в том случае, если хороши все механизмы автоматической части — чувствителен маятник, катаракт точно приходит к среднему положению, достаточно малы перекрытия в золотниках, легко ходят и точно без мертвых ходов выполнены все передачи.

Не вдаваясь в подробное описание регулятора, рассмотрим конструкцию основных и наиболее интересных его механизмов.

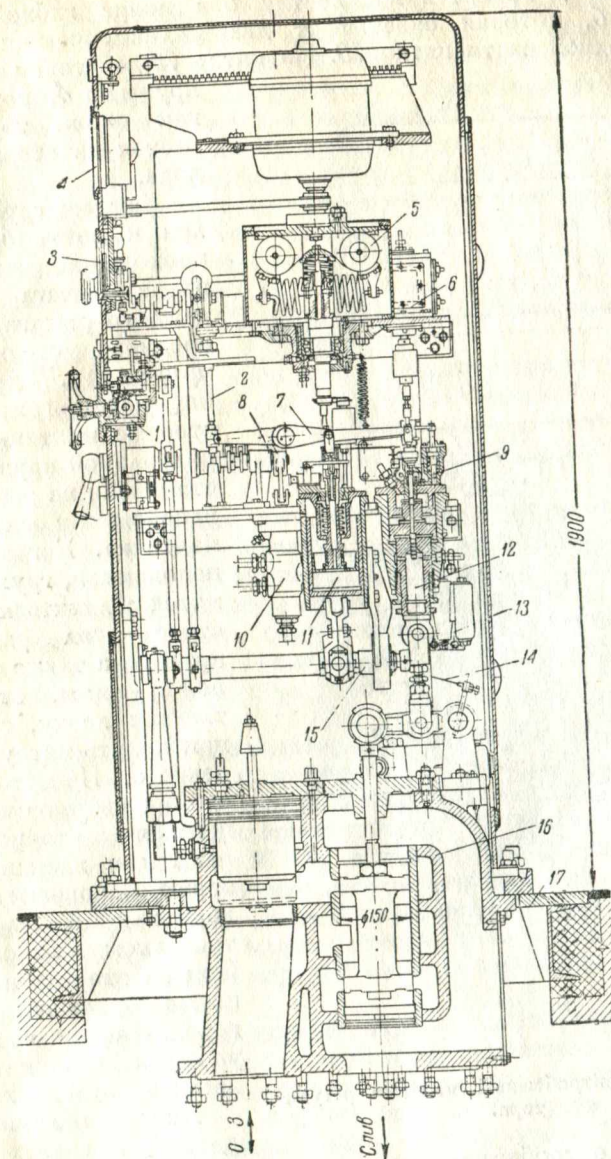
Центробежный маятник. Центробежный маятник должен точнее самого хорошего тахометра (прибора, измеряющего число оборотов) улавливать изменения скорости вращения ротора агрегата и вместе с тем развивать усилие, достаточное для перемещения золотникового рычага регулятора. При этом маятник должен быть, по возможности, прост и не изнашиваться, не терять со временем своих эксплуатационных качеств.

В прежних выпускавшихся заводом центробежных маятниках имелся ряд деталей, которые были соединены между собой с помощью шарниров. Это требовало высокой точности изготовления и пригонки деталей маятника. Силы трения, имеющие место в шарнирах, приводили к наличию некоторой нечувствительности маятника. Со временем детали маятника срабатывались, и чувствительность его значительно падала.

В новой конструкции центробежного маятника удалось исключить шарнирные соединения и практически устранить возникновение сил трения скольжения. В связи с отсутствием нагруженных трущихся поверхностей исключается практически и износ деталей.

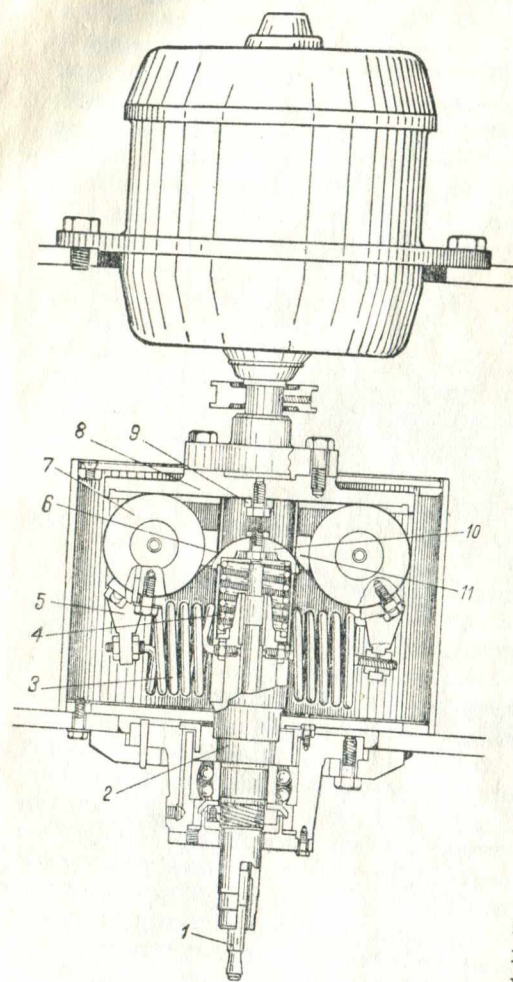
Для соединения между собой подвижных деталей маятника вместо шарниров применена гибкая стальная лента. Благодаря этому, помимо устранения вредных сил трения в маятнике, нет каких-либо мертвых ходов. Конструкцию и принцип действия нового центробежного маятника можно уяснить из фиг. 31.

Тарелка 8 и стержень 2 скреплены между собой болтами и образуют остов маятника. К тарелке 8 с помощью болтов



Фиг. 30. Колонка управления регулятора УК-150

1 — механизм ручного регулирования; 2 — механизм изменения остающейся степени неравномерности; 3 — главный указатель; 4 — тахометр; 5 — маятник; 6 — механизм ограничения открытия; 7 — рычажная передача; 8 — маятник; 9 — механизм ограничения открытия; 10 — золотник стопора; 11 — катаракт; 12 — вспомогательный сервомотор; 13 — двойной фильтр; 14 — струна к указателю среднего положения главного золотника; 15 — вал выключателя; 16 — главный золотник $\varnothing 150$ мм; 17 — фундаментная рама.



Фиг. 31. Центробежный маятник регулятора.

и планки 9 крепятся внахлестку оба конца гибкой стальной ленты 6, которая охватывает два цилиндрических груза 7, а в средней части пятку 10. На пятку 10 действует сила осевой пружины 4, которая другим своим торцом опирается на стержень маятника.

Каждый груз прикреплен к ленте 6 болтами, проходящими сквозь основание рычага 5. Концы каждого рычага 5 жестко соединены с радиальной пружиной 3, другой конец которой закреплен в стержне маятника 2. Сила радиальной пружины, действующая на рычаг груза, направлена к оси вращения маятника. Когда маятник неподвижен, грузы 7 стремятся сблизиться под действием сил радиальных пружин, а также силы осевой пружины, которая, натягивая ленту, стремится приблизить пятку 10 к тарелке 8. При этом грузы своими выступами, имеющимися с торцов, упрутся в планки 11, которые одновременно поддерживают грузы и в вертикальном направлении. При работе маятника торцевые выступы грузов передвигаются в вырезках упорных планок 11, не касаясь последних.

Когда маятник вращается, в грузах 7 раздается центробежная сила, под действием которой они расходятся от оси вращения, преодолевая при этом силы упругости пружин 3 и 4. При увеличении числа оборотов центробежная сила возрастает, грузы несколько расходятся, натягая дополнительно пружины, и устанавливаются в новом положении равновесия. Аналогично, при снижении числа оборотов грузы сходятся.

Изменение расстояния между грузами вызывает изменение формы контура, охватываемого лентой 6, пятка 10, поддерживающая все время ленту в натянутом состоянии при этом перемещается вдоль оси вращения маятника. Когда грузы расходятся, пятка удаляется от тарелки 8 и наоборот.

К пятке 10 внешней силой пружины, имеющейся в рычажной передаче регулятора, прижимается штифт 1, с помощью которого маятник воздействует на другие элементы регулятора.

Между штифтом 1 и втулками, в которых он направляется, хотя и имеет место относительное скольжение, сила трения при этом совершенно незначительная благодаря тому, что пятка 10 скреплена со штифтом 1. Следовательно, практически нет силы, которая прижимает штифт ко втулкам.

В случае если почему-либо число оборотов маятника оказывается выше диапазона его работы, грузы маятника приходят на упоры в планках 11, которые воспринимают возросшую центробежную силу, предохраняя при этом от перенапряжения пружины и ленту.

В остальных элементах, где действуют значительные силы, при перемещении грузов маятника не получается относительного скольжения деталей — грузы катятся по тарелке 8, лента изгибается относительно грузов и пятки. Даже при очень тщательных испытаниях трудно обнаружить какую-либо нечувствительность этого маятника. Изготовление его не требует большого количества слесарно-сборочных работ.

Вспомогательный сервомотор. Конструкция вспомогательного сервомотора показана на фиг. 32. В полость корпуса 3 под поршень 1 постоянно подается масло под давлением, где оно действует на кольцевую площадь поршня, создавая при давлении 20 кг/см^2 силу около 500 кг, действующую вверх.

Через отверстие в поршне масло под давлением попадает в канавку, прикрываемую нижней отсекающей кромкой иглы 2. Кольцевое пространство между отсекающими кромками иглы соединяется отверстием с верхней рабочей полостью А вспомогательного сервомотора.

Диаметр поршня, выходящий наружу из верхней рабочей полости вспомогательного сервомотора, значительно меньше, чем диаметр поршня, выходящий наружу из нижней полости. Диаметры эти подобраны так, что рабочая площадь поршня, на которую действует давление масла, сверху вдвое больше, чем снизу.

Верхняя отсекающая кромка иглы прикрывает канавку в поршне, соединенную с самой верхней полостью вспомогательного сервомотора Б, которая нормально всегда соединена со сливом. В случае, когда игла находится в среднем положении относительно канавок в поршне, верхняя и нижняя отсекающие кромки иглы разобщают полость над поршнем от давления и от

слива. Сила давления масла, действующая на поршень снизу, стремится сместить его вверх, однако, поскольку в полости над поршнем масло замкнуто, а оно практически несжимаемо, поршень остается неподвижным, в полости над поршнем устанавливается такое давление, что силы, действующие на поршень сверху и снизу, уравновешиваются.

Практически имеют место некоторые протечки масла у отсекающих кромок иглы. Однако это не влияет на работу вспомогательного сервомотора, так как поршень всегда устанавливается относительно иглы в такое положение, что в полость над поршнем втекает снизу столько же масла, сколько вытекает из нее сверху.

Если игла внешним воздействием смещается вверх, полость над поршнем соединяется со сливом, давление в ней падает, вследствие чего под действием силы давления масла снизу поршень вспомогательного сервомотора перемещается вверх до тех пор, пока „догоняет“ иглу, отсекающие кромки которой разобщают полость над поршнем от слива. При смещении иглы вниз в полость над поршнем попадает масло под давлением из нижней полости. Поскольку сверху рабочая площадь поршня больше, чем снизу, образуется сила, под действием которой поршень смещается вниз. Это движение поршня продолжается также до тех пор, пока поршень „догоняет“ иглу и занимает относительно нее среднее положение.

Фактически вспомогательный сервомотор работает плавно, причем поршень повторяет перемещения иглы без сколько-нибудь заметного отставания.

При перекрытиях иглы относительно поршня порядка 0,3 мм на сторону поршень вспомогательного сервомотора, перемещая тело главного распределительного золотника с достаточной силой, повторяет движение иглы с точностью $\pm 0,01$ мм.

Для достижения высокой чувствительности регулятора необходимо, чтобы сила трения, возникающая при перемещении иглы в поршне, была бы минимальной. Для этого принимаются все

меры — выбираются соответствующие зазоры, на игле делаются разгрузочные канавки, применяются твердые сопряженные поверхности, а, кроме того, игла при работе регулятора получает непрерывно вращательные движения от специального устройства — вибратора. Благодаря этому силы трения между иглой и поршнем, действующие в осевом направлении, практически исключаются.

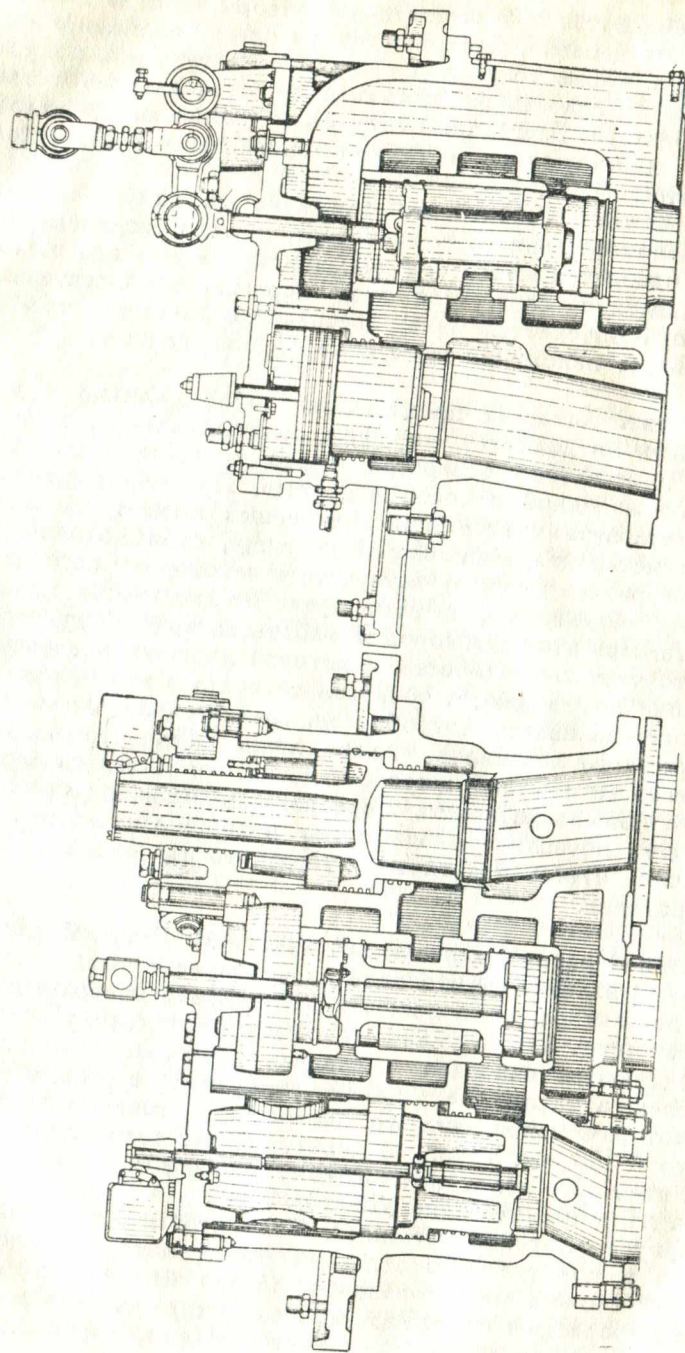
При действии „аварийного закрытия“ в самую верхнюю полость вспомогательного сервомотора, обычно соединенную со сливом, подводится масло под давлением, а в нижнюю полость вместо давления слив. При этом поршень вспомогательного сервомотора опускается вниз, обеспечивая закрытие турбины, независимо от положения иглы относительно поршня.

Катаракт. Катаракт представляет собой цилиндр с точно пригнанным по диаметру поршнем, залитый маслом. В поршне имеется дроссельное отверстие, через которое масло может перетекать из одной полости в другую. При перемещении цилиндра катаракта вместе с ним в первый момент движется и поршень катаракта, сжимающий пружину, сила которой стремится возвратить поршень катаракта к некоторому постоянному „среднему“ положению, не зависящему от положения цилиндра катаракта. При этом для хорошей работы катаракта существенны два обстоятельства: скорость, с которой поршень возвращается к среднему положению, и точность возврата в это положение.

Не останавливаясь подробно на сравнительно сложной конструкции этого механизма, укажем лишь на то, что она позволяет легко и в очень широком диапазоне изменять скорость возврата поршня катаракта к среднему положению (время изодрома). Это позволяет очень легко и хорошо настроить регулятор так, чтобы практически устранить колебания в системе регулирования.

Главный распределительный золотник. Главный распределительный золотник — это один из наиболее точных и сложных узлов регулятора, являющийся в то же время наибольшим и по размерам (фиг. 33). К главному распределительному золотнику присоединяются напорная и сливная трубы от маслонапорной установки, а также две трубы — „открытия“ и „закрытия“ — к сервомоторам направляющего аппарата. Диаметр в свету всех этих труб 150 мм. Такой же диаметр имеет тело главного распределительного золотника. Поэтому данному типоразмеру регулятора дано наименование УК-150.

Корпус золотника чугунный. Тело его ходит не непосредственно в корпусе, а в стальной буксе, которая вставляется в корпус с очень малым зазором, однако без натяга, во избежание деформации ее при запрессовке в корпус. Тело золотника весьма точно пригнано по диаметру буксы, все сопряженные



Фиг. 33. Главный распределительный золотник.

