

1 руб. перепл. 25 к.

Л. К В А Н Ц

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО

Л. КВАНЦ
И Н Ж Е Н Е Р

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДВИГАТЕЛИ

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ, КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ И УСТАНОВОК

ПЕРЕВОД С СЕДЬМОГО
ПОЛНОСТЬЮ ПЕРЕРАБОТАННОГО
НЕМЕЦКОГО ИЗДАНИЯ
С ПРИМЕЧАНИЯМИ И ПРИЛОЖЕНИЯМИ
ИНЖ. Фл. П. ТОВСТОЛЕС
ДОЦЕНТА ВСЕСОЮЗНОГО КОТЛОТУРБИННОГО
ИНСТИТУТА В ЛЕНИНГРАДЕ

Третье издание



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1931 ЛЕНИНГРАД

L. Quantz

Wasserkraftmaschinen

7 Auflage

7-я типография ОГИЗ'з
РСФСР им. Бухарина.
Л е н и н г р а д ,
уд. Моисеенко, д. 10.

Заказ N 57.

Ленинградский Областлит № 5580.
62 X 94 - 12 л НЭ.-1. Огиз № 539/Л.
Тираж 10000.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие к шестому немецкому изданию.....	7
Предисловие к седьмому немецкому изданию.....	7
Предисловие к первому русскому изданию.....	9
Предисловие ко второму русскому изданию.....	9
Предисловие к третьему русскому изданию.....	10
<i>Глава I. Гидравлические силовые установки.</i>	
§ 1. Общие понятия о гидравлических силовых установках. Предварительные работы	11
А. Водяная сила и ее значение	11
Б. Использование водяной силы.....	12
В. Предварительные работы.....	16
§ 2. Измерение расхода воды.....	17
А. Общие понятия.....	17
Б. Измерение при помощи водослива	18
В. Вертушка Вольтмана.....	19
Г. Измерение щитами.....	21
§ 3. Плотины и водоводы к силовым установкам.....	22
А. Плотины.....	22
Б. Открытые водотоки к силовым установкам. Определение уклона канала	27
В. Трубопроводы	30
§ 4. Впускные щиты и решетки	35
А. Впускные щиты.....	35
Б. Решетки.....	39
<i>Глава II. Общие понятия о турбинах.</i>	
§ 5. Современные требования и разделение турбин.....	42
§ 6. Виды турбин	45
А. Турбины с избытком давления.....	45
Б. Свободноструйные турбины.....	47
§ 7. Движение воды в турбинах.....	49
§ 8. Общие сведения из гидродинамики	51
§ 9. Работа воды в турбинах.....	55
А. Основное уравнение теории турбин.....	55
Б. Реакция ускорения и давление струи.....	58
В. Основное уравнение турбины, выведенное из рассмотрения сил давления струи.....	60
§ 10. Работа турбин при переменном напоре.....	61
А. Изменение числа оборотов n	61
Б. Изменение расхода воды Q	62
В. Изменение мощности N	62
§ 11. Коэффициент быстроходности n_s	63
<i>Глава III. Турбины Френсиса.</i>	
§ 12. Конструктивные формы.....	67
§ 13. Основные положения для расчета турбин Френсиса.....	69

А. Вход в рабочее колесо. Влияние угла β_1 на форму лопатки и число оборотов	69
Б. Выход из рабочего колеса и всасывающая труба; кавитация	73
В. Соотношения при регулировании турбин	76
§ 14. Расчет турбины Френсиса	78
А. Нормальная турбина	78
Б. Быстроходная турбина	82
§ 15. Конструирование лопатки рабочего колеса	86
А. Сечения лопатки	88
Б. Перенос и радиальные (меридиональные) сечения	89
В. Модельные сечения и штамп лопатки	90
§ 16. Регулирование турбин Френсиса. Направляющие лопатки. Характеристики	92
А. Цель регулирования	92
Б. Поворотные направляющие лопатки	93
В. Регулятор	96
Г. Характеристики и кривые коэффициентов полезного действия	99
§ 17. Опорные подпятники	102
А. Простой кольцевой подпятник	102
Б. Шариковый подпятник	104
В. Сегментный подпятник	104
Г. Расчет подпятников	106
§ 18. Виды установок турбин Френсиса	107
А. Водяная камера. Вертикальный вал	107
Б. Водяная камера. Горизонтальный вал	113
В. Трубопровод. Кожуховые турбины	117

Глава IV. Турбины Каплана и пропеллерные.

§ 19. Развитие, действие и выполнение	125
§ 20. Регулирование пропеллерных турбин и турбин Каплана	133
А. Влияние на движение воды и коэффициент полезного действия	133
Б. Регулирующий привод в турбинах Каплана	135
§ 21. Основы расчета	137
А. Общие понятия	137
Б. Расчетный пример	139

Глава V. Свободнотруйные турбины.

§ 22. Общие понятия. Конструкция и регулирование	144
§ 23. Расчеты и данные для конструирования	151
§ 24. Расчетный пример	155

Глава VI. Водяные колеса

§ 25. Описание различных видов. Основные данные для расчета	157
А. Верхненаливные колеса	157
Б. Среднебойные колеса	159
В. Нижнебойные колеса	161
§ 26. Расчет и конструкция водосливных, или зубовых, колес	162

Приложение I. Гидравлическая турбина Банки.

(Инж. Фл. П. Товстолес).

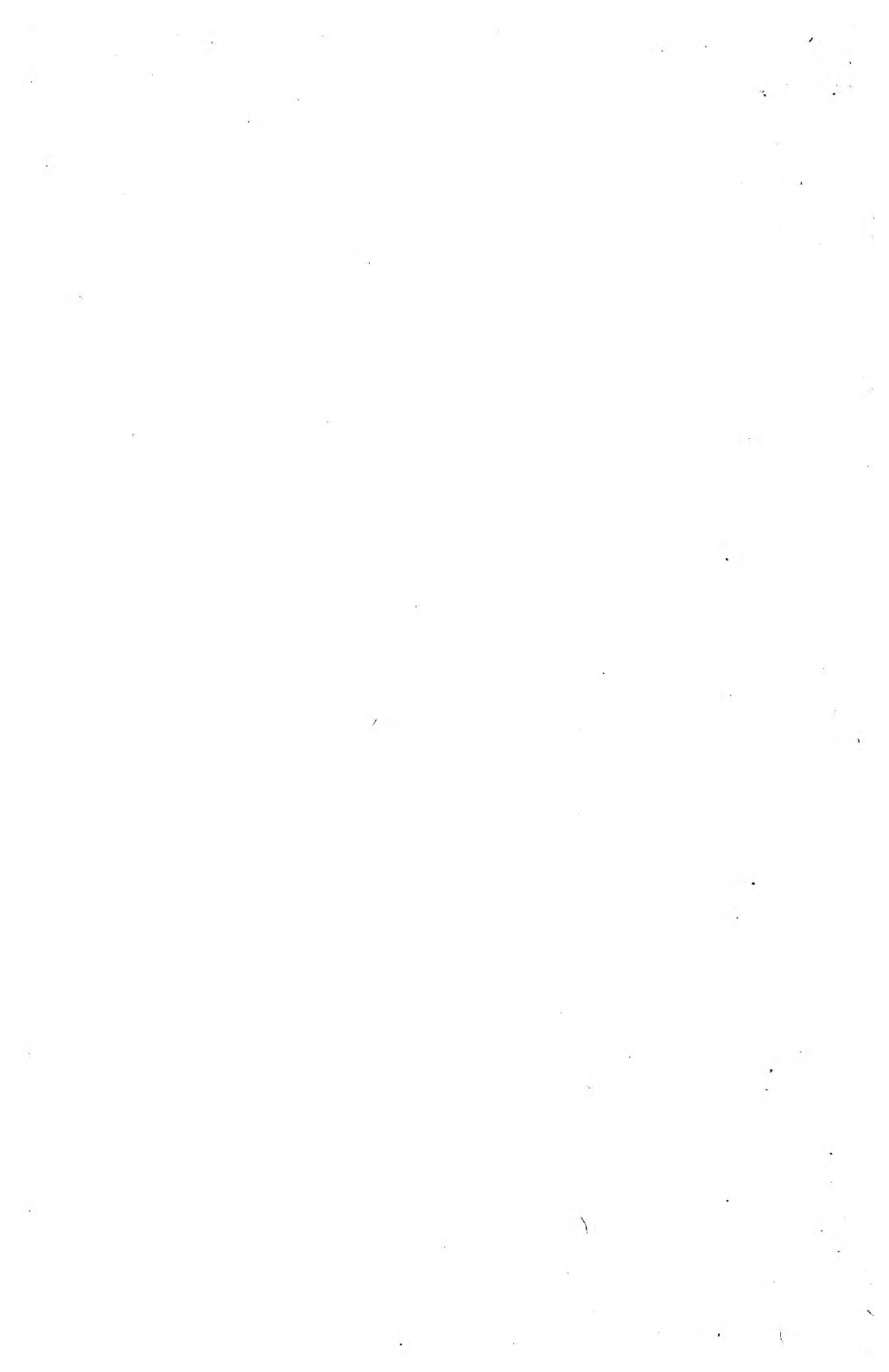
§ 1. Введение	165
§ 2. Конструкция	166
§ 3. Теория турбины	167
А. Определение наиболее выгодных условий работы турбины	167
Б. Определение углов	169
В. Определение основных размеров турбины	171

	Стр.
§ 4. Влияние коэффициента быстроходности на основные размеры.....	177
§ 5. Заключение.....	179

Приложение 2. Расчет спиральных камер.

(Инж. Фл. П. Товстолес).

§ 1. Введение	181
§ 2. Расчет спиральных камер.....	183



ПРЕДИСЛОВИЕ К ШЕСТОМУ НЕМЕЦКОМУ ИЗДАНИЮ.

После мировой войны, в итоге стремления планомернее использовать оставшиеся водные богатства страны, началось заметное развитие турбиностроения, и вообще все вопросы, связанные с так называемым "белым углем", приобрели повсеместно большой интерес. Этим может быть объяснена также быстрая распродажа предыдущих изданий этой книги.

В соответствии с достижениями последних лет настоящее шестое издание основательно переработано и дополнено. Так, напр., при сооружении больших турбин ныне отдается предпочтение конструкциям с вертикальным валом, так как для них требуется меньше места и возможен удобный осмотр установки. При горизонтальном же расположении валов особое значение приобретает легкая доступность главнейших частей двигателя.

В последнее время все чаще и чаще устанавливают пропеллерные турбины, чтобы использовать большие расходы воды при малых напорах и одновременно достигнуть возможно больших чисел оборотов. Наряду с усовершенствованием типов и конструкций турбины продолжается развитие и турбинных установок в целом, как, напр., расположение турбин в спиральных и сифонных камерах. Все эти новшества, конечно, должны были быть приняты во внимание.

Я счел также необходимым несколько подробнее изложить теорию регулирования турбин с описанием выполненных конструкций, равно как привести расчет "быстроходной турбины", так как последняя является в настоящее время наиболее распространенным типом турбин.

В этом издании мною сохранены, с одной стороны, элементарное изложение, являющееся вполне возможным для обоснования теории турбин, а с другой — теория упрощенного движения воды в турбине, или так называемая струйная теория, несмотря на некоторую произвольность последней. Однако теория эта является и ныне еще исходной базой для проектирования турбинных колес. Ссылки на новейшие воззрения и соответствующую литературу окажут несомненную пользу читателям, желающим подробнее ознакомиться с тем или иным вопросом.

Было бы желательнее, чтобы и шестое издание достигло своей цели, как введением в современное турбиностроение, и встретило бы столь же радушный прием, как и предыдущие издания.

Л. Кванц.

Штеттин, март 1926.

ПРЕДИСЛОВИЕ К СЕДЬМОМУ НЕМЕЦКОМУ ИЗДАНИЮ.

Предлагаемое седьмое издание должно было претерпеть значительные изменения, так как, с одной стороны, пропеллерные турбины за последние годы находят себе все большее и большее применение, с другой же стороны — углубление знаний в области изучения явлений движения жид-

кости не могло не отразиться на прежнем подходе к конструированию турбин Френсиса, несмотря на то, что в настоящее время еще невозможно в точности охватить расчетом все происходящие при этом процессы. Однако путем опытов удалось уже достигнуть заметных улучшений, и в наиболее крупных установках ныне получены коэффициенты полезного действия в 90% и даже выше. Все эти новейшие достижения и их влияние на современные формы рабочего колеса, лопаток и всасывающей трубы нашли здесь отражение лишь настолько, насколько это вообще было возможно в рамках этой книги.

Далее, применительно к нынешним требованиям, подверглись изменениям и начальные параграфы первой главы о водяных гидросиловых установках. Если даже в таком измененном виде эти параграфы покажутся инженеру-строителю недостаточно исчерпывающими, то при этом надо иметь в виду, что настоящая книга предназначена прежде всего для механика, который должен получить лишь общее представление об установках в целом и ознакомление с некоторыми их деталями, как, напр., подвижными плотинами, щитами, трубами и пр.

Также расширена глава о пропеллерных турбинах, главным образом относительно их регулирования.

Наоборот, водяные колеса, вследствие весьма малой их применимости на практике, совсем исключены, так как они могут лишь служить введением при рассмотрении современных конструкций гидравлических двигателей.*

Выпуская в свет седьмое издание, надеюсь, что оно встретит столь же благосклонный прием, как и предыдущие издания.

Л. Кванц.

Штеттин, август 1929 г.

* См. ниже предисловие ко второму русскому изданию 1980 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ РУССКОМУ ИЗДАНИЮ 1926 г.