поверхности имеют очень тщательно обработанные поверхности. Окна боксы перекрываются тарелками золотника так, что перекрытия составляют 0,3 мм на сторону.

Для уменьшения расхода масла на протечки такие перекрытия сделаны лишь по части периметра отсекающей кромки золотника. Остальная часть отсекающей кромки имеет перекрытия 1,5 мм на сторону. Эта часть отсекающих кромок работает лишь при значительных перемещениях золотника. Все три главных канала золотника („напорный“, „открытия“ и „закрытия“) снабжены запорными гидроклапанами. Гидроклапан на напорном канале управляется от системы гидроблокировки, а гидроклапаны на сервомоторных трубах — от специального золотника гидроклапанов, перемещаемого от рукоятки переключения „ручное — автомат“.

Электрические устройства регулятора. Для осуществления автоматического управления агрегатом в регуляторе предусмотрен целый ряд электрических контактов, переключение которых контролирует положение различных механизмов регулятора. Имеются сигнальные лампы, а также сельсины-датчики, с помощью которых на пульт управления передаются показания главного указателя регулятора. Имеются электромагниты, управляющие специальными золотниками дистанционного управления. Клеммный ряд регулятора, к которому подводится вся его электропроводка, имеет около 80 клемм.

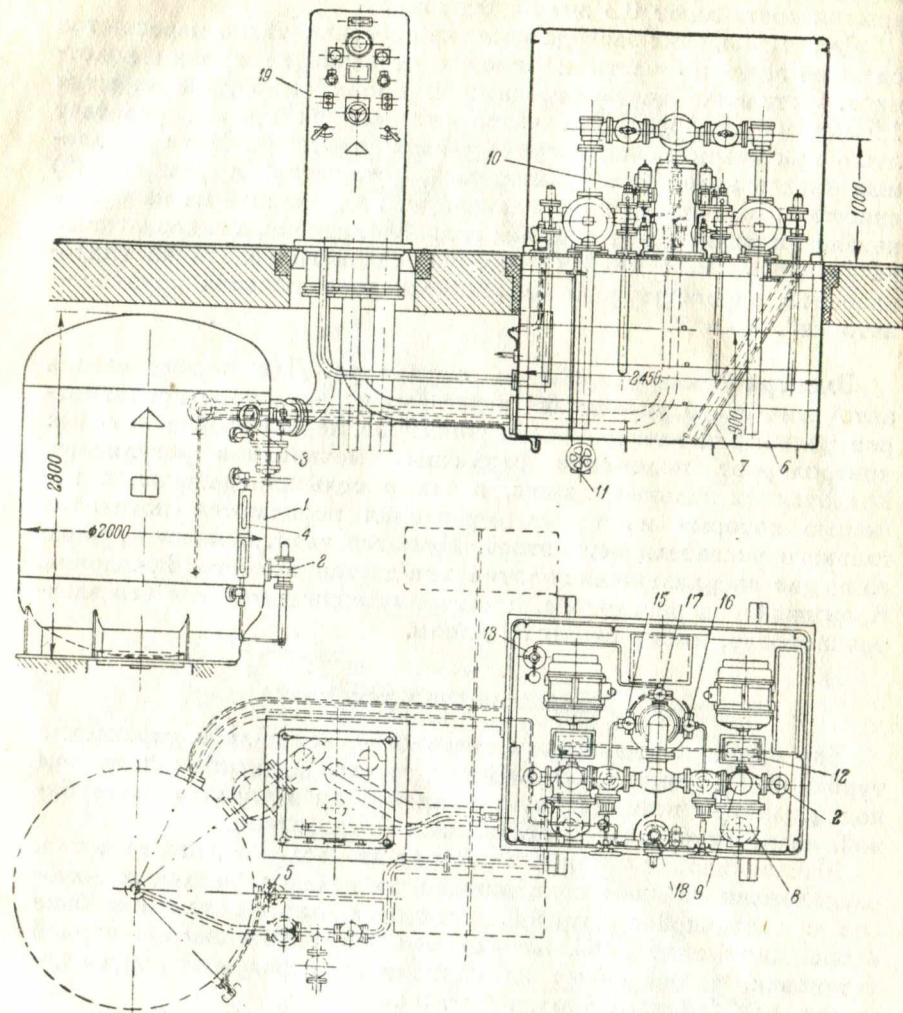
19. Маслонапорная установка

Без масла под давлением невозможно какое-либо управление турбиной. Поэтому маслонапорная установка, питающая маслом под давлением всю систему регулирования и управления турбиной, является весьма ответственным устройством.

Маслонапорная установка состоит из масловоздушного котла, расположенного ниже пола машинного зала, и масляных насосов с различной арматурой, установленных на сливном баке в машинном зале ГЭС. Сверху все механизмы маслонапорной установки, размещенные на сливном баке, закрыты общим кожухом, как это показано на фиг. 34.

В масловоздушном котле около 40% его объема занимает масло, а остальная часть заполнена воздухом под давлением 18—20 кг/см². Из котла масло под давлением подводится к золотникам системы регулирования и управления турбиной, где оно непрерывно расходуется, возвращаясь без давления в сливной бак. При этом уровень масла и давление воздуха в котле падают. Как только давление в котле падает до 18,5 кг/см², масляный насос подкачивает в котел масло до тех пор, пока давление в нем возрастает до 20 кг/см², после чего насос прекращает подачу масла в котел.

Подачей масла от насоса в котел управляет перепускной клапан. Он в соответствующие моменты, в зависимости от ве-



Фиг. 34. Маслонапорная установка регулятора для турбин Днепрогэс

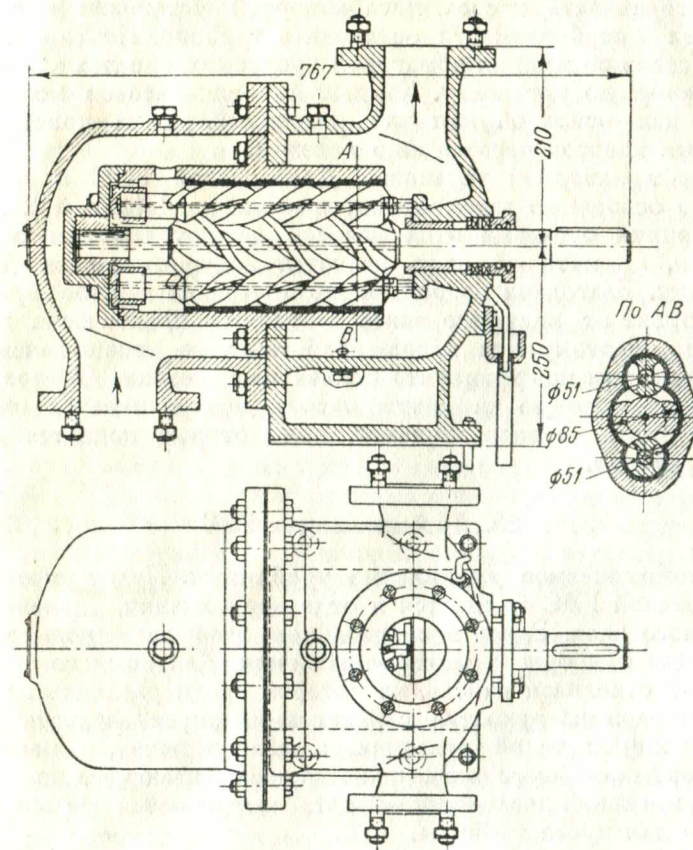
1 — котел; 2 — предохранительный клапан; 3 — манометр; 4 — маслоуказатель; 5 — обратный воздушный клапан; 6 — сливной бак; 7 — фильтр масляного бака; 8 — масляный винтовой насос; 9 — обратный клапан; 10 — перепускной клапан; 11 — вентиль для наполнения масляного бака; 12 — эластичная муфта; 13 — масловоздушный компрессор; 14 — двойной фильтр; 15 — реле низкого давления; 16 — реле высокого давления; 17 — реле давления с перепадом; 18 — указатель уровня в баке с контрольным устройством; 19 — колонка регулятора УК-150.

личины давления в котле, дает импульс для пуска или остановки электромотора насоса. Если эксплуатация ведется так, что насос работает без остановки, перепускной клапан, соответственно,

перепускает масло в котел или вхолостую обратно в сливной бак, откуда насос засасывает масло.

На насосе предусмотрен предохранительный и обратный клапаны.

Когда перепускной клапан открыт на слив или когда насос остановлен, обратный клапан захлопывается, предотвращая воз-



Фиг. 35. Масляный винтовой насос.

можность обратного движения масла из котла. Предохранительный клапан предотвращает возможность работы насоса при давлении, превосходящем допустимое.

В процессе работы турбины из котла уносится вместе с маслом и некоторое количество воздуха; возможны также вообще некоторые утечки воздуха из котла. Для автоматического восполнения этого расхода воздуха применяется специальный масловоздушный компрессор, который в случае, когда уровень масла в котле высок, автоматически начинает подкачивать воз-

дух, так как всасывающая труба этого компрессора, нормально касающаяся масла в сливном баке, оказывается оголенной. Подкачка воздуха продолжается до тех пор, пока уровень масла в котле снижается, вследствие чего уровень масла в сливном баке повышается и конец всасывающей трубы компрессора оказывается под уровнем масла.

Неисправность насоса маслонапорной установки могла бы привести к необходимости остановить турбину. Поэтому масляных насосов со всей их арматурой предусмотрено два на каждую маслонапорную установку. Каждый из этих насосов может работать как основной или как резервный. Сама конструкция масляных насосов чрезвычайно надежна.

В маслонапорной установке Днепровской ГЭС применены впервые освоенные заводом винтовые насосы¹ (фиг. 35).

Рабочими органами этих насосов являются винты особого профиля, из которых один является ведущим, а два других ведомыми. Благодаря особой форме профилей винтов вращающий момент от ведущего винта к ведомым практически не передается. Поэтому эти насосы работают, не изнашиваясь, при очень высоком коэффициенте полезного действия. Осевое давление, действующее на винты насоса, воспринимается пятами, выполненными в виде поршней, под которые подается масло под давлением.

20. Автоматизация ГЭС

Автоматическое управление турбинами. Пульт управления Днепровской ГЭС находится в отдельном здании, удаленном от машинного зала. Здесь в специальном зале размещены многочисленные приборы и ключи управления. Для каждого агрегата отведена отдельная панель, на которой среди различных приборов расположена рукоятка с надписями: „пуск“ и „остановка“. Один поворот такой рукоятки, и далеко внизу, в машинном зале, без дальнейшего вмешательства обслуживающего персонала, строго в нужной последовательности совершаются все операции, нужные для пуска турбины.

Приходят в действие различные вспомогательные механизмы, после чего приоткрывается направляющий аппарат турбины, вода устремляется к рабочему колесу, приходит в движение многотонный ротор турбины и генератора.

Скорость его вращения быстро возрастает, вступает в действие автоматический регулятор скорости и приводит агрегат к нормальному числу оборотов — турбина пущена.

Одновременно с этим автоматически приводится в рабочее состояние генератор.

¹ Подробно о насосах этого типа см. книгу А. Е. Жмудь, Винтовые насосы с циклоидальным зацеплением, Машгиз, 1948.

Автоматический синхронизатор через регулятор турбины приводит скорость вращения пускаемого агрегата в соответствие с частотой электрического тока в энергосистеме, и в соответствующий момент этот агрегат подключается к сети.

Проходит всего две-три минуты после поворота пускового ключа на пульте до момента, когда мощный гидроэлектрический агрегат готов к приему нагрузки. Дежурный на пульте „нагружает“ пущенный агрегат в соответствии с тем, как это требуется в данный момент по условиям работы ГЭС. Для этого он слегка поворачивает специальную рукоятку в направлении стрелки с надписью „прибавить“, а в турбине, силами в десятки тонн, увеличивается открытие направляющего аппарата турбины, возрастает поток воды, поступающей в рабочее колесо; турбина развивает все большую мощность, которая преобразуется генератором и в виде электрического тока расходуется по проводам.

Мощные агрегаты работают совершенно автоматически. Они реагируют на все произвольные изменения нагрузки в электрической сети, послушно выполняют распоряжения дежурного на пульте. Своевременно автоматически приходят в действие различные вспомогательные агрегаты. Пуск, остановка, нормальная работа — все происходит без непосредственного участия обслуживающего персонала.

Вся эта простота и легкость управления агрегатами Днепровской ГЭС, полная автоматизация и бесперебойность работы оборудования обеспечиваются высокой надежностью и четкостью работы всех механизмов турбинного агрегата, как непосредственно его главных рабочих органов, системы регулирования, так и всех вспомогательных устройств.

Возможность аварии предотвращается автоматическим включением резервных устройств и действием различной защиты агрегата.

О возникновении каких-либо ненормальностей при работе своевременно извещает соответствующий сигнал. Но лучше всякой электрической защиты или предупредительного сигнала безаварийную работу машин обеспечивает их надежная конструкция и добротное изготовление.

Аппаратура автоматики. Автоматическая работа агрегата поддерживается действием не одного только автоматического регулятора. Имеется еще целый ряд реле на механическом оборудовании, контролирующих нормальное состояние рабочего режима агрегата и предохраняющих его от аварии.

Так, на маслонапорной установке имеются два специальных реле давления. При некотором снижении давления масла одно из этих реле дает импульс для включения резервного насоса. В случае дальнейшего снижения давления в котле маслонапорной установки другое реле дает импульс для аварийной остановки турбины.

Специальные струйные реле контролируют достаточность расхода воды, подающейся на смазку резинового подшипника. На верхушке агрегата расположен центробежный выключатель оригинальной конструкции — без пружин. Это — реле, защищающее агрегат от разгона. После того, как срабатывает центробежный выключатель, агрегат останавливается сбросом щитов, если даже направляющий аппарат не закрывается. За уровнями воды и масла в различных местах агрегата следят поплавковые реле, управляющие соответствующими насосами.

На вспомогательных трубопроводах воды и воздуха, имеющих в турбине, имеются клапаны с дистанционным приводом. Они управляются или непосредственно соленоидами, или маслом от вспомогательных золотников, в свою очередь, управляемых соленоидами.

Конструкции всех этих многочисленных механизмов, обеспечивающих нормальную и бесперебойную работу агрегата, были тщательно отработаны и проверены на заводе, прежде чем они были применены на Днепровской ГЭС.



ГЛАВА ПЯТАЯ

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

21. Общая часть

Изготовление гидротурбин для Днепрогэс представляло собой очень сложную и ответственную задачу. Следует учесть, что наряду с этим заданием ЛМЗ имени И. В. Сталина приходилось строить и восстанавливать гидротурбины для ряда других гидроэлектростанций Советского Союза.

В то же время завод сам находился в стадии восстановления и преодолевал большие трудности, характерные для начального послевоенного периода (отсутствие квалифицированных кадров, достаточного парка оборудования, необходимой технической документации, оснащения и т. д.). Между тем сроки изготовления гидротурбин для Днепрогэс были весьма жесткие, а качество изготовления требовалось очень высокое.

Следует заметить, что изготовление крупных деталей и узлов гидротурбин требует применения уникального оборудования, а контроль качества и точности их (деталей и узлов) обработки зачастую затруднен вследствие больших размеров и весов деталей. Кроме того, по характеру своей конструкции мощная гидротурбина не может быть на заводе целиком собрана и испытана. Это обстоятельство повышает требования к качеству изготовления деталей и узлов и усложняет технологию производства.

Процесс конструирования турбин тесно переплетается с решением вопросов технологии их изготовления. Конструкторы, решая проблемы, связанные с работой турбины, неизменно задавались вопросами о том, как может быть изготовлена та или иная деталь, как проконтролировать точность изготовления и качество материала и т. д. Мало того, в самой конструкции предусматривались возможность изготовления каждой детали с наименьшими затратами труда и применение наиболее производительных методов работы. Поэтому в создании конструкции турбины для Днепровской ГЭС участвовали также технологи

и производственники. Их совместная работа с конструкторами обеспечила высокое качество турбин и позволила максимально сократить сроки и трудоемкость изготовления.

Гидротурбинное производство — типично индивидуальное. Число одинаковых машин очень невелико, и изготавливаются они, как правило, последовательно со значительными интервалами одна после другой. Поэтому возможность применения специализированных станков весьма ограничена.

Обработка наиболее крупных деталей производится на уникальных станках. Индивидуальный характер производства ограничивает применение большого числа специальных приспособлений и требует весьма высокой квалификации рабочих.

Характерным для крупного гидротурбостроения является сравнительно большой удельный вес (до 40% общей трудоемкости) слесарно-сборочных работ, разметки и других ручных работ. Велико и вспомогательное время, затрачиваемое не на обработку, а на установку, выверку, контроль и проч.