За последнее десятилетие техника использования водяных сил быстро продвинулась вперед, выдвинув новые типы гидравлических двигателей, т. е. в итоге стремления наилучшим образом приспособить их для не посредственного соединения с электрическими генераторами, а также использовать малые напоры, что является для равнинной части СССР особенно ценным. Учитывая далее возросший интерес к вопросам электрификации и, в частности, к вопросам использования водных богатств, крайне важным для дальнейшего экономического благополучия страны,— представляется вполне своевременным иметь в русской литературе небольшую книгу, которая, будучи обоснована теоретически, сжато и вместе с тем по возможности обстоятельно излагала бы как способы использования гидравлической энергии, так и сущность и действие соответствующих двигателей с точки зрения современности. Этим требованиям в достаточной мере удовлетворяет предлагаемая книга L. Quantz'a (Wasserkraftmaschinen, 5-te Aufl. 1924), пользующаяся как за границей, так и у нас большим успехом, доказательством чего служит тот факт, что уже к весне 1924 года все 4-е немецкое издание было распродано. Вследствие этого можно надеяться, что и русский перевод этой книги будет встречен не менее радушно, особенно принимая во внимание, что по своему содержанию и характеру изложения этот труд, как указывается в предисловии к третьему немецкому изданию, может быть рекомендован в качестве руководства при изучении гидравлических двигателей и ознакомлении с гидравлическими установками.

В заключение необходимо отметить, что при переводе этой книге я стремился главным образом достигнуть возможно большей ясности изложения мыслей автора, в силу чего в некоторых местах нарушен дословный перевод, от чего, впрочем, не пострадали ни самый порядок расположения мыслей, ни их внутренний смысл.

Инж. Фл. П. Товстолес.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ РУССКОМУ ИЗДАНИЮ 1930 г.

Второе издание этого перевода появляется в свет в переработанном и значительно дополненном виде согласно последнему (7-му) немецкому изданию 1929 года.

От такой переработки книга заметно улучшилась по своему содержанию, так как взамен устаревшего материала внесено не мало нового, главным образом в части турбинных установок, подпятников и вопросов регулирования современных турбин. Особенно надо приветствовать попытку автора элементарно подойти к рассмотрению процессов движения воды при регулировании турбин Френсиса и турбин Каплана, что значительно облегчит учащемуся усвоение не только одних вопросов регулирования,

но и всей теории турбин в целом. Сказанное относится также и к попытке автора дать простейшие расчетные приемы для определения основных размеров пропеллерных турбин.

Следует еще отметить целесообразность перенесения понятия о коэффициенте быстроходности в начало книги, благодаря чему получается более стройная классификация различных видов и типов турбин; однако, к сожалению, дальнейшее использование коэффициента быстроходности ограничено в этом издании лишь небольшой и люстрацией его применения при выборе турбин, и совсем не затрагивается возможность использования коэффициента быстроходности для расчетных целей. К числу таких приемов, использующих коэффициент быстроходности для определения основных размеров турбин Френсиса, можно отнести, напр., метод Хюбля (J. Hüb), который мною в течение последних лет излагался на занятиях в Ленинградском Политехническом институте, и в настоящее время достаточно полно изложен в труде проф. А. А. Саткевича "Гидравлические турбины" (Гиз, 1929 г., стр. 327).

В 7-м немецком издании книги Л. Кванца исключена глава о водяных колесах, печатавшаяся до этого во всех предыдущих немецких изданиях. Но, принимая во внимание существование водяных колес в Союзе, особенно там, где по местным и экономическим условиям установка водяных колес может еще найти применение, Госиздат счел возможным сохранить эту главу (гл. V) в том виде, как она была напечатана в шестом немецком издании. По тем же причинам, и главным образом вследствие возможности замены во многих случаях водяного колеса более совершенным двигателем — турбиной Банки, — последняя особо и более подробно описана мною в 1-м приложении к настоящему изданию.

Инж. Фл. Товстолес.

Ленинград, 1930 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ РУССКОМУ ИЗДАНИЮ 1931 г.

Третье русское издание перевода книги Л. Кванца появляется в свет через полгода после второго издания, что свидетельствует о значительно возросшем спросе на эту книгу, оправдавшую свое назначение.

Третье издание воспроизводит без изменений предыдущее издание с добавлением нескольких примечаний и составленного мною второго приложения о *расчете спиральных камер*, что необходимо специалистам гидротехникам при проектировании гидросиловых установок.

Доцент Фл. Товстолес.

Ленинград, 1931 г.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ.**§ 1. Общие понятия о гидравлических силовых установках.****Предварительные работы.****А. Водяная сила и ее значение.**

Водяная сила, т. е. накопленная в воде энергия, имеется повсюду в нашем распоряжении, так как всякий водяной источник, находящийся в покое или в движении, можно, при помощи запруд или отвода, использовать для получения работы. Но зачастую полная стоимость установки по отношению к достигнутой мощности оказывается настолько высокой, что использование данного источника воды представится едва ли выгодным.

Особенно часто наблюдается это для рек равнинных местностей, так как, несмотря на имеющиеся обыкновенно большие количества воды, напор бывает в общем столь незначительный, что является необходимым сооружать большие плотины и каналы; получающиеся же при этом мощности сравнительно невелики.

И все-таки, несмотря на указанное, в низменных местностях можно найти много установок, выгодных в хозяйственном отношении. В качестве примера следует отметить некоторые силовые установки *Померании*, как например — при *Литзове* и *Леббине* на р. Рега (общ. мощн. 5300 лош. сил), в *Роснове* на р. Радюе (6900 лош. сил), при *Криене* и *Кляузгофе* на реке Штольпе (общ. мощн. 7400 л. с.) и силовую станцию на озере Гламбок у *Штольпа* (6500 л. с.). В настоящее время в *Померании* пущены в работу 9 гидросиловых районных станций общей мощностью 32 000 л. с., а остальные станции, как, напр., на реке Кюддов, находятся в постройке. Далее, отметим крупную гидроэлектрическую станцию в *Хемелингене* около *Бремена*, примерно в 9500 лош. сил; установка эта интересна тем, что она была сооружена после того, как были выстроены плотины и шлюзы для регулирования течения реки Везера, и, таким образом, оказалось возможным использовать водяную энергию, которая иначе пропала бы даром (см. фиг. 18 на стр. 25).

Гористые местности богаче водяными силами, пригодными для их использования; таковы, например, Северо-Американские Соединенные Штаты, Швеция, Норвегия, а также Средняя и Южная Германия, Швейцария, Австрия и некоторые другие страны. В Швейцарии осталось еще много неиспользованной водяной энергии, что для нее крайне выгодно в виду отсутствия в ней угольных богатств. В 1927 г. в Швейцарии установлено было около 2 млн л. с. и выработано энергии около 3 млрд киловатт-часов (*kbtm*). Бавария располагает установками общей мощностью

более 2000000 лош. сил, большая часть которых в настоящее время находится на Вальхенском озере, Изаре и Лехе.

По новейшим данным * запасы водяной энергии Германии исчисляются около 6 млн лош. сил, из коих использована только четвертая часть. При 6 000 раб. час. в году и расходе каменного угля в 0,6 кг на лош. силу-час, — представлялось бы возможным, путем использования всех запасов водяной энергии Германии, сберечь ежегодно, по меньшей мере, $6\,000\,000 \cdot 6\,000 \cdot 0,6 = 22\,000\,000$ т угля.

Неиспользованные водяные силы Швеции и Норвегии исчисляются в 14 000 000 лош. сил; в этих странах, в большинстве случаев, стоимость установок и расходов по эксплуатации столь незначительны, что получаемая от этих установок электрическая энергия обходится иногда в 1 пфенниг (0,5 коп.) за киловатт-час (*kbm*).

На вопрос — выгодна ли в каждом отдельном случае та или иная гидравлическая установка, — сразу ответить, разумеется, невозможно. Прежде всего необходимо определить стоимость всей установки, приняв верхним допустимым пределом 1000 марок (500 р.) за одну установленную лош. силу, отнесенную к непрерывной годовой мощности. Если при этом такая установка покажется значительно дороже паровой, то все же надо помнить, что последующие эксплуатационные расходы (оплата обслуживающего персонала, смазочный и обтирочный материал, принадлежности для чистки и ремонта, страхование, — без учета процентов и амортизации основного капитала) будут для гидравлических установок гораздо меньше, чем для паровых.

Стоимость выполненных уже гидравлических установок весьма различна, а именно, в общем случае, установки с небольшим напором обходятся дороже высоконапорных.

В то время как до 1914 года максимальная стоимость установленной лош. силы выражалась цифрой 1700 марок, — минимальная, для наиболее удачных установок, была лишь: 180 марок для Германии, 70 марок для Швейцарии и 50 марок для Калифорнии. В последнем случае стоимость электрической энергии, естественно, получилась чрезвычайно небольшой. (1 марка около 50 коп.)

Б. Использование водяной силы.

Использование водяной силы может быть произведено: а) установками, сооруженными непосредственно в реке, б) специальными установками, примкнутыми в конце канала, в) установками, к которым подводится вода по каналам и трубопроводам, проложенным применительно к местным условиям и грунту.

а) Установки непосредственно в реке. В общем установки эти просты. Устраиваются они обычно там, где рядом с силовой станцией может быть сооружен шлюз, улучшающий условия судоходства. ** Посредством плотины в реке создается подпор, распространяющийся на довольно большом протяжении вверх по реке, а потому должны быть приняты во внимание местные условия. Обозначая напор через *H* и

* По Шмику (Schmick). Z. V. d. I. 1920, S. 867.

** Как, например, на новых установках на реках Майн, Неккар, Рейн, Дунай и так далее (см. фиг. 16, 18 и 20).

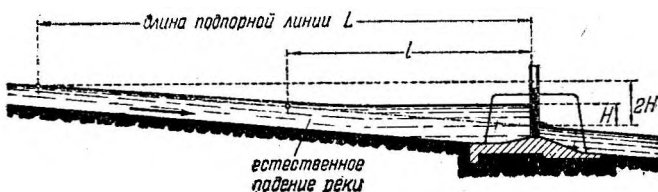
и падение реки (в подпертом состоянии), отнесенное к 1000 м ее длины, через l м, получим длину подпорной линии, соответствующую так называемому *статическому напору*, $l = \frac{H}{I}$, что встречается, например, при устройстве водоудержательных плотин. В реках же наоборот, расчет ведется по так называемому *гидравлическому напору*; при этом получается приблизительно удвоенная длина подпорной линии, а именно:

$$L = 2 \frac{H}{I}.$$

Если, например, желательна получить высоту напора $H = 6$ м, причем первоначальное падение составляет $I = 2 : 1000$, то длина подпорной линии будет

$$L = \frac{2 \cdot 6 \cdot 1000}{2} = 6000 \text{ м} = 6 \text{ км}.$$

Кривая подпора, как это видно из фиг. 1, на достаточном удалении пр и б л и ж а е т с я к естественному падению реки, так что можно было бы



Фиг. 1. Длина подпорной линии l и L .

например, соорудить вторую силовую станцию уже на расстоянии 4,5 км от первой, в случае, если необходимо иметь дальнейший подпор.

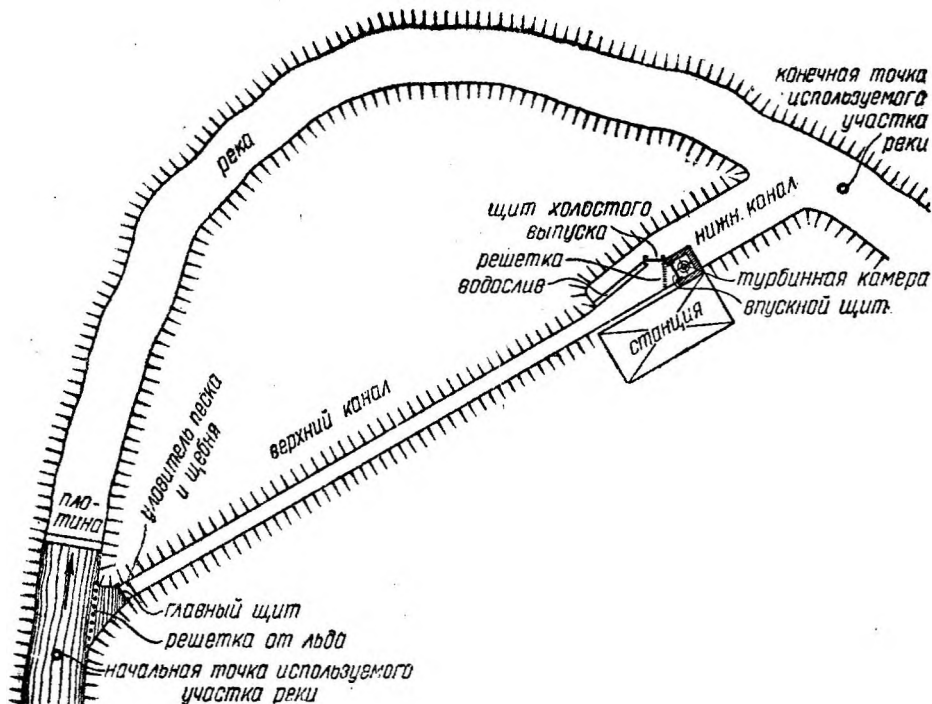
В таких установках высота H является непосредственно *полезным напором*.

б) Установки с каналами. Если напор не может быть получен путем непосредственного создания подпора, то в этих случаях строят в реке плотину и воду подводят к турбине при помощи канала (называемого *подводящим*), как это схематически представлено на фиг. 2. Если удастся получить небольшой подпор перед плотиной, то вся длина канала получится короче, и, следовательно, напор больше.

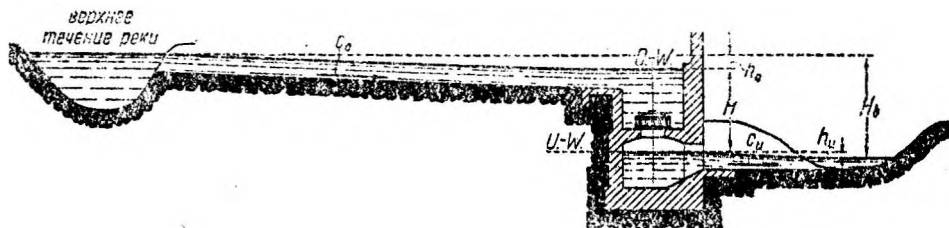
Плотина, отвечающая своему назначению, должна быть установлена перпендикулярно течению реки, а начало верхнего канала должно быть расположено метров на 20 выше плотины, чтобы оградить канал от попадания в него пловучего леса, льда, камней, щебня и т. п., во избежание засорения и порчи. По этой же причине входное поперечное сечение канала делается в два или три раза больше действительного поперечного сечения канала и располагается обыкновенно параллельно течению реки. Вход в канал закрывается главным впускным щитом, который должен быть выше уровня высокой воды. Перед входом, во избежание попадания льда часто устраивается так называемая тяжелая или грубая решетка, хотя такая решетка может и отсутствовать, так как создает излишние осложнения. Непосредственно за впуском или же иногда несколько впереди него в верхнем канале находится так называемая уловительная решетка, где

осаждаются песок и ил, которые время от времени могут быть удаляемы через боковое отверстие, закрытое особым щитом.