Как уже указывалось, основные детали гидротурбин для Днепрогэс имеют весьма значительные размеры и вес, например:

1) рабочее колесо — стальная отливка диаметром 6080 мм, высотой 3020 мм, чистым весом 92 т, с профилированными лопастями в проточной части, не доступной для обработки на каком-либо станке;

2) статор турбины — стальная отливка из четырех сегментов, диаметром 8500 мм, высотой 3500 мм, чистым весом 60 т;

3) крышка турбины — чугунная отливка из четырех частей: диаметром 7500 мм, чистым весом 50 т;

4) вал турбины и промежуточный вал — стальные поковки весом после предварительной обработки по 50 т каждая; диаметр тела вала 1100 мм, диаметр фланца 1850 мм, длина вала 4900 мм;

5) фундаментное кольцо — чугунная отливка из четырех частей, диаметром 7500 мм, чистым весом 14 т.

Примерно такие же габариты и вес имеют нижнее кольцо направляющего аппарата, регулирующее кольцо и т. д.

Обработка этих деталей зачастую представляет собой сложную проблему как по технологии изготовления, так и по требуемому для этого оснащению и оборудованию.

Такие, казалось бы, не заслуживающие особого внимания операции, как поднять какую-либо из перечисленных деталей или перевернуть ее, или присоединить одну половину детали (или часть) к другой и т. п., на самом деле требуют подчас больших затрат труда, наличия значительных производственных площадей, зачастую применения специальных приспособлений и, безусловно, высокой квалификации исполнителей.

Разметка, установка на станке, выверка и т. п. операции, не существенные для мелких деталей, оказываются весьма трудоемкими для очень крупных деталей, деформирующихся под действием собственного веса или имеющих сложную форму.

Приведем один пример: вал турбины поступает с завода поставщика в виде грубо обработанной заготовки. После разметки чистовая обработка его производится на токарном станке. Одной из первых операций для токаря является выверка и совмещение оси вала с осью вращения шпинделя станка. Установив и закрепив вал на планшайбе (зажим в кулачках за припуск с торца фланца) и оперев его другим концом на люнет, токарь протачивает контрольный поясок на валу со стороны планшайбы, затем переустанавливает вал передним пояском на люнет, а поясок, бывший в люнете, выверяет индикатором на биение. Если бой выше 0,03 мм, поясок протачивается и производится обратная переустановка вала с поворотной проверкой биения.

Последовательная переустановка, проточка поясков и их проверка производятся до тех пор, пока биение по обоим пояскам будет не выше 0,03 мм. Эта операция на таких тяжелых деталях даже у опытных токарей занимает время до двух смен, а иногда и более. Только после этой операции начинается основная обработка вала.

Крупные литые детали имеют большие обрабатываемые поверхности и иногда очень большие припуски на обработку. Ввиду этого обработка их занимает много времени и удлиняет производственный цикл. Технологи немало поработали над сокращением производственного цикла как за счет повышения режимов резания, так и за счет одновременной обработки детали несколькими станками, например расточным и сверлильными и т. п., или совмещения станочной и слесарной обработок.

Ряд сложных вопросов надо было решить в связи с измерениями деталей больших размеров, которые требовалось выполнить при обработке с высокой степенью точности, так как при этом имеет большое значение и температура, и вес измерительного инструмента, и искусство измеряющего и т. д.

Вопросы контроля материалов также представляли немалые трудности. Дело в том, что материал в огромных деталях, с которыми приходилось иметь дело, оказывался неоднородным в разных частях отливки или поковки. Нужно было заранее определять места, откуда вырезать образцы металла для всесторонних испытаний с тем, чтобы эти испытания возможно полнее характеризовали качество всей детали. Не меньшую сложность представляло обнаружение в металле различных скрытых пороков — трещин, раковин и т. п., а также изыскание методов исправления этих пороков.

Большие опасности таили в себе внутренние напряжения в заготовках. Детали, пролежав некоторое время после грубой обработки, коробились, меняли несколько свою форму. При больших размерах деталей это выражалось весьма значительными величинами. Поэтому приходилось широко применять термообработку для снятия внутренних напряжений и производить раздельно чистовую и черновую обработки.

Большое внимание уделялось также внедрению высокопроизводительного инструмента и скоростных режимов резания. На заводе были спроектированы, изготовлены и внедрены фрезы для скоростного фрезерования, которые полностью себя оправдали при обработке многочисленных стыков разъемных деталей на горизонтально-расточных станках — работе весьма характерной в гидротурбостроении.

Кроме увеличения скоростей резания с 12 до 70 м/мин и съема металла до 600 см³ вместо 290 см³ (меньшие цифры относятся к нормальным режимам резания), достигалась также высокая точность и чистота отделки плоскостей стыков.

По инициативе технологов завода было найдено оригинальное решение вопроса об оснащении горизонтально-расточных станков фрезами для скоростного фрезерования. На этих станках в гидротурбинном производстве применяются фрезерные головки диаметром до 1000 мм. Модернизация этих головок была произведена с сохранением корпусов фрез и замены только правых резцов на левые с соответствующей заточкой переднего угла и перемены вращения с правого на левое. Этим путем сэкономлены значительные средства.

Были проведены также большие работы по внедрению скоростного точения. Работы проводились на инструменте с уже имевшейся к тому времени геометрией, но одновременно шла работа по изысканию более совершенных по геометрии и безопасных в работе резцов, т. е. резцов с удобным стружколомателем. Такой инструмент был найден и внедрен в производство.

В гидротурбинах применяется большое количество весьма ответственных крупных болтов с точной резьбой. Размер резьбы доходит до М160, а вес такого болта до 180 кг.

В результате внедрения скоростного метода нарезания резьбы, разработанного на ЛМЗ имени И. В. Сталина лауреатом Сталинской премии тов. В. М. Бирюковым, удалось значительно сократить трудоемкость изготовления деталей крепежа.

Приведем пример, иллюстрирующий эффективность скоростного метода нарезания резьбы.

Деталь — болт с резьбой М160 × 4; длина резьбы — 200 мм; длина болта с головкой — 805 мм; материал — сталь марки 45.

До внедрения скоростного метода нарезание резьбы производилось резцами обычной конструкции (принятой тогда на всех заводах) при следующих режимах резания: скорость резания $v \approx 50$ м/сек; число проходов $n \approx 15$.

При скоростном нарезании резьбы эта же деталь обрабатывалась при следующих режимах: скорость резания $v \approx 250$ м/сек; число проходов $n \approx 8$.

Таким образом, машинное время сократилось примерно в десять раз. В настоящее время методы тов. Бирюкова, впервые примененные при нарезании резьбы на деталях гидротурбин, получили распространение на многих заводах Советского Союза.

В процессе изготовления турбин для Днепровской ГЭС внедрена в производство анодная заточка резцов и фрез для скоростного фрезерования. Для ряда трудоемких операций были спроектированы и применены специальные операционные станки, так, например, для сверления глубоких отверстий в направляющих лопатках, для строгания шпоночных пазов и фасонных поверхностей.

Немало нового было внесено технологами и стахановцами в технологию слесарно-сборочных работ как в части механизации ручного труда, так и в методы и приемы сборки. Значительно была увеличена и степень оснащенности сборочных работ приспособлениями и инструментом.

Обратимся теперь к ознакомлению с технологией производства некоторых характерных деталей.

Изложение технологии выполнено с освещением только сути вопроса и описанием основных методов обработки деталей. В настоящее время уже выпущена книга „Технология производства гидротурбин“ доц. Гамзе и инж. Гольдшера, в которой подробно освещены вопросы технологии изготовления крупных гидротурбин. К этому труду отсылаем желающих более подробно ознакомиться с вопросами гидротурбостроения. Из того же труда, с разрешения авторов, использованы частичные материалы и рисунки в данной главе, так как авторы в своей книге, в разделе о радиально-осевых турбинах, в значительной степени базируются на исследованиях и опыте изготовления турбин Днепровской ГЭС.

22. Рабочее колесо

Как указывалось выше, в результате творческого сотрудничества конструкторов и технологов была разработана конструкция цельнолитого рабочего колеса. Тем самым удалось избежать весьма трудоемких работ, которые имели место при наличии разъемного колеса. Это позволило на 2,5—3 месяца сократить цикл производства и сэкономить свыше 1500 трудочасов на каждом колесе.

Рабочее колесо представляет собой весьма ответственную и очень нагруженную деталь. Сложность его формы и большой вес создают трудности в литье. Много новаторства проявили металлурги и литейщики Ново-Краматорского завода имени И. В. Сталина, успешно изготовив эти отливки. Подобные детали не изготавливались до этого ни в Советском Союзе, ни за границей.

Работы по изготовлению модели из дерева для отливки колеса, а также по изготовлению формы и, наконец, самой отливки были выполнены на исключительно высоком уровне Ново-Краматорским заводом имени И. В. Сталина. Все шесть колес для Днепрогэс были изготовлены точно в сроки и высококачест-

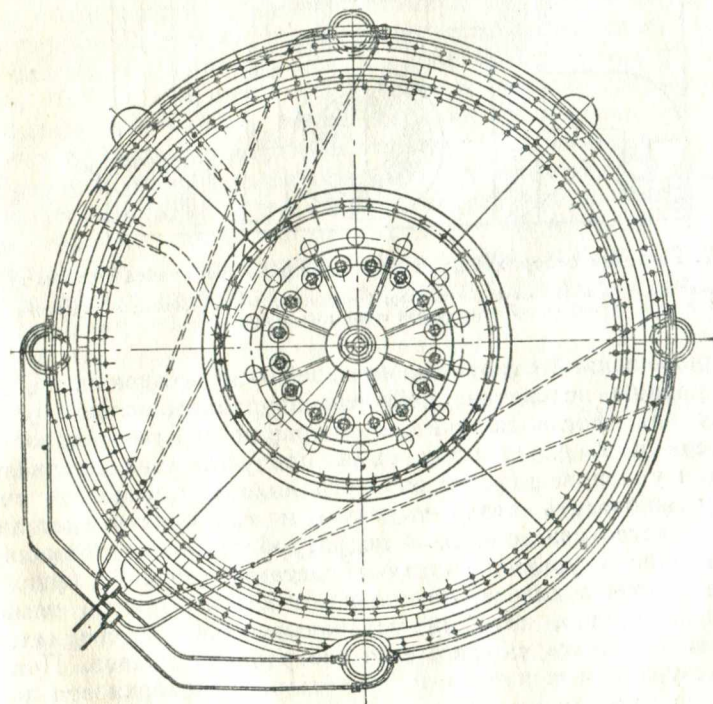
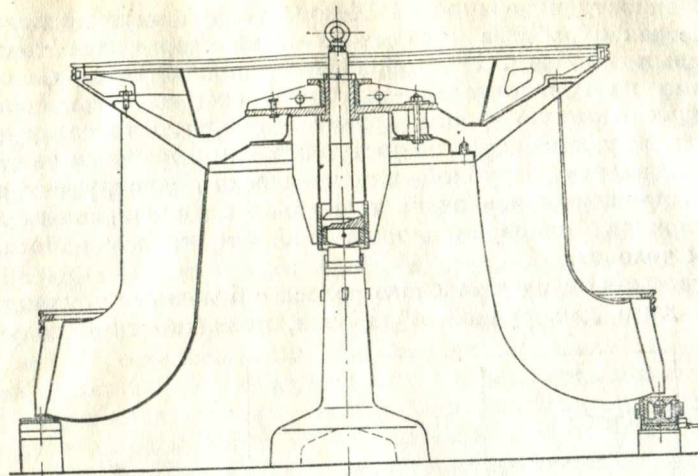
венно. После изготовления отливки рабочее колесо поступает на обработку. Везти такую отливку для обработки в Ленинград было нерационально. Поэтому было найдено решение, позволившее с участием специалистов ЛМЗ имени И. В. Сталина полностью обработать колесо на НКМЗ имени И. В. Сталина. Готовое рабочее колесо перевозилось по железной дороге из г. Краматорска на Днепрогэс. Такое решение создавало и ряд технических трудностей. Поскольку остальные части турбины изготавливались в Ленинграде, надо было обеспечить высокую точность выполнения на различных заводах сопряженных размеров огромных деталей. Эти размеры должны были выполняться независимо друг от друга с высокой точностью.

Выполнение размеров с допусками порядка 6000 мм является сложной задачей хотя бы только с точки зрения техники измерения при столь высокой точности сопряжений, какая требовалась в посадочных местах под уплотнительные кольца и в месте сопряжения с валом турбины.

Помимо высокой точности абсолютных размеров, особое значение имела точность геометрической формы. Например, неточность в сопряжении вала с рабочим колесом при пуске турбины могла вызвать „бой“, вследствие которого уплотнительные кольца, вращающиеся вместе с рабочим колесом, задевали бы за неподвижные кольца, что могло привести к аварии. Ознакомимся с последовательностью обработки рабочего колеса и некоторыми основными операциями.

Сначала производилась точная разметка отливки колеса, целью которой являлось определение будущей чистовой конфигурации детали и ее геометрической оси, наличие достаточных припусков на обработку, очерчивание габаритов для предварительной и окончательной механической обработки. Операция разметки первого рабочего колеса проводилась на разметочной плите, при этом требовалась сложная установка 100-тонной детали. Начиная со второго колеса стахановцы завода применили новый метод разметки колес — прямо на планшайбе карусельного станка. В результате получилась экономия в затратах и сокращение производственного цикла на 2,5—3 дня. Токарно-карусельная обработка колеса производилась по верхнему и нижнему поясам, по входным кромкам и торцевым плоскостям. Места под уплотнительные кольца и под буртик вала обрабатывались по второму классу точности. Токарные операции выполнялись каждая за две установки, сначала грубо, а после вторичной разметки начисто. При этом необходимо было снять более 20 т металла, что по нормам соответствовало 45 суткам работы станка. Однако стахановцы, работая несколькими сурпортами на повышенных режимах, сумели сократить на 15—20 суток цикл токарной обработки колеса.

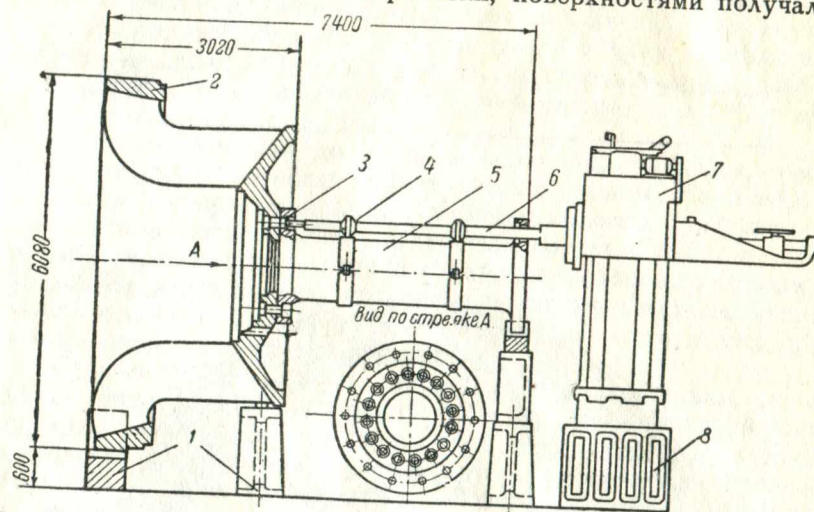
Большое значение для достижения высокого к.п.д. турбины имело точное выполнение проточной части рабочего колеса,



Фиг. 36. Приспособление для уравнивания рабочего колеса.

в особенности поверхностей 14-профилированных лопастей, механическая обработка которых на станках возможна только по выходным кромкам. Эта обработка производилась фасонными фрезами на горизонтально-расточном станке. Остальная часть имеющих сложную форму лопастей рабочего колеса и поверхности между лопастями, не доступные для обработки на станках, обрабатывались обрубкой пневматическим инструментом. Эта работа производилась очень тщательно по специальным шаблонам, причем одновременно на рабочем колесе работало до десяти человек.

Огромная отливка рабочего колеса с большими труднодоступными, даже для ручной обработки, поверхностями получалась



Фиг. 37. Расточка отверстий для спаривания рабочего колеса с валом турбины
1 — подставка; 2 — рабочее колесо; 3 — венгер; 4 — люнет; 5 — вал турбины; 6 — расточная скалка;
7 — расточной станок; 8 — тумба.

неуравновешенной относительно своей оси вращения. При работе турбины, вследствие действия неуравновешенных центробежных сил, могла получиться вибрация агрегата, износ подшипников и т. д., поэтому была предусмотрена специальная операция уравнивания рабочего колеса. Обычными способами уравновесить столь тяжелую и громоздкую деталь не представляется возможным. В гидротурбостроении применяется особый способ уравнивания системы на шаре (фиг. 36). По оси рабочего колеса, несколько ниже его центра тяжести, закрепляется шар, который устанавливается на специальную опорную плоскость, поддерживая все рабочее колесо. При наличии неуравновешенности горизонтальные поверхности колеса несколько наклоняются, что проверяется по двум взаимно перпендикулярным точным ватерпасам. Величина неуравновешенной

массы восполнялась дополнительным грузом, который приваривался в кольцевой выемке нижнего обода, после чего эта выемка закрывалась тонкими стальными листами. Сложной операцией являлось соединение рабочего колеса с валом турбины с помощью припасованных болтов. Нужно было, обеспечив высокую точность соединения, весьма тщательно обработать совместно отверстия во фланце вала и в верхнем ободу рабочего колеса, так, чтобы крупные болты, соединяющие эти детали, входили в отверстия с зазором не более 0,02—0,03 мм. Для этой операции колесо своим фланцем соединилось с валом на сборочных (не служебных) болтах М150, которые устанавливались через одно отверстие. Установка рабочего колеса и вала для обработки отверстий показана на фиг. 37. Сначала производилась окончательная обработка отверстий, не занятых болтами, а затем после установки в них припасованных (служебных) болтов производилась последовательная обработка остальных отверстий, в которых также устанавливались припасованные болты.