Машинное здание по большей части располагается почти в конце всей установки, в виду того что нижний канал, подошва которого лежит на большой глубине, обходится в большинстве случаев гораздо дороже, чем



Фиг. 2. Установка с подводящим и отводящим каналами (схема).



Фиг. 3. Естественный и используемый напоры.

верхний канал. Последний имеет определенный уклон, соответствующий расчету, в то время как нижний канал устраивается обыкновенно с горизонтальным дном, выводимым к наиболее низкой точке русла реки, как это видно на фиг. 3.

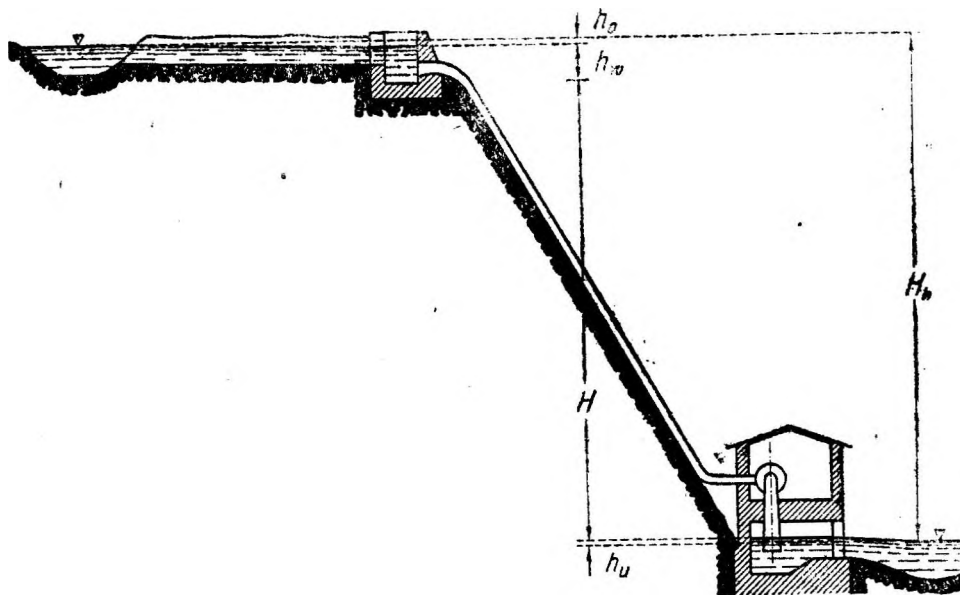
Боковая насыпь верхнего канала, если это возможно, выводится горизонтально, начиная от самого входа в канал, чтобы вода, при случайной остановке двигателя, не переливалась через насыпь у машинного здания.

Если же такое устройство является затруднительным, то, для этой же цели сооружают водослив, через который мог бы переливаться излишек воды.

Вход в машинную камеру защищается еще одной решеткой и щитом; кроме того к камере примыкает холостой выпуск, через который вода из верхнего канала может непосредственно стекать в нижний канал.

Необходимо всегда устраивать подводящие и отводящие воду каналы так, чтобы потери напора в них были наименьшими, а, следовательно, станция могла бы использовать возможно больший полезный напор H .

Из фиг. 3 видно, например, что верхний канал должен иметь воз-



Фиг. 4. Установка с каналом и трубопроводом.

можно меньший уклон, отвечающий наименьшей допустимой скорости течения c_0 .

В этом случае полезная высота напора

$$H = H_b - (h_0 + h_u)$$

получает наибольшее значение. (Определение величин h_0 и h_u см. далее § 3В.)

в) Каналы и трубопроводы. При больших напорах вода, при помощи открытого канала или штольни (фиг. 4), подводится к так называемому напорному или уравнительному бассейну, к которому, в зависимости от установки, примыкает одна или несколько труб.

При устройстве трубопровода из общей высоты естественного напора необходимо, кроме потерь $(h_0 + h_u)$, еще вычесть потерю напора h_w в самом трубопроводе (ср. стр. 35), и, таким образом, полезный напор H будет равен

$$H = H_b - (h_0 + h_u + h_w).$$

К гидравлическим двигателям также может быть предъявлено требова-

ние, чтобы они работали с наивысшим коэффициентом полезного действия, возможно полнее используя всю протекающую через них воду под напором H .

Обозначая секундный расход воды через Q (в куб. м, или m^3) и по-прежнему полезный напор через H (в м), — напишем известное выражение для секундной работы водяной силы:

$$1000 \cdot Q \cdot H \text{ кгм/сек}$$

в предположении, что $c_0 \cong c''$, т. е. что энергия потока напрасно не расходуется.

Далее, обозначая через η коэффициент полезного действия гидравлического двигателя, получим эффективную мощность последнего

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75} \text{ лощ. сил.}$$

Если принять, например, $\eta = 0,75$, то:

$$N_e = 10 \cdot Q \cdot H \text{ лощ. сил.}$$

При помощи этого простого выражения можно приблизительно оценить имеющуюся в наличии водяную силу. Лучшие современные гидравлические двигатели (турбины Френсиса и Каплана, а также тангенциальные колеса Пельтона) дают более высокий коэффициент полезного действия, а именно 0,85 и до 0,90 и даже более, вследствие чего эффективная мощность соответственно повысится.

В. Предварительные работы.

Прежде чем приступить к сооружению гидравлической установки, необходимо выполнить главнейшие предварительные работы и, в первую очередь, определить величину естественного напора H_e и расхода воды Q . Напор определяется нивелировкой как разность высот между горизонтами воды верхнего и нижнего уровней используемого участка реки, который при этом делится на несколько более коротких участков. Далее устанавливаются колебания горизонтов в различное время года, особенно при малых и больших расходах воды.

В последнем случае большей частью создается в нижнем бьефе реки обратный подпор, отчего при больших расходах уменьшается напор. Всем этим колебаниям должно быть уделено достаточно внимания, так как они влияют на выбор турбин и их установку.

Одновременно с измерением высоты напора определяются и расходы воды, что выполняется с особой тщательностью и в течение целого года, а еще лучше, при желании учета всех возможностей — в течение нескольких лет под ряд. Как правило — устанавливаются наименьшие расходы, затем расходы, обеспеченные по крайней мере в течение 9 месяцев и в меньшей степени — 6 месяцев, и, наконец, наибольшие возможные расходы. При проектировании гидравлической установки приходится считаться с этими колебаниями расходов в разные периоды года, что особенно резко обнаруживается для рек в горных местностях.

В тех случаях, когда не представляется возможным устройство уравнительного бассейна, приходится или ограничиваться использованием лишь части воды, причем во время половодья (паводка) будет пропадать боль-

шое количество энергии, или же с самого начала рассчитать установку на больший расход. В последнем случае, в период малых вод, придется полностью или частично останавливать станцию, смотря по тому, состоит ли она из нескольких турбин, или только из одной. Желая поддержать при этом погребную мощность, необходимо еще дополнительно установить запасные тепловые (паровые или газовые) двигатели, которые могли бы быть приведены в действие в периоды малых вод.

Для крупных рек обычно имеются записи расходов воды и их колебаний. В случае, если этого недостаточно, или данные о расходах вовсе отсутствуют, необходимо самим определить расходы. Это может быть произведено путем непосредственных подсчетов, но лишь приближенно, исходя при этом из величины и характер! осадков или стока в данной местности. Точные же определения расходов возможны лишь путем непосредственных измерений в реке; учитывая же важность этих работ,— в § 2 подробно излагаются различные способы измерений.

Наряду с указанными выше двумя главнейшими видами предварительных работ должны быть еще выполнены и другие работы, как, например, выявление особых местных условий и возможности устройства водохранилища, исследование грунта, совместная работа с соседними станциями и пр.

Также должны быть учтены и интересы местного населения, особенно в вопросах орошения и осушения земель. Если река судоходна, то следует учесть и вопросы улучшения условий будущего судоходства путем создания шлюзов и пр.

Если, далее, не вся вода может быть утилизирована и при этом невозможно ее непосредственное аккумуляирование, то желательно стремиться к тому, чтобы неиспользованная вода приводила в действие насосы. В этом случае некоторая часть воды может быть запасена в искусственно созданном водоеме с тем, чтобы в дальнейшем ее использовать в период максимальной потребности для покрытия так называемых *пиков нагрузки*.

Полная утилизация водной энергии будет осуществлена лишь в том случае, если будут полностью использованы каждый литр воды и каждый сантиметр располагаемого напора. Такое использование особенно важно для установок с малым напором. Естественно, что все расчеты должны базироваться на соображениях экономического характера и рентабельности данного сооружения. В § 3, например, обращается на это внимание при расчете каналов и трубопроводов.

§ 2. Измерение расхода воды.

А. Общие понятия.

Чтобы получить правильную оценку работоспособности водяной силы, необходимо, как было уже упомянуто выше, производить измерения расходов возможно точнее и притом в разное время года. Выше также указывалось на возможность приближенных определений расходов воды; здесь же необходимо коснуться вопроса о способах непосредственных измерений.

Если желательно лишь приблизительное определение количества воды то это легко можно выполнить при помощи поплавка. Для этого пускают поплавок плыть по течению и замечают время, в течение которого он

проплывает определенное расстояние. Отсюда находится приблизительная скорость воды V_0 на поверхности потока.

Средняя же скорость воды V , требуемая для определения расхода, составляет приблизительно от 0,85 до 0,65 от наблюдаемой, так как на величину средней скорости оказывают влияние как профиль реки, так и характер дна (шероховатое, гладкое и т. д.).

Если поперечное сечение реки на исследуемом участке равно f м², то количество воды в секунду будет

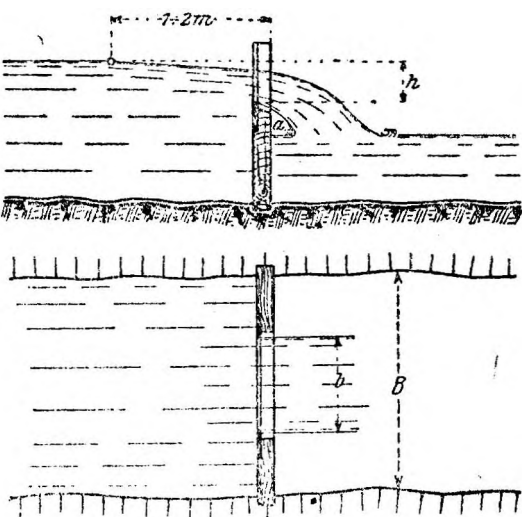
$$Q = f \cdot V \text{ м}^3.$$

Как уже было указано выше, измерение это дает весьма приближенный результат.

Более точные и признанные практикой измерения производятся при помощи водослива, измерительной вертушки и щита * следующим образом.

Б. Измерение при помощи водослива.

Целесообразнее всего для этой цели применить так называемый *совершенный водослив*, показанный на фиг. 5. Порог водослива должен



Фиг. 5.

быть заостренный, а потому лучше всего делать его из полосового железа.

Далее необходимо отметить, что под стекающей струей должно находиться воздушное пространство a , иначе, вследствие образования вихрей, результаты измерения получатся неточными. Поэтому, если бы вырез b в водосливе был такой же ширины, как и ширина реки B , то пришлось бы искусственно подводить воздух со стороны посредством трубки. Расход воды Q м³/сек в этом случае определится из формулы:

$$Q = \frac{2}{3} \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh}.$$

Здесь h есть высота воды над порогом, измеренная в расстоянии не менее 2 м выше водослива, где поверхность притекающей воды остается еще горизонтальной (фиг. 5). Коэффициент расхода μ выбирается, в среднем, около 0,63. Опытами установлено, что на величину коэффициента μ оказывает влияние отношение ширины водослива b ко всей ширине реки B , а потому лучше всего определять коэффициент расхода по формуле *Брашмана*, пригодной для 0,1 м, а именно:

$$\frac{2}{3} \mu = 0,3838 + 0,0386 \frac{b}{B} + 0,00053 \frac{1}{h}.$$

* "Normen für Leistungversuche an Wasserkraftanlagen", над. V. D. I., также предлагают эти три надежные способа измерения расходов воды.

Другие формулы учитывают еще отношение глубины t (измеренной от порога водослива до основания) к высоте напора h , как, например, в формуле *Ребока* (Rehbock):

$$\mu = 0,605 + \frac{1}{1000 \cdot h} + \frac{0,08 \cdot h}{t} \quad (\text{где } h \text{ и } t \text{ в м}),$$

дающей достаточно точные значения для коэффициента μ . Формула эта однако справедлива для водосливов без бокового сжатия, т. е. при $b = B$.

При расходах, меньших $0,5 \text{ м}^3/\text{сек}$, предпочитают пользоваться *треугольным водосливом Томпсона* (Thompson), фиг. 6, имеющим вырез в 90° . Расход воды при этом вычисляется по формуле

$$Q = 1,415 \cdot h^2 \cdot \sqrt{h}$$



Фиг. 6.

причем h измеряется от поверхности горизонта воды (обязательно в пределах треугольника, фиг. 6) до нижней точки выреза; и в данном случае порог водослива должен иметь заостренные кромки, и струя должна переливаться свободно,

В. Вертушка Вольмана.