23. Статор турбины

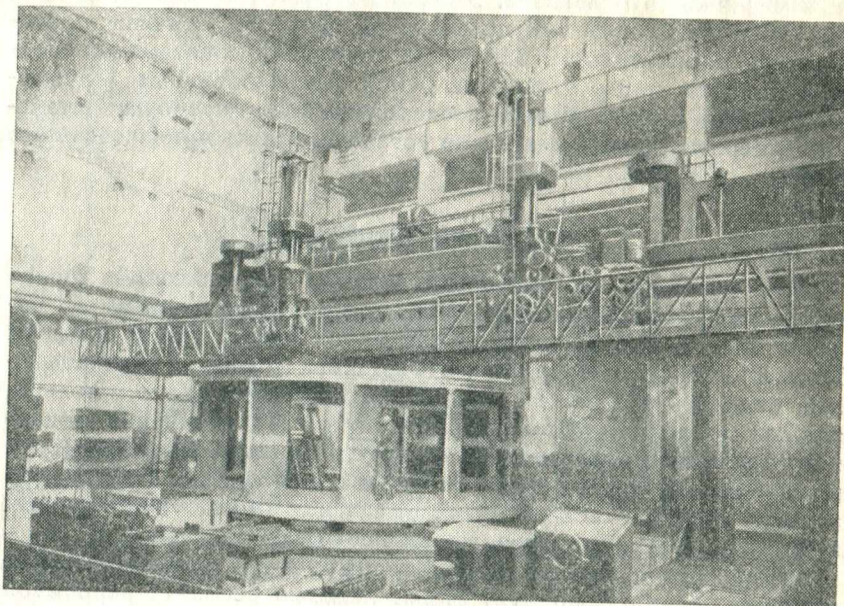
Для возможности транспортирования по железной дороге статор турбины Днепровской ГЭС выполнен разъемным из четырех частей, соединенных между собой по стыковым фланцам болтами. Каждая четвертая часть статора сначала обрабатывалась отдельно по стыкам, затем сегменты собирались в кольцо, которое проходило токарную обработку. По окончании токарной обработки производилась разметка и сверление отверстий для крепления сопряженных с ним деталей турбин. На примере статора турбины можно познакомиться с обработкой крупных разъемных деталей, состоящих из нескольких частей.

Такие детали являются характерными в крупном гидротурбостроении. Если обработать стыки каждого сегмента разъемной детали в отдельности под заданным углом друг к другу, то в результате малейшей неточности выполнения этого угла при сборке сегментов в кольцо потребуются весьма трудоемкая слесарная операция пригонки стыков для их плотного соединения. Последнее условие должно быть строго соблюдено при изготовлении всех разъемных деталей гидротурбины.

В практике отечественного гидротурбостроения былработан следующий технологический процесс обработки крупных разъемных деталей. Сначала на каждом сегменте обрабатываются поверхности лишь одного стыка. Сверлятся соответствующие отверстия, расположение которых точно согласовано, а затем сегменты попарно соединяются в два полукольца. Оставшиеся необработанными поверхности стыков полуколец обрабатываются за одну установку на станке, благодаря чему оказываются расположенными в одной плоскости.

В результате при сборке обоих полуколец в кольцо зазоры в стыках практически отсутствуют.

Токарная обработка статора производится на крупном карусельном станке, как показано на фиг. 38. При этой операции строго соблюдаются концентричность цилиндрических заточек и параллельность плоскостей на обоих поясах статора. Большую точность должны иметь и высотные размеры между обрабатываемыми плоскостями статора, так как от этих размеров зависят зазоры по торцам направляющих лопаток. Токарная обработка статора — грубая и чистовая — производится с одной перекантовкой.

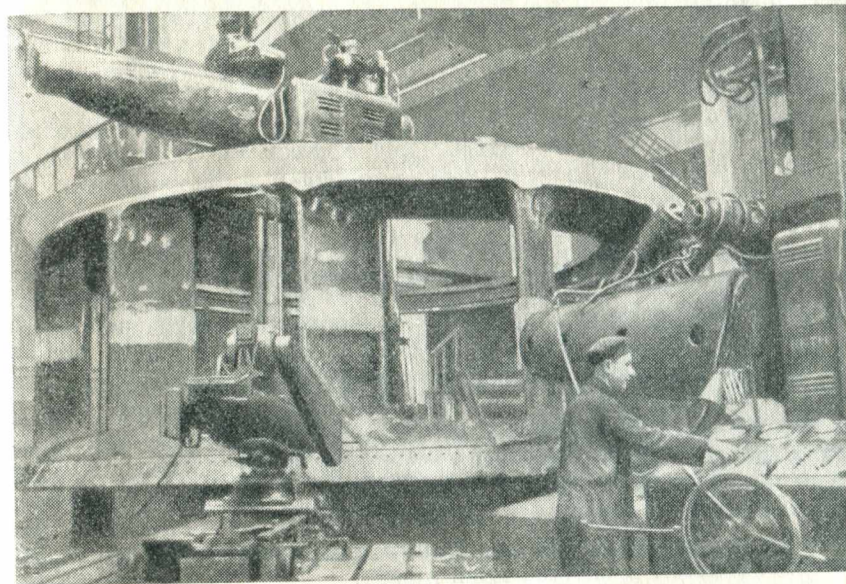


Фиг. 38. Обработка статора на карусельном станке.

По окончании токарной обработки производится разметка статора под сверление отверстий в бортах (вверху и внизу), а также отверстий для крепления крышки турбины и нижнего кольца направляющего аппарата, затем производится сверление всех отверстий. Статор имеет до 2000 отверстий, из них 1500 отверстий диаметром 30 мм под заклепки расположены наклонно по бортам на верхнем и нижнем концах.

Неудобное расположение отверстий под заклепки обычно вынуждало производить их сверление вручную пневматическим инструментом. Такой способ не мог удовлетворять требованиям послевоенной техники. Габариты статора позволяют свободно разместить переносные станки как внутри, так и снаружи де-

тали для производства различных операций. Это обстоятельство было использовано технологами и стахановцами гидротурбинного цеха, которые производили обработку статора несколькими станками, с совмещением при этом ряда слесарных операций (фиг. 39). Такое совмещение операций позволило сократить сроки обработки на 6—7 суток только на одном статоре.



Фиг. 39. Обработка статора одновременно несколькими станками.

Следующей операцией являются пневматические работы по обрубке, зашлифовке профильных поверхностей верхнего и нижнего поясов и двенадцати вертикальных колонн статора. Обработка этих поверхностей на станках невозможна. Для ускорения и уменьшения объема ручных работ, по предложению стахановцев цеха, был использован переносный строгальный станок, который устанавливался внутри статора и строгал неровности, главным образом, в местах стыков четвертинок.

24. Направляющий аппарат

Направляющий аппарат (фиг. 19) является одним из наиболее сложных узлов турбины.

Не останавливаясь на подробностях изготовления крышки турбины и нижнего кольца направляющего аппарата, следует упомянуть о расточке двадцати четырех отверстий под цапфы направляющих лопаток. Отверстия под цапфы направляющих

лопаток в нижнем кольце направляющего аппарата должны точно соответствовать, по своему расположению, отверстиям подшипников направляющих лопаток в крышке турбины. При изготовлении турбин для Днепротэс отверстия с крышки турбины переводились разметкой на нижнее кольцо направляющего аппарата и затем обрабатывались по второму классу точности.

Высококачественное исполнение этих работ позволило отказаться от полной контрольной сборки направляющего аппарата в цехе. Направляющий аппарат первой турбины Днепротэс был полностью собран в цехе. Заключительный момент этой работы показан на фиг. 40.

Лопатка направляющего аппарата представляет собой обтекаемый профиль высотой 1980 мм (перо лопатки), с обоих торцов которого имеются цапфы — нижняя короткая и верхняя длинная. На фиг. 41 показана лопатка направляющего аппарата при обработке ее цапф на токарном станке. Эта стальная литая деталь имеет общую длину 3270 мм и весит в обработанном виде 2200 кг.

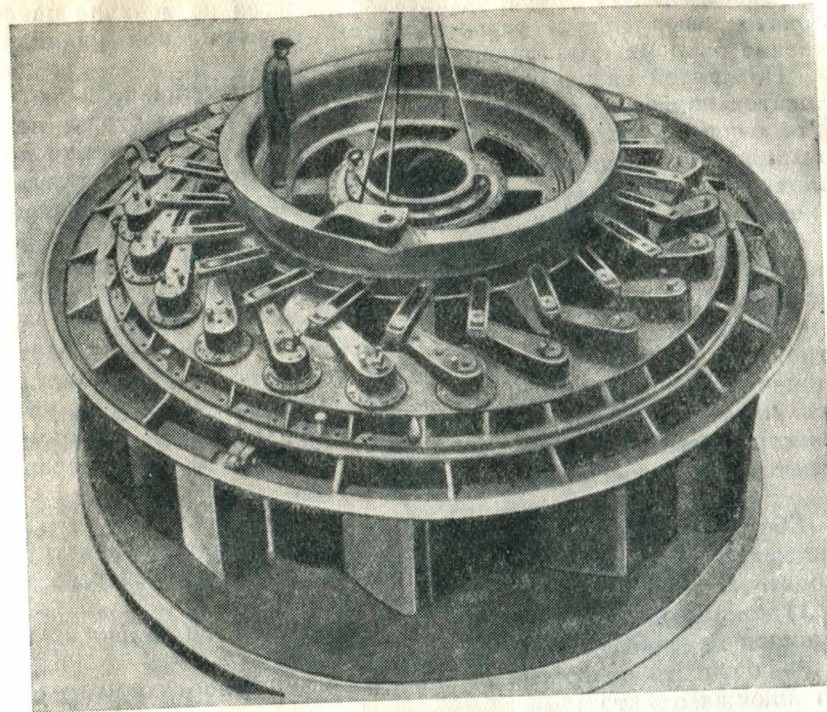
Технологической базой является необработанное перо лопатки, относительно которого производится разметка и последующая обработка. При обработке цапф направляющей лопатки на токарном станке вследствие того, что перо лопатки неуравновешено относительно оси вращения, цапфы лопатки получаются не строго цилиндрическими, что недопустимо. Поэтому при обработке цапф направляющих лопаток к перу лопатки прикрепляется уравнивающий груз. Сначала цапфы и торцы пера лопатки обрабатываются начерно, а затем при чистовой обработке для полного предотвращения овальности цапф лопатка своим пером устанавливается в специальный люнет.

Для смазки нижней цапфы лопатки направляющего аппарата действующей турбины в обоих цапфах имеется сквозное центральное отверстие диаметром 40 мм, в которое устанавливается смазочная трубка.

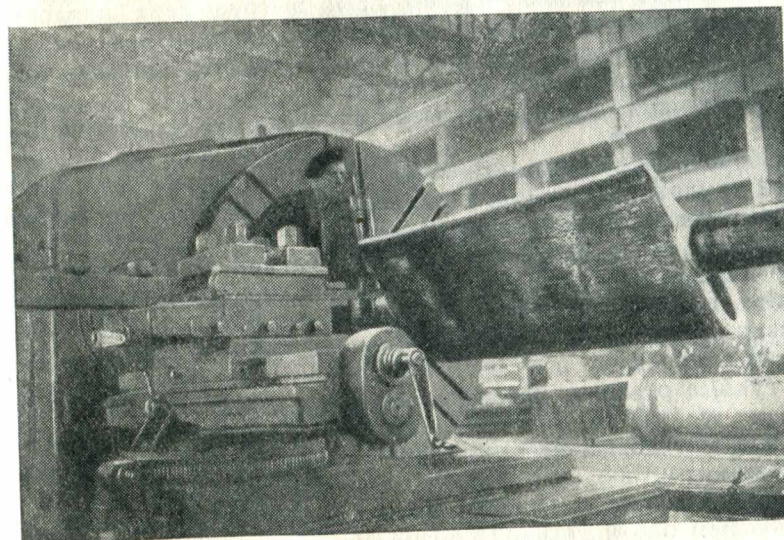
Операция сверления центрального отверстия в направляющей лопатке ранее выполнялась на токарном станке, причем вращалась лопатка, а обычное спиральное сверло имело только продольную подачу. Медленное вращение лопатки, несовершенное охлаждение, уводка сверла — все это удлиняло время обработки.

При изготовлении турбин Днепровской ГЭС был применен более производительный метод сверловки центрального отверстия в направляющей лопатке, который сэкономил заводу до 120 станкочасов на каждой турбине.

Сверление отверстия производилось на специальном центровом станке. Лопатка на этом станке устанавливается неподвижно, а сверло с вращением от специального мотора подается вместе с задней бабкой. Сверление выполняется с двух сторон, т. е. перестановкой лопатки. Сверло — пушечное, с подачей охлаждения по центральной трубке. Кромки сверла усилены нанесением твердого сплава электроэрозийным методом.



Фиг. 40. Сборка направляющего аппарата в цехе.



Фиг. 41. Обработка цапф лопатки направляющего аппарата.

Далее следует операция насадки рычагов на верхние цапфы лопаток, сверление и развертывание отверстий под цилиндрические разъемные шпонки.

Последней операцией механической обработки направляющих лопаток является строгание кромок касания с двух сторон пера. Это очень важная операция, так как только в результате правильного ее выполнения в турбине может быть достигнуто плотное закрытие направляющего аппарата, обеспечивающее минимальную величину утечек воды при остановленной турбине.

На столе продольно-строгального станка устанавливается своими цапфами строго горизонтально направляющая лопатка с надетым на нее рычагом. Под палец рычага ставится упор определенной высоты. Резец на строгание устанавливается строго по рассчитанному высотному размеру. По упору, установленному для первой лопатки, после строгания ее кромки, устанавливаются последовательно под обработку той же кромки лопатки всего комплекта на турбину. Вторая кромка касания лопаток обрабатывается аналогично.

Сборка направляющего аппарата. Как видно из конструкции направляющего аппарата, собранный узел должен удовлетворять следующим основным требованиям:

- 1) концентричность крышки турбины и нижнего кольца и их взаимная параллельность;
- 2) соосность отверстий верхних и нижних опор для цапф направляющих лопаток;
- 3) свободный плавный ход механизма поворота направляющих лопаток на открытие и закрытие;
- 4) плотное без зазоров по всей высоте пера прилегание кромок касания двадцати четырех направляющих лопаток;
- 5) равномерность сверху и снизу (в пределах допуска) торцевого зазора направляющих лопаток;
- 6) величина полного открытия аппарата α_0 не должна быть менее расчетной.

Сборочные работы по этому узлу не только отличаются своей трудоемкостью (примерно 1800 трудочасов), но и технической сложностью их исполнения.

Надо иметь в виду, что до окончательной сборки направляющего аппарата в процессе механической обработки выполняются значительные по количеству и трудоемкости промежуточные слесарно-сборочные операции. Если вспомнить, что в направляющем аппарате все крупные детали разъемные, стальные и чугунные отливки, массивные по весу и сложные по конфигурации, не всегда достаточно жесткие, то станет понятным, что наличие хотя бы и незначительных погрешностей изготовления неизбежно.

При этом ошибки исполнения, накапливаясь, выявляются полностью при окончательной сборке, где они и устраняются. Сле-

дует учесть также, что при изготовлении первых гидротурбин Днепровской ГЭС, т. е. в процессе отладочных работ по технологии и оснащению, надо было внести еще и коррективы как в конструкцию отдельных деталей, так и в процессы обработки. Поэтому контрольная сборка направляющих аппаратов головных турбин являлась необходимым условием проверки качества исполнения.

Направляющий аппарат собирался полностью на статоре. На сборочной площадке цеха устанавливался по ватерпасу статор турбины. Первым монтировалось нижнее кольцо, концентричность которого выверялась щупом в зазоре между статором и кольцом.

В нижние подшипники заводились все двадцать четыре направляющих лопатки. При установке лопаток проверялась легкость их вращения в подшипниках. Затем устанавливали крышку турбины без верхних подшипников. Установка крышки турбины проверялась на концентричность со статором. В крышку турбины устанавливались равномерно по окружности шесть верхних подшипников. Направляющие лопатки, на которые были установлены эти подшипники, проверялись на легкость вращения, причем крышка турбины при надобности перецентрировалась. После закрепления крышки турбины на статоре устанавливались остальные восемнадцать верхних подшипников. Проверка вращения направляющих лопаток производилась так же.

Для установления равномерности зазоров между торцами лопаток и, соответственно, крышкой турбины (вверху) и нижним кольцом (внизу) положение каждой лопатки регулировалось специальным болтом, после чего на верхней цапфе рычаг заклинивался шпонкой. Крышка турбины и нижнее кольцо фиксировались штифтами на статоре; устанавливалось регулирующее кольцо со своей опорой, и направляющие лопатки приводились в закрытое положение. Затем на пальцы рычагов регулирующего кольца надевались серьги с камнями и разрывными болтами. Передвижные камни в серьгах на разрывных болтах используются как компенсаторы угловых и линейных погрешностей изготовления деталей направляющего аппарата.