Вертушка эта, как показывает фиг. 7, состоит из лопастного колеса, которое посредством штанги погружается в движущуюся воду. Число оборотов вертушки замеряется специальным счетчиком, снабженным обычно контактами и электрической проводкой. После определенного числа оборотов лопасти, например 25, вверх подается световой сигнал или же может производиться автоматическая запись оборотов. Наверху штанги находится небольшой барабан a для электрического кабеля, батарея b и указатель d для определения положения вертушки.

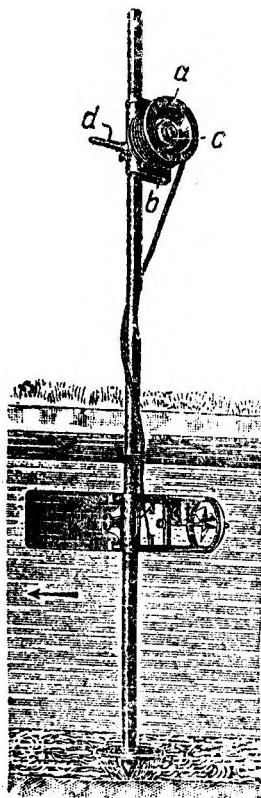
На фиг. 8 представлена другая вертушка больших размеров, заключенная в водонепроницаемый кожух, в котором и помещен счетчик оборотов. Обе изображенных конструкции изготовлены фирмой *А. Отт, Кемптен*.

Каждая вертушка тарируется для определения зависимости между скоростью (воды) и числом оборотов лопасти. С этой целью прибор заставляют двигаться с определенной скоростью в неподвижной воде при помощи небольшой тележки, приводимой в движение электромотором, записывая при этом число оборотов вертушки. Затем на основании данных тарировки

составляется обычно *уравнение вертушки*, имеющее вид:

$$v = \alpha \cdot n + \sqrt{\beta \cdot n^2 + \gamma},$$

где α , β и γ коэффициенты, зависящие от типа вертушки. Уравнение



Фиг. 7.

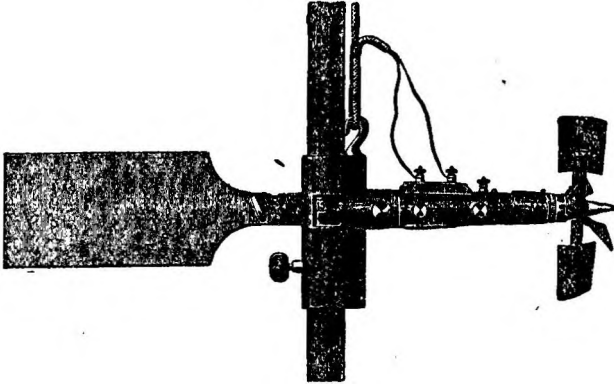
это справедливо для $v < 0,5$ м/сек; при больших скоростях уравнение вертушки часто принимает более простой вид:

$$v = k \cdot n.$$

Эти уравнения, точнее коэффициенты этих уравнений, время от времени проверяются (путем контрольных тарировок).

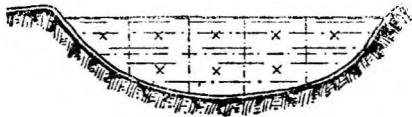
При помощи такой вертушки измерения производятся крайне просто и точно.

Поэтому при определении скорости воды в реках применяется исключительно этот способ. Для этого делят живое сечение реки на произ-



Фиг. 8.

вольно выбираемое число участков вертикальными (по ширине), а иногда и горизонтальными (в глубину) линиями, как показано на фиг. 9, а затем определяют в каждом участке соответствующую скорость. Произведение из скорости на величину площади участка даст нам расход воды через



Фиг. 9.

этот участок; суммируя отдельные расходы воды, получим общий расход.

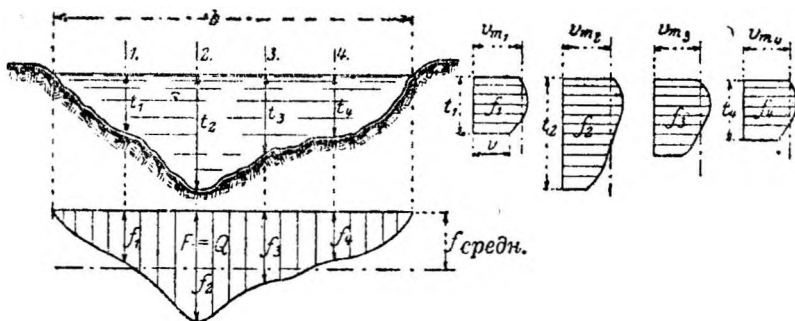
При измерении количества воды в более крупных реках, когда приходится иметь дело с большим числом измерительных участков, указанный способ представляет некоторые

затруднения в смысле кропотливости; поэтому удобнее применять графический способ, заключающийся в следующем:

Всю реку по ширине делят несколькими вертикальными линиями, например, 1-4, как показано на фиг. 10, а затем строят в уменьшенном масштабе графики изменения скоростей для каждого сечения, чем определяются площади f_1, f_2 и т. д. После этого строят график изменения площадей f , изображая последние в произвольном линейном масштабе. Площадь F , ограниченная кривой изменения площадей f и горизонтальной проекцией ширины реки, очевидно, и будет представлять искомый расход воды Q , так как $f = t \cdot v_{cp}$ м²/сек* и $F = Q = b \cdot f_{cp} = b \cdot t_{cp} \cdot v_{cp}$ м³/сек.

* Путем интегрирования получим $f = \int v \cdot dt$ и $Q = F = \int f \cdot ds$. Однако, вследствие незнания закона изменения v и f , указанное интегрирование невыполнимо.

При наличии планиметра определение площадей f и F производится очень просто, так как результаты непосредственно вычисляются по отсчетам прибора. При отсутствии же планиметра и этот способ вычислений, как и приведенный выше, отнимает слишком много времени. В больших реках все измерения должны производиться быстро, одно за другим,



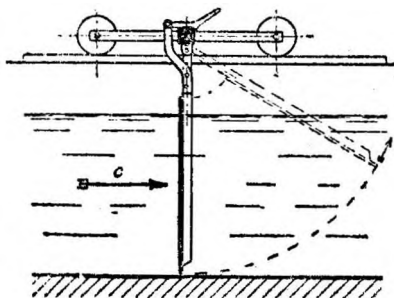
Фиг. 10.

или же одновременно в нескольких местах, так как скорости в отдельных точках реки могут сильно меняться даже за очень короткие промежутки времени.

Г. Измерение щитами.

Следует упомянуть еще об одном способе измерения расхода воды, который хотя и не применим в реках и ручьях, но в настоящее время им особенно часто пользуются в случае наличия каналов при выполненных турбинах и, главным образом, испытательных установках.

Здесь имеется в виду вкратце описать простейший и вместе с тем достаточно точный способ определения расходов воды при помощи *подвижных щитов*, который довольно часто применяется на установках во время производства приемочных испытаний, а также на существующих ныне во многих местах турбинных испытательных станциях.