Собранный направляющий аппарат проверялся в соответствии с требованиями, указанными выше. Проверялась величина максимального открытия направляющего аппарата и соответствие хода уха регулирующего кольца с открытием лопаток по заданной кривой. При этом поворот регулирующего кольца выполнялся либо при помощи тросовой передачи через блоки мостовым краном, или упором в крышку и регулирующее кольцо двумя винтовыми домкратами.

25. Валы гидротурбины

Рабочее колесо соединено с ротором генератора вертикальными валами длиной около 14 м. Линия вала состоит из трех последовательно соединенных валов: турбинного, промежуточного и генераторного. Центрирование валов между собой и с рабочим

колесом осуществляется буртиком на одном фланце и выточкой на фланце смежного вала.

Для обеспечения спокойной работы турбины практика эксплуатации выработала допустимые неточности излома осей валов, которые для общей их длины в 14 м не должны выходить за пределы 0,2 мм.

Высокие требования к соосности валов должны обеспечиваться соответствующими технологическими приемами обработки с соблюдением следующих основных условий:

1) концентричность диаметров центрирующих буртика и выточки, а также диаметров фланцев по отношению к наружному диаметру тела вала должна быть в пределах 0,03—0,04 мм;

2) перпендикулярность плоскостей фланцев к оси вала не более 0,03 мм;

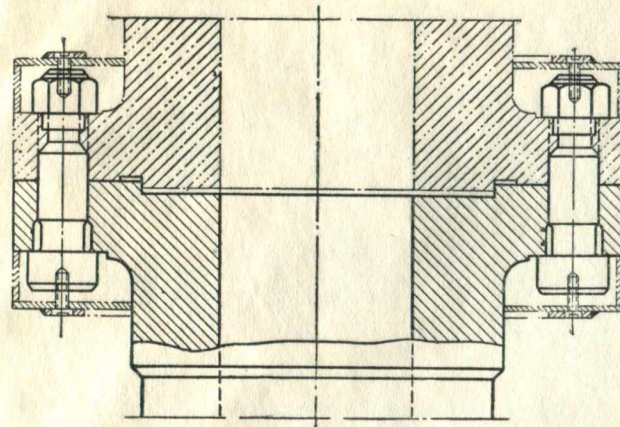
3) вогнутость плоскости (выпуклость не допускается) в пределах 0,05 мм.

С завода-изготовителя поковка вала поступает грубообработанной по всем поверхностям с прошитым и начисто обработанным по всей длине центральным отверстием. Вес заготовки вала около 50 т. Чистовая токарная обработка вала производится на уникальном токарно-центровом станке. За базу при обработке принимается начисто обработанное центральное отверстие вала. Все токарные операции выполняются с зажимом (или разжимом) вала в патроне передней бабки и с опорой со стороны задней бабки. По окончании токарной обработки вала на него в зоне подшипника насаживается облицовка из нержавеющей стали, которая, как уже указывалось выше, предназначена для предохранения шейки вала от коррозии. Облицовка выполнена из листов нержавеющей стали толщиной 6 мм. Листы для плотного соединения с валом тщательно на нем „натягиваются“, а затем в местах продольных и поперечных стыков свариваются электросваркой. После сварки листов облицовки наружная ее поверхность обрабатывается на указанном выше токарно-центровом станке особо тщательно специальными широкими резцами. При этом получается зеркально чистая обработанная поверхность.

Весьма ответственной операцией является соединение двух валов турбины между собой и с валом генератора. Валы спариваются своими фланцами и крепятся болтами, расположенными во фланцевом соединении (фиг. 42). Отверстия под эти болты обрабатываются в соединяемых валах совместно и с весьма высокой точностью, так как болты работают не только на растяжение, но и передают большой крутящий момент. Перед совместным растачиванием отверстий во фланцах валов необходимо удостовериться в том, что после соединения валы образуют единый вал с правильной осью.

Малейшая неточность обработки фланцев валов может привести к „излому“ линии их общей оси. Однако два вала в соб-

ранном виде имеют уже такой вес и длину, что их для проверки правильности оси невозможно поставить ни на какой станок. Поэтому проверка линии вала производится другим способом. Спариваемые валы соединяются между собой временными болтами. При этом валы располагаются горизонтально на призмах и тщательно выверяются по ватерпасу. Вдоль валов с двух сторон натягиваются струны. Горизонтальность струн проверяется рейсмусом от установочной плиты (фиг. 43). Натяжение струн осуществляется грузами, прикрепленными на их концах. Затем производится замер расстояний от струн до наружного диаметра фланцев валов.



Фиг. 42. Фланцевое соединение валов.

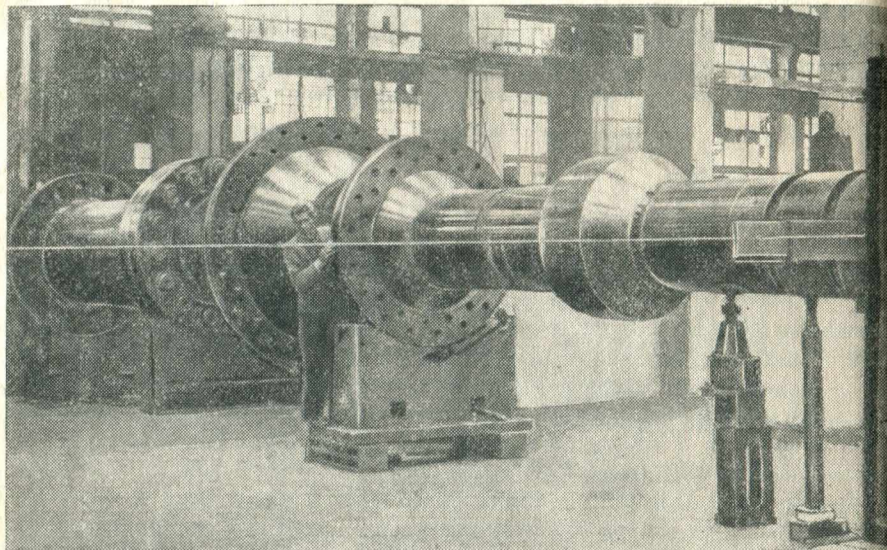
Необходимая точность замеров достигается применением штихмасов, соприкосновение которых со струной и валом контролируется по замыканию тока напряжением в 3—4 в, пропускаемого через струны. Струны изолируются от тела вала фарфоровыми роликами.

Таким путем определяется величина излома линии вала в плоскости расположения струн. Так как излом линии вала может быть в любой плоскости, то описанная выше операция повторяется после поворота спариваемых валов на 90°.

Для окончательной обработки отверстий во фланцах валов развертки посредством удлиненной оправки, проходящей через предварительно обработанное отверстие свободного фланца одного из валов (как это показано на фиг. 37) связаны со шпинделем переносного горизонтально-расточного станка.

Направляющие подшипники с резиновым вкладышем. Этот узел турбины показан на фиг. 17. Основные элементы узла — корпус, вкладыш с резиновой облицовкой и сальниковое уплотнение выполнены разъемными. Корпус и детали сальника вы-

полнены из двух половин. Вкладыш, состоящий из восьми металлических секторов, облицованных резиной, представляет собой цилиндр с внутренним диаметром и высотой 1000 мм. Канавки на резиновой облицовке служат для подачи воды, смазывающей подшипник при работе турбины. Количество секторов определяется особенностями технологии вулканизации резиновой облицовки.



Фиг. 43. Проверка спаренных валов.

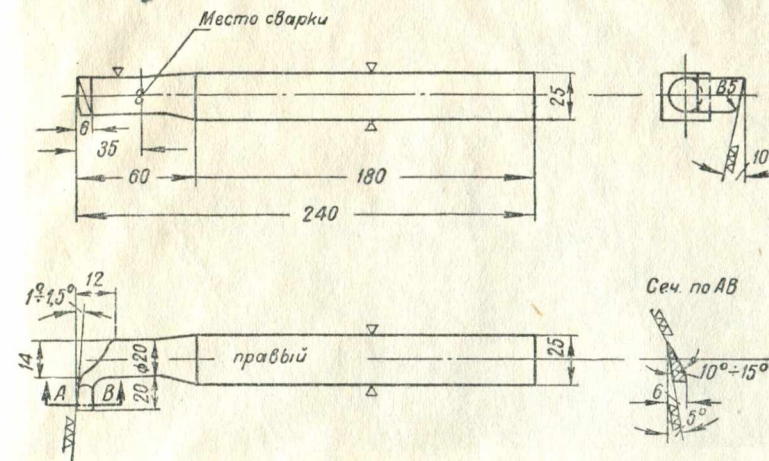
цовки, которая выполняется на заводах резиновой промышленности. Каждый сектор вкладыша после обработки по внутренней поверхности латунируется гальваническим способом для обеспечения последующего хорошего сцепления металла с резиной, которая вулканизируется с сектором вкладыша в специальной прессформе. Для сборки секторов вкладыша в кольцо отдельные секторы устанавливаются в специальное приспособление. Стыки секторов плотно пригоняются, а замыкающий сектор, являющийся компенсатором ошибок, доводится до такого размера, когда вкладыш принимает форму правильного кольца. Это кольцо точно обрабатывается со всех сторон. Особый интерес представляет сравнительно необычная операция — обработка на станке резинового слоя вкладыша. При этой обработке должна быть достигнута высокая точность и чистота обработанной поверхности.

Практика обработки резиновых вкладышей на ЛМЗ имени И. В. Сталина выработала как геометрию режущего инструмента, так и оптимальные режимы резания.

Форма резца для обработки резины и его геометрия показаны на фиг. 44 (материал резца — быстрорежущая сталь).

Режимы резания при обработке резиновых вкладышей диаметром более 200 мм применяются следующие:

- 1) скорость резания до $v \approx 60$ м/мин;
- 2) подача при черновых проходах до $s \approx 3$ мм/об;
- 3) подача при чистовых проходах до $s \approx 0,5$ мм/об;
- 4) глубина резания при черновых проходах до $t \approx 2,5$ мм;
- 5) глубина резания при чистовых проходах до $t \approx 1$ мм.



Фиг. 44. Резец для обработки резины.

Указанный инструмент и режимы обеспечивают высокое качество обработанной поверхности резины, что подтверждается последующей длительной практикой работы подшипников на гидростанциях.

26. Спиральная камера

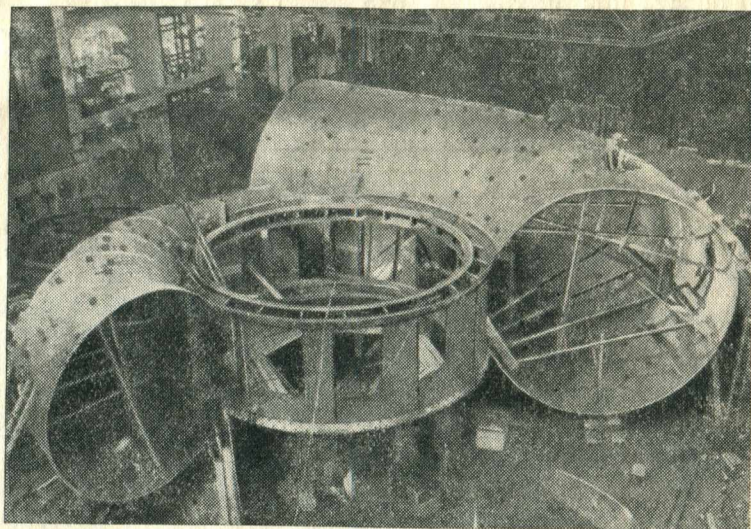
Спиральная камера таких габаритов, как Днепро́вская, изготовлялась на ЛМЗ имени И. В. Сталина впервые.

В отличие от клепаных спиралей, ранее выполненных американской фирмой на Днепро́вской ГЭС, спираль конструкции ЛМЗ имени И. В. Сталина изготовлена сварной.

Спиральная камера имеет сложную пространственную форму. Сечения спирали, по мере того, как она огибает статор, сначала имеют круговую форму, с постепенно уменьшающимся радиусом, а затем плавно переходят в овальную.

Наиболее ответственной и сложной операцией является получение на листах металла развернутого на плоскость очертания каждого из звеньев спирали. Эта операция называется разметкой звеньев спирали.

Для спиралей малых размеров вычерчивание на листах очертаний ее звеньев производят обычно в натуральную величину. Для таких же спиралей, как Днепровская, ввиду ее громадных размеров и отсутствия достаточных производственных площадей, пришлось применить так называемое масштабное развертывание, которое требовало высокого мастерства.



Фиг. 45. Сборка спиральной камеры в цехе.

Гибка и вальцовка листов выполнялись на прессах и вальцах. Толщина листов различная: от 28 мм в больших звеньях до 16 мм в малых.

Неправильная гибка или вальцовка таких толстых листов могла вызвать значительные трудности при пригонке и сборке звеньев спирали.

Сборка спирали производится на статоре, который служит опорной базой. Момент сборки спирали показан на фиг. 45.

Сборка начинается с установки двух первых (со стороны входа) звеньев, а затем к ним пригоняются по порядку последующие звенья. Одновременно с другого конца спирали пригоняется к первому последнее звено, а к нему, в обратной последовательности, остальные звенья. Таким образом, сборка спирали идет в двух направлениях.

Установка звеньев производится с проверкой по диаметру, высоте и правильности радиального положения стыков между звеньями.

Для сохранения формы и жесткости звеньев внутри устанавливаются распорные угольники в виде звезды с приваркой в местах прилегания к стенкам спиральной камеры. После при-

гонки и проверки производится сварка звеньев между собой и на временные пластины и угольники под сборку снаружи. Кромки звеньев, примыкающие к бортам статора, пригоняются к ним плотно и закрепляются временными болтами. После контрольной сборки спираль разбирается на секции, состоящие из нескольких звеньев, а негабаритные звенья — на отдельные секторы.

Контрольная сборка спирали на заводе была произведена в рекордно короткий срок — за 27 суток. Спираль, имеющие размеры в два раза меньше, до войны собирались за 1,5—2 месяца.

27. Механизмы системы регулирования

Производство регуляторов, маслonaпорных установок, а также аппаратуры автоматики носит несколько иной характер, чем производство собственно гидротурбин. Здесь приходится иметь дело с большим числом сравнительно мелких, но требующих высокой точности изготовления механизмов, подвергающихся перед выпуском с завода всесторонним испытаниям.

Механизмы системы регулирования более унифицированы — один и тот же регулятор УК-150, спроектированный для Днепровской ГЭС, изготовлялся заводом и для ряда других гидроэлектростанций.

С механизмами этого же регулятора выпускались путем изменения практически лишь главного распределительного золотника также регуляторы УК-100 и УК-250. То же самое относится к аппаратуре автоматики и к маслonaпорным установкам, но в несколько меньшей мере. Следовательно, производство регуляторов носит менее индивидуальный характер, приближается к мелкосерийному.

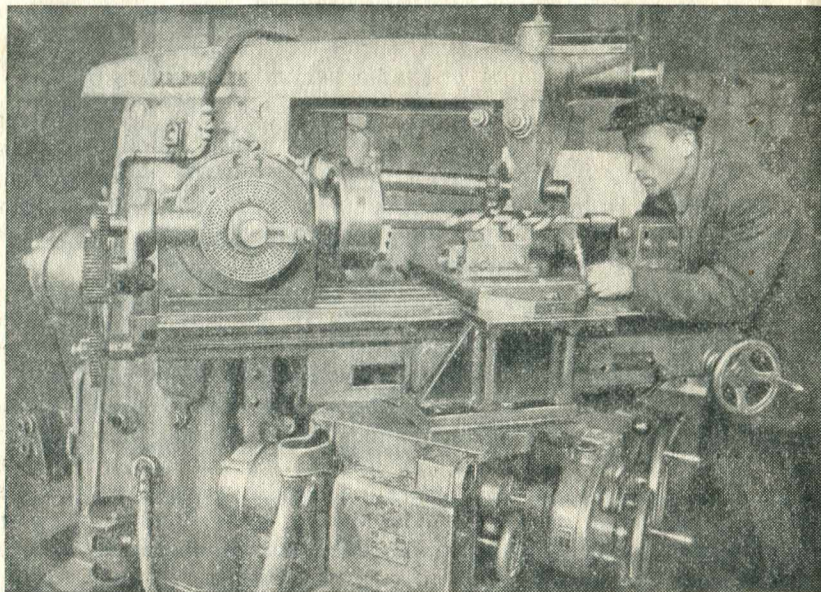
В прежних конструкциях регуляторов весьма велик был объем слесарно-сборочных работ, связанных с пригонкой и изготовлением ряда деталей по месту.

При разработке новой конструкции было поставлено требование — максимально снизить объем ручных работ. Примером удачного выполнения этого требования является центробежный маятник регулятора. Если в довоенной конструкции маятника самые сложные его детали — грузы, по существу, изготовлялись вручную, а другие детали, как, например, стержень маятника, требовали большого числа операций на различных станках, то в новой конструкции маятника все детали поступают на сборку в готовом виде, изготовленные на станках — в основном токарных.

Все регуляторное оборудование проходит сначала поузловую сборку, а затем общую сборку. Такое разделение работ позволяет рационально использовать на сборке слесарей различной квалификации.

Технология изготовления деталей регуляторного оборудования — обычная для точного машиностроения. Детали изгото-

входят в основном по 2-му классу точности. Есть много и менее точных соединений. Однако есть узлы, где точность 2-го класса оказывается недостаточной. Это относится в первую очередь к золотникам, у которых в сопряжении диаметра 150 мм допускается колебание величины зазора всего лишь на 0,02 мм, кроме того, требуется с большой точностью выдерживать линейные размеры, определяющие перекрытия в золотнике. Большое число деталей механизмов системы регулирования работает под



Фиг. 46. Обработка винта масляного насоса.

давлением; все эти детали в процессе производства проходят гидравлические испытания, которые требуют специальных приспособлений. Особенно сложны гидравлические испытания отливки корпуса главного распределительного золотника, в котором отдельно испытываются четыре полости. Корпус золотника предварительно обрабатывается, а затем специальным приспособлением испытываемая полость отделяется от остальных без крепления каких-либо заглушек болтами или шпильками.

Интересным в технологическом отношении является изготовление масляных винтовых насосов, производство которых было освоено при изготовлении турбин для Днепровской ГЭС. Винты этих насосов имеют весьма сложную форму профиля, которая выполнялась с большой точностью фрезерованием на специально приспособленном станке (фиг. 46). Фрезерование производилось в две операции — черновое и чистовое.

Имеющие сложный профиль фрезы для чистовой обработки изготавливались с очень высокой точностью. В результате удалось получить настолько точные и чистые сопряженные поверхности винтов, что после фрезеровки не требовалась дополнительная их обработка. Комплект винтов масляного насоса и фреза для их обработки показаны на фиг. 47.

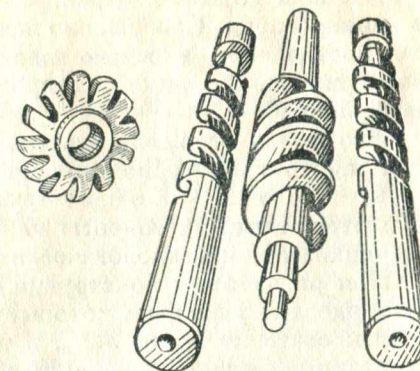
С большой точностью в насосах обрабатываются три длинных строго параллельных отверстия, залитых баббитом. Эта операция выполнялась на горизонтально-расточном станке. Испытания и опыт эксплуатации насосов подтвердили высокие качества их конструкции и изготовления.

Весьма ответственными работами в регуляторостроении являются их испытания. На заводе имеется специальный испытательный стенд, на котором испытываются как отдельные механизмы, так и весь регулятор. Здесь масляные насосы проходят обкатку, испытания на производительность, а иногда на работу при повышенном давлении. Испытывается действие клапанов и реле маслонапорной установки, причем они настраиваются на нужные при эксплуатации уставки.

Регулятор устанавливается на стенде так, что к нему подводится, как и при работе у действующей турбины, масло под давлением и все блокировочные трубопроводы. Вал выключателя регулятора соединяется с сервомотором стенда, который имитирует сервомотор действительной турбины. От специальной установки подводится ток к двигателю, приводящему во вращение маятник. Число оборотов маятника можно менять, имитируя сбросы нагрузки и другие условия действительной турбины. Проверяется действие электрических устройств регулятора, протечки масла в различных элементах и т. д.

Чем лучше изготовлены механизмы, тем, естественно, менее продолжительны испытания, так как нет необходимости устранять дефекты. В этом отношении показательно, что продолжительность испытания регуляторов УК-150 в 2—2,5 раза меньше, чем ранее выпускавшихся заводом регуляторов для крупных гидротурбин.

Испытания аппаратуры автоматики, производство которой завод налаживает после войны, производятся как с подводом масла под давлением, так и при работе этой аппаратуры на воде и воздухе.



Фиг. 47. Комплект винтов масляного насоса и фреза для их обработки.

Производство различного вспомогательного оборудования также имеет свои особенности, на которых мы здесь останавливаться не будем.

Качественное изготовление грандиозных турбин для Днепровской ГЭС с соблюдением графика и сроков окончания работы является результатом большой и плодотворной работы всего коллектива завода.

Об объеме технологических работ можно судить по таким цифрам: общее количество различных деталей в гидротурбине — 4500, количество специального оснащения — 450 типов инструментов и приспособлений.

Все вопросы производства решались на базе новой прогрессивной технологии с учетом последних достижений. Наряду с этим шла коренная перестройка в организации производства и планирования. Совершенно по-новому ставились такие вопросы, как претворение в жизнь планов организационно-технических мероприятий, а с ними и вопросы всемерной механизации ручных работ.

Это имело огромное значение, если учесть, что объем ручных работ в гидротурбостроении составляет весьма значительную долю — около 40% от общих трудовых затрат. Не менее важными являются также и вопросы унификации и типизации как конструкций, так и технологических процессов.

При разработке конструкций Днепровских гидротурбин из восьмидесяти узлов, на которые разбита вся установка, удалось типизировать не менее 30%, в том числе и полностью унифицированный регулятор УК-150, что позволило создать в большой степени типизированную технологию и оснащение.

Изготавливая турбины для Днепрогэс, завод восстановил после войны свою мощность, вырастил новые кадры гидротурбинщиков.

Производственный опыт и достижения, полученные при изготовлении турбин для Днепрогэс, обогатили советское гидротурбостроение и дают возможность решать новые грандиозные задачи в этой области, которые выдвигает народное хозяйство нашей страны.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

МОНТАЖ ТУРБИН

28. Общие сведения о монтаже

Монтаж является заключительным этапом создания гидротурбины и имеет свои особенности.

Огромные металлические детали гидротурбины заливаются в бетон, образуя единое целое со зданием. При монтаже необходимо эти детали правильно установить, надежно закрепить и затем произвести общую сборку всех основных и вспомогательных механизмов турбины и системы регулирования. Все элементы турбины должны быть тщательно проверены и налажены. При этом практически нет „второстепенных“ механизмов. Одинаково хорошо должен работать и подшипник турбины и вместе с тем, например, поплавков, включающий самовсасывающий насос.

Монтажники устанавливают турбину и ее механизмы на ГЭС так, как это предусмотрено конструкцией. Они настраивают работу всех элементов турбины, производят испытания и передают действующий агрегат в руки эксплуатационного персонала. Трудоемкость и ответственность монтажных работ увеличиваются в связи с тем, что общая сборка турбины на заводе не производится, а такой большой узел как направляющий аппарат проходил сборку на заводе лишь для первой турбины.

Монтаж гидротурбин на Днепровской ГЭС велся параллельно со строительными работами по восстановлению ГЭС. Это создавало ряд неудобств в работе и требовало применения различных дополнительных защитных устройств, обеспечивающих безопасность труда монтажников и предотвращающих возможность повреждения оборудования, однако такой порядок ведения работ дал возможность сократить срок ввода в эксплуатацию первых из восстанавливавшихся агрегатов, что было важно для скорейшего получения энергии. Вообще вопрос о сроках окончания монтажных работ всегда имеет большое значение, так как в условиях, когда все сооружение уже восстановлено, каждые сутки сокращения цикла монтажных работ означают допол-

нительную выработку значительного количества энергии досрочно пущенным агрегатом.

Для сокращения сроков монтажа и повышения его качества, а также для облегчения производства работ на Днепровской ГЭС широко применялась предварительная сборка отдельных узлов агрегата на монтажной площадке, вплоть до сборки всасывающих труб и напорного трубопровода. Здесь же производилась предварительная ревизия оборудования. Для этой цели, помимо монтажной площадки, использовались блоки соседних восстанавливаемых агрегатов, кратеры которых перекрывались временными металлическими или деревянными перекрытиями.

По условиям восстановления ГЭС первыми монтировались агрегаты, ближе расположенные к монтажной площадке. Это создавало неудобства, связанные с необходимостью переноски монтируемого оборудования над действующими агрегатами.

Монтажные работы велись с помощью двух мостовых кранов грузоподъемностью по 320 т, работавших над монтажной площадкой и блоком монтируемого агрегата.

29. Монтаж всасывающих труб

Монтаж турбины начинался с установки новой облицовки всасывающей трубы. Перед этим удалялась вся старая облицовка и вырубался бетон на глубину 600—700 мм. На образовавшиеся уступы в нижней части бетона устанавливались двутавровые балки, на которых собиралась облицовка. Закрепление облицовки в бетоне и правка ее производились при помощи домкратов и талрепов. Когда вся облицовка была собрана, выправлена и закреплена, производилась проверка ее установки по осям и соответствие чертежным размерам. После этого производилась сварка облицовки и приварка анкерных планок.

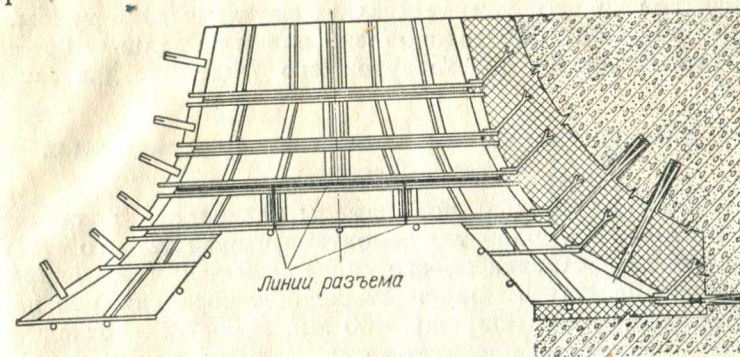
Для лучшей связи облицовки с основным бетоном у нижней кромки облицовки на расстоянии 400 мм друг от друга, а также в середине нижних боковых частей, в основном бетоне бурились отверстия глубиной 500 мм и диаметром 40 мм. В эти отверстия забивался стальной стержень диаметром 30 мм с разрезанным концом и вставленным в этот разрез клином, который при заколачивании стержня расклинивал его конец в бетон (фиг. 48). Второй конец стержня приваривался к облицовке.

После заварки стыков облицовки и контрольной проверки ее производилась укладка бетона (в две очереди).

Опыт монтажа облицовки всасывающей трубы первой отечественной турбины на Днепровской ГЭС (агрегат № 4) показал, что вследствие малой жесткости облицовки она значительно деформируется. Выправлять облицовку вниз, на месте ее установки, нерационально, так как там очень стесненные условия работы и мешает фильтрующая через бетон и неплотности щитов вода. Кроме того, эти работы занимают много лишнего

времени, а поскольку монтаж облицовки задерживает последующие работы, удлиняется цикл всего монтажа.

Поэтому облицовка всасывающих труб следующих турбин предварительно собиралась на монтажной площадке, сваривалась в отдельные секторы и после установки соответствующих распорок жесткости разбиралась и подавалась на место монтажа секторами, где уже производилась ее окончательная сборка и сварка.



Фиг. 48. Крепление облицовки всасывающей трубы.

Этот прием монтажа сократил время установки облицовки, хотя все же ее приходилось на месте несколько выправлять, так как после разборки и последующей сборки облицовка все же оказывалась несколько деформированной.

30. Монтаж фундаментного кольца

Установку фундаментного кольца в кратере турбины первоначально предусматривалось производить на специальных бетонных опорах, возводимых в процессе укладки второй очереди бетона вокруг облицовки всасывающей трубы. В этом же бетоне предусматривались штрабы для фундаментных болтов, которыми закреплялось фундаментное кольцо. Окончательная установка фундаментного кольца, следовательно, могла производиться лишь через 5—6 суток после заливки бетоном штраб фундаментных болтов, когда этот бетон затвердевал.

Для сокращения срока монтажа фундаментное кольцо временно устанавливалось непосредственно на облицовку всасывающей трубы до заливки бетона второй очереди (в первую очередь бетон заливался до середины всасывающей трубы). Установка кольца при этом производилась точно в плане и приблизительно по высоте. Фундаментные болты расцентровывались по отверстиям в кольце, а гайки наворачивались с учетом некоторой посадки вниз фундаментного кольца за счет

подрезки кромки облицовки всасывающей трубы. Затем фундаментное кольцо и болты раскреплялись, после чего производилась заливка всасывающей трубы бетоном второй очереди, который не доходил до низа фундаментного кольца на 500—600 мм, но фундаментные болты при этом оказывались залитыми в бетон. Окончательная установка фундаментного кольца с подрезкой кромки всасывающей трубы и затяжкой фундаментных болтов производилась после выдержки бетона. При этом под фундаментное кольцо устанавливались металлические тумбы.

Таким образом, было сэкономлено время на заливку бетоном фундаментных болтов и 5—6 суток его выдержки для затвердевания.

31. Восстановление спиральных камер и напорных трубопроводов

Восстановление спиральной камеры начиналось с установки нового статора. Для удобства демонтажа частей старого статора и возможности установки нового сохранившаяся часть спиральной камеры обрезалась вокруг старого статора так, что получался кольцевой зазор шириной 400 мм, который впоследствии закрывался специальными вставками. Вставки приклепывались к статору и приваривались к сохранившимся частям спирали. После соединения четвертинок статора на фундаментном кольце производилась проверка его цилиндричности. Для увеличения жесткости статора и предотвращения возможности его деформации при сборке и сварке спирали внутри обоих фланцев статора закладывалось и расклинивалось специальное приспособление, представляющее собой восьмиконечную звезду, выполненную из двутавровых балок № 30. В таком виде статор крепился к фундаментному кольцу.

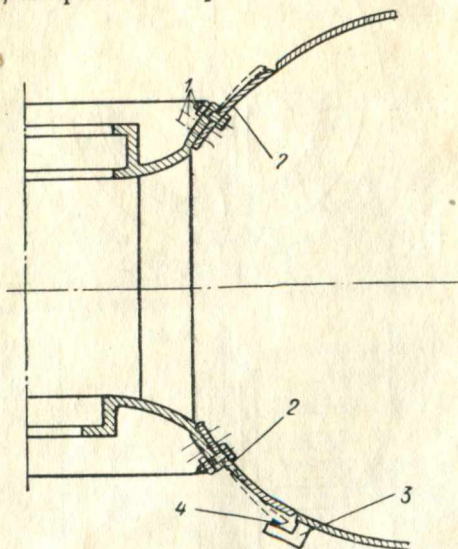
Правильность установки статора после его крепления проверялась по осям, высотной отметке и горизонтальности путем нивелировки. Регулировка положения статора, если таковая требовалась, производилась подбивкой клиньев под лапы фундаментного кольца и подтяжкой фундаментных болтов.

Ремонт спиральной камеры и напорного трубопровода был разделен на две очереди. К первой очереди относились: монтаж вставок и ремонт поврежденных листов спирали. После этого уже можно было производить заливку бетоном статора и фундаментного кольца, что давало возможность приступить к дальнейшему монтажу турбины и параллельно начать работы второй очереди — вести восстановление напорного трубопровода. Это мероприятие было направлено на сокращение цикла монтажа. Работы первой очереди по пригонке вставок, установке носка спирали и пригонке со сваркой облицовки всасывающей трубы к фундаментному кольцу производились одновременно. Вставки спирали пригонялись следующим образом: вставки крепились к статору монтажными болтами, которые в количестве 5—10%

от количества предусмотренных заклепок устанавливались в отверстия, просверленные соответственно расположению отверстий в статоре. Второй конец вставки имел припуск, который обрезался по месту так, чтобы он совпадал с кромками спирали. При пригонке вставок под заварку имели место несовпадения их кромок со звеньями спирали по высоте, достигающие на некоторых турбинах 100 мм. Эти несовпадения были незначительными у конца спирали и увеличивались по мере приближения к входным сечениям.

В случаях, когда несовпадения кромок вставок со звеньями спирали не превышали 20 мм, исправление производилось путем освобождения второго и третьего ряда болтов 1, крепящих вставку к статору (фиг. 49), и подтяжки вставки к звену спирали до полного совпадения кромок, после чего они приваривались в отдельных местах. Затем освобожденные болты подтягивались, и производилась полная заварка стыкового шва. После сварки вставок со спиралью через отверстия в статоре сверлились остальные отверстия во вставках. В просверленные отверстия ставились дополнительные монтажные болты, с помощью которых достигалось плотное прилегание вставки к статору. Если при этом все же оставалась щель между вставкой и фланцем статора, то производился нагрев вставки в точке 2 автогенными горелками с последующей подгибкой и одновременной подтяжкой болтов. При несовпадении кромок от 20 до 50 мм вставка крепилась несколькими болтами к статору; через статор сверлились все остальные отверстия во вставке, ставились дополнительные болты, и вставка прочно крепилась к статору. Совмещение кромок производилось подгибкой вставки помощью скоб 3 и клиньев 4 при нагреве ее у фланца статора (фиг. 49). Совмещение кромок листов максимальной толщины при их расхождении свыше 50 мм производилось путем подгибки звеньев спирали. Для этой цели производилась дополнительная вырубка бетона, удалялись заклепки шва на длину 1—1,5 м и подгибались отдельные звенья спирали.

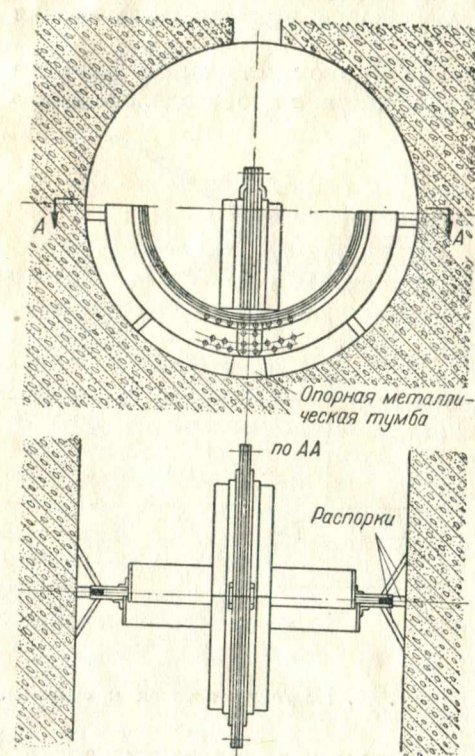
По окончании подгонки и приварки вставок производилась райберовка отверстий и клепка. По окончании клепки устанавли-



Фиг. 49. Подгонка вставок к спирали.

балась одежда шахты турбины, и спираль сдавалась под бетонировку. Для возможности прохода под спиральную камеру и укладки бетона в листах спирали вблизи статора вырезались четыре отверстия, которые по окончании бетонировки низа спирали заваривались.

Наибольшие трудности представляла полная замена звеньев и отдельных листов спиральной камеры и напорного трубопровода, так как эта работа производилась в существующем бетоне при весьма ограниченных возможностях применения подъемных средств и сравнительно малых производственных площадях, которые к тому же были заняты деталями компенсатора и трубопровода.



Фиг. 50. Сборка и установка компенсатора.

Восстановление второй очереди спирали начиналось со сборки компенсатора. На заранее подготовленную металлическую опору ставилась своим концом четвертинка компенсатора с таким расчетом, чтобы стык ее со второй четвертинкой находился внизу на вертикальной оси трубопровода (фиг. 50); второй ее конец раскреплялся в бетоне, затем к ней подводилась вторая нижняя четвертинка. Соединенные четвертинки в полукольцо устанавливались в проектное положение и закреплялись. Верхние четвертинки собирались в полукольцо внизу вдоль продольной оси трубопровода, в районе установки компенсатора. При помощи лебедки полукольцо поднималось вверх, вверху поворачивалось и соединялось с нижним полукольцом компенсатора.

Собранный компенсатор проверялся по диаметру, высотной отметке, после чего закреплялся и, кроме того, для увеличения жесткости изнутри раскреплялся металлическими балками.

Одновременно с установкой компенсатора производилась замена разрушенных звеньев спирали и отдельных ее листов. Установка новых листов производилась с помощью лебедок и талей. Для предотвращения деформаций при бетонировке в звеньях спирали и трубопровода ставились металлические распорки. Листы спирали, имевшие незначительные повреждения в виде отдельных трещин, ремонтировались путем вырубki трещин и их заварки.

Бетонировка производилась через отверстие в бетоне верхней части спирали над компенсатором.

32. Монтаж новой сварной спиральной камеры и напорного трубопровода

Закладные части агрегата № 5 (вторая отечественная турбина), в том числе спиральная камера и напорный трубопровод, установлены новые, так как старые были полностью разрушены. Бетон над спиральной камерой также был полностью разрушен, вследствие чего монтаж спиральной камеры велся на открытой площадке при помощи крана.

Сборка спирали производилась в двух направлениях: от конца спирали к входному сечению и от входного сечения спирали к конечному, а стык соединялся отдельной полосой-вставкой.

Бетон напорного трубопровода до компенсатора имел незначительные повреждения и строительством был восстановлен, вследствие чего монтаж трубопровода должен был производиться в существующем бетоне. Для облегчения этих работ, а также для сокращения срока монтажа трубопровод отдельными секциями, по 3—4 звена в каждой, собирался на площадке, приспособленной для этой цели на блоке соседнего агрегата.

Для удобства работ сборка отдельных звеньев производилась в вертикальном положении. Собиралось первое звено в соответствии с проектными размерами по диаметру и высоте. Стыки отдельных листов фиксировались заваркой в отдельных местах. Для придания звену жесткости, необходимой при поворачивании и транспортировке, внутри его ставились металлические распорки.

На собранном первом звене таким же образом собиралось второе звено, но уже с разделкой кромок под заварку и пригонкой стыка между звеньями. После этого первое звено ставилось на площадке в горизонтальное положение для заварки стыков. На втором звене собиралось третье указанным выше способом и т. д.

Собранные и подогнанные друг к другу звенья сваривались в горизонтальном положении в секции. Окончательно собранные

и сваренные секции краном опускались в имевшееся между входным сечением спирали и компенсатором отверстие, где они укладывались на заранее подготовленные салазки, передвигающиеся по рельсам, уложенным вдоль всего трубопровода, и лебедками подтягивались к месту установки.

Указанный метод монтажа трубопровода дал возможность отказаться от значительной вырубки бетона и в то же время позволил вести указанные работы параллельно со сборкой спирали, что значительно сократило цикл монтажа.

33. Монтаж механизмов турбины

Сборка и установка рабочего колеса. Перед установкой в турбину на цельнолитой части рабочего колеса нужно укрепить целый ряд деталей. Это, прежде всего, надставка рабочего колеса, верхнее и нижнее кольца уплотнений, снизу конус рабочего колеса. Одновременно с этим производится соединение рабочего колеса с валом турбины. Все эти операции производились на монтажной площадке в период монтажа закладных частей. Рабочее колесо устанавливалось с металлическими подкладками на деревянных брусках. Конус рабочего колеса и болты для соединения рабочего колеса с валом турбины заранее располагались снизу. После установки сверху рабочего колеса надставки и ее закрепления устанавливались уплотнительные кольца. Эти кольца состоят из четырех частей, они сравнительно тонкие, не имеют достаточной жесткости и были несколько деформированы.

Между тем после сварки они должны плотно прилегать к соответствующим поясам, обработанным на рабочем колесе. Устранение деформации уплотнительных колец производилось путем притягивания их к ободу рабочего колеса. Для этой цели по окружности обода к нему на расстоянии 700—800 мм друг от друга приваривались скобы. Между этими скобами и наружной поверхностью сегмента уплотнительного кольца забивались клинья, которыми кольцо плотно прижималось к ободу, после чего сваривались стыки колец и затягивались гужоны, крепящие лабиринт к ободу. Однако и при этом уплотнительные кольца не представляли собой абсолютно точных окружностей, могли иметь место незначительные выпуклости, а кроме того, была возможность некоторой неконцентричности уплотнительных колец с окружностью вала турбины, что совершенно недопустимо. Поэтому было применено специальное приспособление, с помощью которого проверялась концентричность формы уплотнительных колец.

Рабочее колесо соединялось с валом турбины, устанавливался кожух, прикрывающий гайки болтового соединения, а затем к шейке вала турбины, работающей в подшипнике, устанавливалось приспособление, изображенное на фиг. 51. Сварная

конструкция приспособления 2 направлялась шейкой вала, опираясь на нее четырьмя медными планками 1. В вертикальном направлении приспособление поддерживалось роликом 3, который мог кататься по кожуху болтового соединения.

Индикаторы 4, закрепленные на приспособлении против обоих уплотнительных колец рабочего колеса, при повороте приспособления показывали отклонения поверхности уплотнительных колец от концентричности. При обнаружении таких обычных незначительных отклонений выступающие места шлифовались.

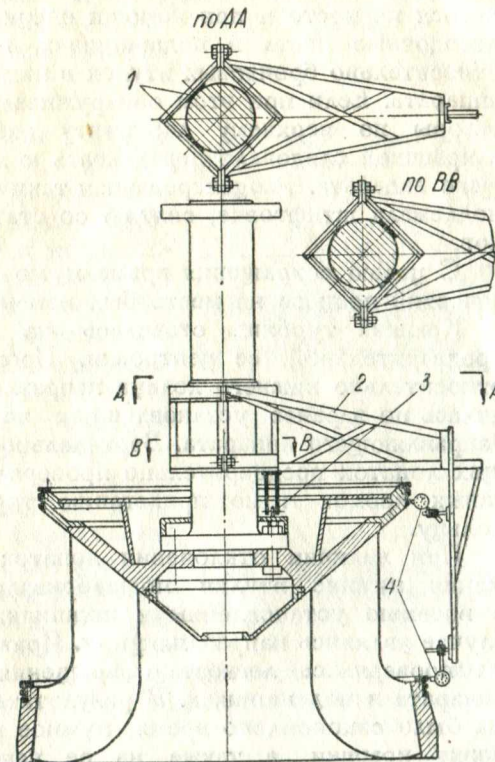
Доставка рабочего колеса с валом с монтажной площадки в кратер монтируемого агрегата производилась одним подъемным краном с помощью специальной траверсы, захватывающей вал турбины под верхний фланец. Здесь рабочее колесо устанавливалось в статоре на фундаментном кольце, на которое предварительно подкладывались металлические планки толщиной 5—6 мм.

Эти подкладки с помощью нивелира устанавливались в одной горизонтальной плоскости и смазывались тавотом, в целях облегчения смещения по ним рабочего колеса в процессе его центровки.

Установка рабочего колеса в центр статора производилась при помощи клиньев и проверялась штихмасом от заточки статора.

Для возможности производства работ под рабочим колесом подвешивался деревянный настил, изготовленный и прикрепленный заблаговременно к колесу на монтажной площадке.

Сборка направляющего аппарата и подшипника с валами. Установка нижнего кольца направляющего аппарата вместе с наружным кольцом нижнего уплотнения производилась обычным



Фиг. 51. Приспособление для проверки концентричности лабиринтов относительно вала.

путем с центровкой относительно нижнего уплотнительного кольца рабочего колеса.

Центровка крышки турбины относительно нижнего кольца направляющего аппарата, по предварительно разработанной технологии процесса монтажа, должна была производиться до установки лопаток. Для этой цели крышка с установленными подшипниками лопаток направляющего аппарата должна была ставиться на место и при помощи специальной оправки, имеющей посадочные места в подшипниках, правильно устанавливаться относительно бронзовых втулок в нижнем кольце направляющего аппарата. Если при этом обнаруживались неудовлетворительные зазоры по верхнему лабиринту рабочего колеса, то вместе с крышкой следовало передвигать и нижнее кольцо направляющего аппарата. Расцентрованная таким образом крышка турбины подлежала штифтовке, снятию со статора с выемом подшипников.

С целью сокращения времени монтажа указанный технологический процесс на месте был изменен.

Крышка турбины ставилась на место окончательно, без предварительной ее центровки. Проверка положения крышки относительно нижнего кольца направляющего аппарата производилась по заранее установленным на нижнее кольцо лопаткам направляющего аппарата. Вертикальность положения направляющих лопаток предварительно проверялась по отвесу у их строганных кромок и по прилеганию торцов лопаток к нижнему кольцу.

При наличии отклонения лопаток от вертикального положения нижние втулки подшабровывались. Крышка опускалась с восемью установленными подшипниками, которые в данном случае являлись направляющими. Правильность установки крышки проверялась легкостью вращения лопаток направляющего аппарата в подшипниках. В результате такой технологии монтажа было сэкономлено время, нужное на предварительную установку крышки, а также на ее центровку по лабиринтам и штифтовку, так как последняя производилась параллельно с другими работами.

После установки сервомоторов, корпуса направляющего подшипника турбины и промежуточного вала производилась центровка общей линии валов турбины, т. е. установка их в строго вертикальное положение. Центровка производилась обычным способом по методу четырех струн с включением в общую схему милливольтметра. Изменение положения вала турбины производилось при помощи парных, встречных клиньев, забиваемых под нижний обод колеса. Во избежание сдвига рабочего колеса, оно расклинивалось в нижнем лабиринте. По установленному валу расцентровывался корпус подшипника (без вкладыша), который в дальнейшем служил базой для проверки положения спаренных валов агрегата. Затем устанавливался ротор генератора, кото-

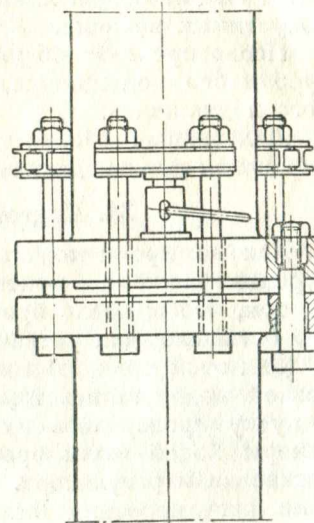
рый фланцем своего вала расцентровывался по фланцу вала турбины.

Имея в виду, что подача деталей и работа краном в шахте турбины после установки ротора генератора будет невозможна, а также в целях сокращения времени монтажа агрегата за счет параллельной работы по монтажу турбины и генератора, все крупные детали турбины были поданы на место в шахту до монтажа ротора без окончательной их установки. Окончательная установка деталей производилась параллельно с монтажом генератора при помощи талей.

Спаривание и проверка общей линии валов. Перед прицентровкой вала генератора к валу турбины производилась проверка боя вала генератора. Бой вала определялся индикаторами при повороте ротора на пята с помощью крана. Если при этом бой вала оказывался больше допустимого, он исправлялся путем шабровки нерабочей плоскости вращающегося диска пяты. Проверенный вал генератора прицентровывался к валу турбины. Прицентровка заключалась в достижении параллельности плоскостей фланцев валов и совмещении окружностей этих фланцев. Параллельность фланцев при этом достигалась путем регулирования опорных болтов пяты, а совмещение окружностей при больших отклонениях достигалось путем перемещения верхней крестовины, а при малых — регулировкой сегментов верхнего направляющего подшипника генератора.

Подъем ротора турбины при спаривании валов агрегата производился специальным приспособлением, состоящим из трех 100-тонных домкратов, установленных на фланце вала генератора и упирающихся в металлическую балку, соединенную с фланцем вала турбины (фиг. 52). Для направления фланцев при спаривании в их отверстия устанавливались два диаметрально расположенных постоянных болта.

Проверка общей линии валов производилась с помощью индикаторов замером боя вала при повороте ротора агрегата. Поворот агрегата производился краном при помощи специального приспособления, установленного на втулке вала генератора. При этом ротор агрегата направлялся лишь одним верхним подшипником генератора. Смазка трущихся частей пяты производилась свиным салом.



Фиг. 52. Приспособление для подъема ротора турбины при спаривании валов.

Бой вала замерялся индикаторами, расположенными попарно под углом 90° в трех местах по высоте: на верхней и нижней шейках вала генератора и на шейке турбинного вала. По показаниям этих индикаторов определялся бой генераторного и турбинного валов. Разница боя турбинного и генераторного валов с учетом их длины характеризовала излом общей линии валов.

Исправление боя вала, если таковой был больше допустимого, производилось дополнительной шабровкой вращающегося диска пяты. Излом общей линии валов на всех агрегатах не превышал допустимых величин.

После проверки общей линии валов устанавливался вкладыш турбинного подшипника, а затем вкладыш нижнего генераторного подшипника.

Дальнейшая сборка турбины, а также монтаж системы регулирования производились обычными приемами.

34. Подготовка к пуску турбины

Как во время монтажа, так и при наладке всех механизмов турбины внимание монтажного персонала было сосредоточено на том, чтобы после пробного пуска агрегата не потребовалась его остановка для устранения каких-либо дефектов.

Для этой цели, помимо того, что все механизмы перед установкой подвергались тщательной ревизии, в период подготовки к пуску проверялось их действие. До заполнения спиральной камеры водой были проверены все механизмы маслonaпорной установки и регулятора. После подъема давления масла в системе регулирования были отрегулированы все клапаны, реле давления, опробованы и обкатаны масляные насосы, испытаны масляный трубопровод, напорный котел и т. д.

Перемещением направляющего аппарата на ручном и автоматическом управлении при помощи ограничителя открытия была проверена работа всех механизмов регулятора и блокировочных устройств.

Действие маятника регулятора и центробежного выключателя проверялось с помощью специального приспособления вращающегося от мотора постоянного тока.

Было многократно проверено действие всех узлов и механизмов агрегата и сняты все необходимые замеры для формуляров. Все эти предварительные испытания проводились параллельно с другими работами, определявшими продолжительность монтажа.

Эти тщательные испытания в предпусковой период целиком себя оправдали.

35. Ввод турбин в эксплуатацию

26 декабря 1948 г. состоялся пуск первой отечественной гидротурбины Днепрогэс. Этого дня с большим волнением ждали все участники восстановления станции. Новые американ-

ские агрегаты, введенные к тому времени в эксплуатацию, были пущены не сразу, они все в порядке опробования и наладки множество раз пускались и останавливались. Это заняло у отдельных машин несколько месяцев.

Советская гидротурбина пошла в ход без всяких неполадок. Она пускалась с первого же раза на автоматическом регулировании. Трогание с места было плавным, никаких вибраций по мере повышения числа оборотов не наблюдалось. Набрав нормальное число оборотов, турбина продолжала спокойно работать на холостом ходу. Тщательно замерялся бой вала, проверялось нет ли где-нибудь вибраций или каких-нибудь ненормальных шумов — все было в порядке. Исправно работали и все вспомогательные устройства.

Для того чтобы дать нагрузку на генератор, обмотки его предварительно нужно „просушить“ для улучшения свойств электрической изоляции.

В течение четырех суток турбина работала на сушку генератора. За это время, пользуясь холостым ходом агрегата, был наилучшим образом настроен регулятор и еще раз проверено его действие перед испытанием турбины под нагрузкой.

31 декабря 1948 г. первый отечественный агрегат на Днепрогэс был подключен к сети и принял промышленную нагрузку.

Агрегат работал спокойно на всех мощностях, а при полном открытии направляющего аппарата стрелка прибора, указывающая мощность, развиваемую агрегатом, показала 81 500 квт, в то время как на американских агрегатах она дальше цифры 79 000 не заходила.

Далее производились испытания действия системы регулирования турбин при мгновенных сбросах нагрузки. Сначала при небольшой нагрузке генератор отключался от сети — регулятор быстро восстанавливал нормальное число оборотов. Последовательно увеличивалась отключаемая мощность, вплоть до максимальной, все механизмы работали хорошо, и турбина была принята в промышленную эксплуатацию.

Пуск последующих отечественных турбин проходил также спокойно и хорошо. Продолжительность пусконаладочных работ была сведена, по существу, к нескольким часам, так как объем этих работ был незначителен и проводился они параллельно с сушкой генератора и другими операциями. Сушка генератора на всех агрегатах начиналась с самого первого пуска агрегата, вводимого в эксплуатацию.

Детальные испытания турбин на к. п. д. и подробные испытания ее системы регулирования проводились позднее.



ГЛАВА СЕДЬМАЯ ИСПЫТАНИЯ ТУРБИН

36. Испытания для определения к. п. д.

В 1949 г. были проведены испытания отечественного и американского агрегатов Днепровской ГЭС для определения их коэффициентов полезного действия.

Для опытов были выбраны агрегат № 1 поставки американских фирм и агрегат № 5 — поставки советских заводов.

Испытания проводились независимо двумя бригадами: бригадой специалистов Всесоюзного научно-исследовательского института гидротехники имени Веденеева (ВНИИГ) и бригадой специалистов бюро автоматики всесоюзного треста Спецгидроэнерго-монтаж.

Данные обеих бригад совпали, ввиду чего можно считать испытания вполне правильными.

Определение расходов воды через турбины производилось методом гидравлического удара, в соответствии с теорией, разработанной Н. Е. Жуковским, со снятием диаграмм давления помощью специального прибора.

Указанный прибор, приключенный к напорному трубопроводу турбины, автоматически производил снятие диаграмм давления при сбросах нагрузки, затем на основании существующих формул определялись величины расходов воды при данных нагрузках.

Сбросы производились для двадцати четырех различных нагрузок, для которых производились замеры давлений и подсчеты расходов. Значение последних приведено на фиг. 53.

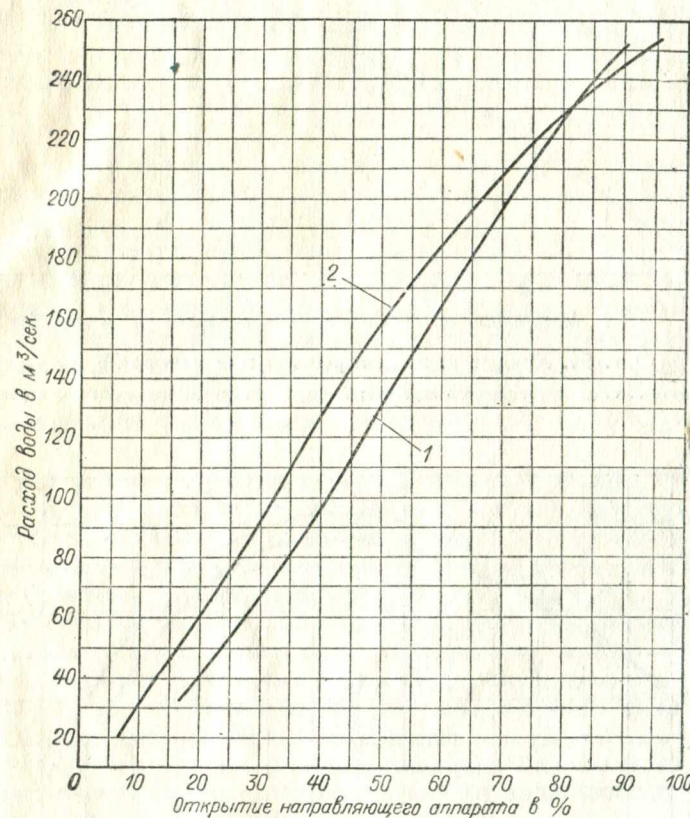
На основании данных по определению расходов, были найдены к. п. д. агрегатов, как отношение полезной электрической мощности к подводимой гидравлической мощности:

$$\eta = \frac{N_{\text{электр.}}}{N_{\text{гидравл.}}}$$

Мощность $N_{\text{электр.}}$ на зажимах генераторов в данных опытах принималась, как результат отсчетов по прецизионным ваттметрам.

Подводимая мощность $N_{\text{гидравл.}}$ определялась по замеренным напору и расходу воды.

На фиг. 54 приведены кривые к. п. д. для отечественного и американского агрегатов.



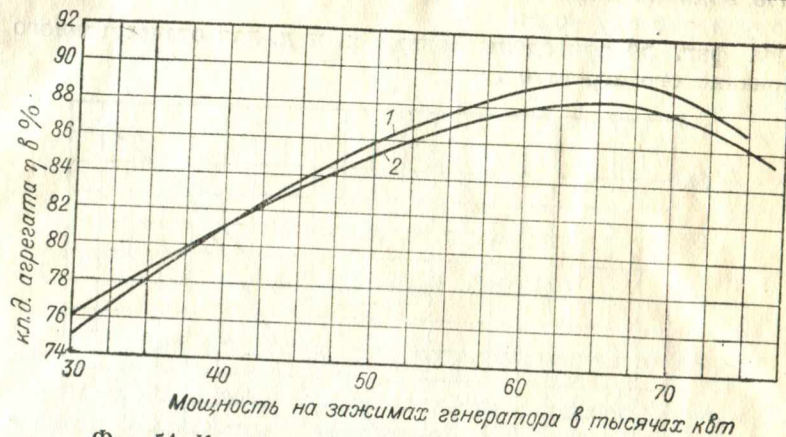
Фиг. 53. Кривые расходов воды через турбины при напоре 38 м
1 — кривая расхода воды турбины ЛМЗ имени И. В. Сталина; 2 — кривая расхода воды американской турбины.

Из рассмотрения кривых видно, что к. п. д. советских агрегатов выше, чем у новых американских, в зонах рабочих мощностей, при которых происходит эксплуатация агрегатов. Максимальная мощность каждого советского агрегата благодаря более высокому к. п. д. и большей пропускной способности колеса оказалась выше (в среднем на 2400 квт), чем американского.

На фиг. 55 приведены сравнительные кривые фактических к. п. д. турбин, построенные на основании проведенных испыта-

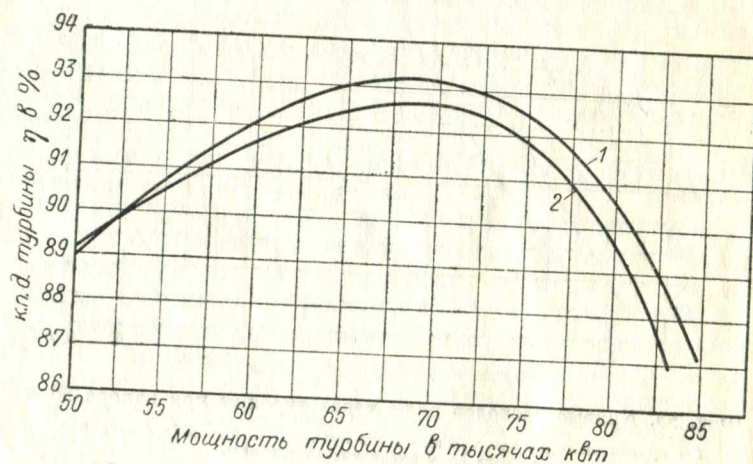
ний, принимая к. п. д. генераторов в пределах заводских гарантий.

Из рассмотрения кривых на фиг. 55 следует, что к. п. д. турбин Ленинградского ордена Ленина металлического завода



Фиг. 54. Кривые к. п. д. агрегатов при напоре 38 м

1 — кривая к. п. д. отечественного агрегата; 2 — кривая к. п. д. американского агрегата.



Фиг. 55. Кривые к. п. д. турбин при напоре 38 м

1 — кривая к. п. д. отечественной турбины; 2 — кривая к. п. д. американской турбины.

имени И. В. Сталина на всех рабочих режимах существенно превышают к. п. д. турбин американской фирмы „Ньюпорт-Ньюс“. По абсолютным значениям гарантии ЛМЗ имени И. В. Сталина как в отношении к. п. д., так и в отношении мощности выполнены с превышением.

37. Испытания системы регулирования

При специальных испытаниях системы регулирования, проводившихся с помощью тончайших приборов, определялись чувствительность регулятора, поведение его при сбросах нагрузки, устойчивость процесса регулирования, давления, действующие в полостях сервомоторов, и выяснялись другие более мелкие вопросы.

Наиболее показательными для определения чувствительности являются следующие испытания. Испытуемый регулятор настраивался на нулевую остающуюся неравномерность. Следовательно, в условиях параллельной работы агрегатов, когда все остальные регуляторы имеют некоторую остающуюся неравномерность регулирования, испытуемый регулятор должен был поддерживать постоянство частоты в сети. Во время этих испытаний на одном из соседних агрегатов произвольно изменялась нагрузка, для того чтобы проверить, насколько компенсирует испытуемый регулятор эти произвольные колебания нагрузки. Результаты этих опытов показали значительное преимущество наших регуляторов перед американскими. Наш регулятор компенсировал все искусственно создаваемые колебания мощности в системе, причем колебания частоты в сети находились в пределах 0,1 периода ($\pm 0,05$), т. е. едва были заметны.

Американский регулятор при том же опыте показал точность поддержания частоты в 2,5 раза худшую. Другие более косвенные испытания по определению зоны нечувствительности регуляторов дали такие же результаты. Интересные результаты показала запись работы регуляторов при внезапных сбросах нагрузки. Оказалось, что американский регулятор начинает действовать после сброса нагрузки с запозданием на 0,25—0,3 сек., что при времени закрытия направляющего аппарата 4 сек. является величиной немалой. Время запаздывания нашего регулятора оказалось равным 0,1—0,15 сек.

Наконец, что является существенным для эксплуатации, наши регуляторы быстрее сравнительно с американскими реагируют на все импульсы изменения нагрузки, т. е. удобнее в управлении.

Эти результаты испытаний свидетельствуют о высоком абсолютном уровне чувствительности наших регуляторов, позволяющих практически устойчиво работать при очень малой степени остающейся неравномерности и поддерживать постоянство частоты в системе даже без применения специальных регуляторов частоты.

В отношении устойчивости регулирования отечественный регулятор также показал высокие качества. Он легко поддается настройке, при которой практически полностью отсутствуют колебания поршня сервомотора.

На американском регуляторе, очевидно, вследствие упругости примененной в нем конструкции тросовой передачи, существенным образом влияющей на работу всего регулятора в целом, создается, как показали испытания, трудность обеспечения устойчивого режима работы всей системы регулирования на холостом ходу.

Испытания показали, что давление масла в сервомоторах направляющего аппарата советских турбин, требуемое для полного закрытия лопаток составляет 8—10 ат, в то время как у американских турбин для этой цели требуется около 20 ат. Это означает, что в аварийных случаях, принимая во внимание, что нормальное давление в маслонапорной установке всего 21,5 ат, в американских турбинах окажется недостаточным усилие сервомотора для полного закрытия направляющего аппарата, в то время как в советских турбинах имеется значительный запас давления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создание новых отечественных мощных гидротурбин для восстановленной Днепровской ГЭС имени Ленина наглядно продемонстрировало превосходство нашей советской техники над американской, превосходство социалистического народного хозяйства над капиталистическим. Показательным в данном случае является не только то, что наша страна смогла так быстро после войны восстановить свои крупнейшие заводы, что советские инженеры, техники и рабочие смогли создать более совершенные, чем американские, уникальные турбины. Показателен тот замечательный, быстрый рост уровня техники и объема работ во всех областях нашего социалистического народного хозяйства, который немалым ни в одной капиталистической стране.

Этот бурный рост хорошо виден на примере гидротурбостроения, которое, являясь одной из отраслей тяжелого машиностроения, тесно связано с рядом других отраслей народного хозяйства — гидроэнергетическим строительством, металлургией, электромашиностроением и т. п.

Следовательно, успехи советского гидротурбостроения обусловлены успехами всего народного хозяйства нашей страны. На примере решения проблемы цельнолитого рабочего колеса для турбин Днепровской ГЭС, в создании которого участвовали работники машиностроения, металлургии и транспорта, видно, какие серьезные технические проблемы в нашей стране могут быть решены наилучшим образом благодаря планомерному ведению народного хозяйства и возможности наилучшим образом согласовать работу различных предприятий.

Одна и та же американская фирма строила турбины для Днепровской ГЭС в 1931 г. и в 1945 г. Однако новые американские турбины мало отличаются от тех, которые были построены ранее. Советское гидротурбостроение за этот же период времени, несмотря на трудности периода войны, прошло славный путь развития. В 1931 г. наша промышленность строила гидротурбины сравнительно небольшой мощности, в 1940 г. были построены крупнейшие поворотные лопастные турбины, а сразу же после войны мы построили новые мощные турбины для

Днепровской гидроэлектростанции, превосходящие по своим эксплуатационным качествам американские турбины. И это достижение является лишь этапом в дальнейшем бурном развитии советской техники.

Сегодня все прогрессивное человечество с интересом следит за осуществлением грандиозных сталинских строек коммунизма на Волге, Днестре, Дону и в Средней Азии.

Советские строители гидротурбин уже работают над созданием машин для новых невиданных по своим масштабам гидроэлектростанций, наибольшими из которых являются Куйбышевская и Сталинградская ГЭС.

Используя весь богатый ранее накопленный опыт по созданию мощных турбин, советские люди создадут еще более совершенные и более мощные турбины для новых гидроэлектростанций.

Пройдет всего лишь несколько лет и эти новые машины будут построены и дадут энергию для заводов и полей нашей страны.

Поистине безграничны перспективы развития социалистического народного хозяйства в нашей стране и неперенным законом для каждого советского человека является борьба за новое, за прогресс во всех областях деятельности.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
----------------	---

Глава I. Общие сведения о гидротурбинах и требования, предъявляемые к ним

1. Общие сведения о гидротурбинах	9
2. Требования, предъявляемые к гидротурбинам	11
3. Особые требования к новым турбинам Днепровской ГЭС	12

Глава II. Разработка проточной части новых турбин

4. Цели и постановка экспериментально-исследовательских работ	14
5. Краткое описание испытательных стендов	16
6. Разработка формы рабочего колеса	19
7. Разработка всасывающей трубы	22
8. Разработка формы лопаток направляющего аппарата	26
9. Определение осевого усилия	28
10. Энергетическая характеристика и основные данные новых турбин Днепровской ГЭС	29

Глава III. Конструкция турбины

11. Общие сведения о конструкции	31
12. Главные узлы гидротурбины	34
13. Железные конструкции, заложенные в бетоне	52
14. Вспомогательные устройства	57
15. Коммуникации	58

Глава IV. Система регулирования и автоматического управления турбины

16. Общие сведения о системе регулирования	61
17. Схема регулирования и управления	64
18. Конструкция механизмов системы регулирования	70
19. Маслонапорная установка	77
20. Автоматизация ГЭС	80

Глава V. Изготовление турбинного оборудования

21. Общая часть	83
22. Рабочее колесо	87
23. Статор турбины	91
24. Направляющий аппарат	93
25. Валы гидротурбины	97
26. Спиральная камера	101
27. Механизмы системы регулирования	103

Глава VI. Монтаж турбин

28. Общие сведения о монтаже	107
29. Монтаж всасывающих труб	108
30. Монтаж фундаментного кольца	109
31. Восстановление спиральных камер и напорных трубопроводов	110
32. Монтаж новой сварной спиральной камеры и напорного трубопровода	113
33. Монтаж механизмов турбины	114
34. Подготовка к пуску турбины	118
35. Ввод турбин в эксплуатацию	—

Глава VII. Испытания турбин

36. Испытания для определения к. п. д.	120
37. Испытания системы регулирования	123
Заключение	125

Корректор А. Г. Букреева

Подписано к печати 5/V 1951 г. М-29026. Печ. л. 8. Уч.-изд. л. 7,7. Тираж 3000 экз. Заказ № 1083.

2-я типография «Печатный Двор» им. А. М. Горького Главполиграфиздата при Совете Министров СССР.

Ленинград, Гатчинская, 26.