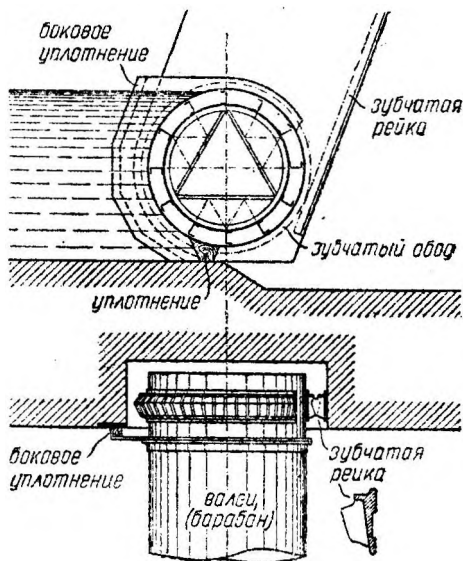
Фиг. 11.

При наличии ровного, выложенного камнем, канала, довольно значительной длины, следует сперва отметить на нем определенной длины участок и затем погрузить в воду подвижно подвешенный легкий щит (фиг. 11). Будучи прикрепленным к небольшой тележке и почти вплотную примыкая со всех сторон к профилю канала, щит этот будет двигаться со скоростью c , в точности соответствующей скорости воды в канале. Определив эту скорость, исходя из длины отмеченного участка и помножив ее на поперечное сечение канала, мы сможем самым простым способом определить расход воды. Этот метод измерения точнее, чем вертушкой Вольмана, так как скорость в различных местах измерения, как было указано, часто может изменяться, что не имеет значения при измерении щитами. (См. Z. d. V. d. I. 1907, S. 627.)

А. ПЛОТИНЫ.

Глухие плотины, т. е. выложенные из камня или насыпного грунта запруды, полностью задерживающие воду, устанавливаются лишь там, где совершенно отсутствует опасность затопления и где необходимо принять во внимание вопросы рыболовства и сплава. Мы встречаемся с ними, например, в случае необходимости образования водоема, это так называемые водоудержательные плотины, которые лишь частично предназначаются для использования водяной энергии.

Чтобы удовлетворить всем этим требованиям и попутно иметь возможность регулировать горизонт верхнего бьефа, ныне сооружают или



Фиг. 12.

полностью подвижные (разборные) плотины, или же глухие плотины с подвижными (разборными) затворами (плотинными затворами). Такие подвижные плотины выполняются главным образом в виде вальцовых, секторных и щитовых плотин (затворов).

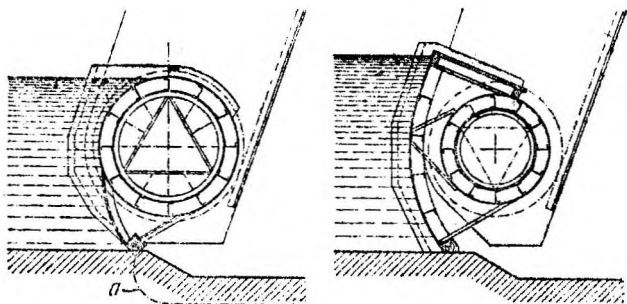
а) Вальцовые (цилиндрические) плотины. Плотины эти характеризуются особыми затворами, имеющими форму вальцов или цилиндров. Последние изготовляются из железных листов и внутри (для придания надлежащей жесткости) укрепляются распорками из углового железа. Такие затворы выполняются разлило в зависимости от высоты подпора по сравнению с длиной плотины. Так, например, при не-

большой высоте подпора находит иногда применение конструкция (фиг. 12), у которой диаметр вальца выбирается приблизительно равным подпорной высоте.

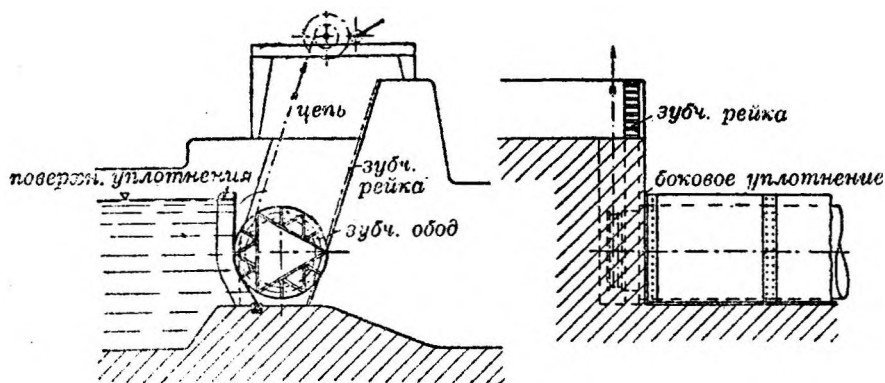
При больших напорах и большей длине плотины — вальцы снабжаются внизу прикрывающим щитом или козырьком (фиг. 13); если же при большой высоте подпора длина цилиндра невелика, то впереди вальца устраивается полностью прикрывающий его щит, как показывает фиг. 14. Вальцы устанавливаются и укрепляются, как изображено на фиг. 12 и 15. Деревянные уплотняющие прокладки находятся сбоку и в основании вальцового затвора. Последний вместе со щитом и уплотнениями поднимается кверху лебедкой; при этом валец, имеющий зубчатый обод (венец), вращается по зубчатой рейке. Зубцы устроены таким образом (фиг. 12), что всякого рода посторонние тела, попадающие на них, легко могут быть раздавлены. При вполне поднятом вальце обеспечивается свободное протекание воды; при несколько же припод-

нятом цилиндре возможно регулирование высоты бьефа и спуск взвешенных частиц (песка, гальки и пр.). Путем небольшого изменения в плотине, показанного пунктиром *a* на фиг. 13, можно заставить валец несколько сильнее опуститься вниз, благодаря чему легко может быть пропущен лед и пр. В этом случае затвор называется *опускным*.

Вальцовые плотины находят широкое применение на современных установках и вполне оправдали себя в плотинах большой длины. Преимуществами вальцовых затворов являются возможность хорошего уплотнения, легкость обслуживания и незначительные расходы по эксплуата-



Фиг. 13 и 14. Конструкции завода MAN.



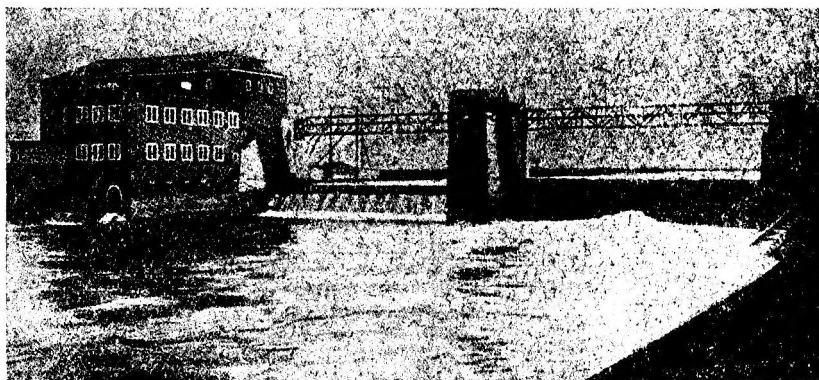
Фиг. 15. Вальцовая плотина.

ции. Вальцовые плотины выполняются для создания высоты подпора от 0,8 до 6 м и при длине цилиндров до 40 м.

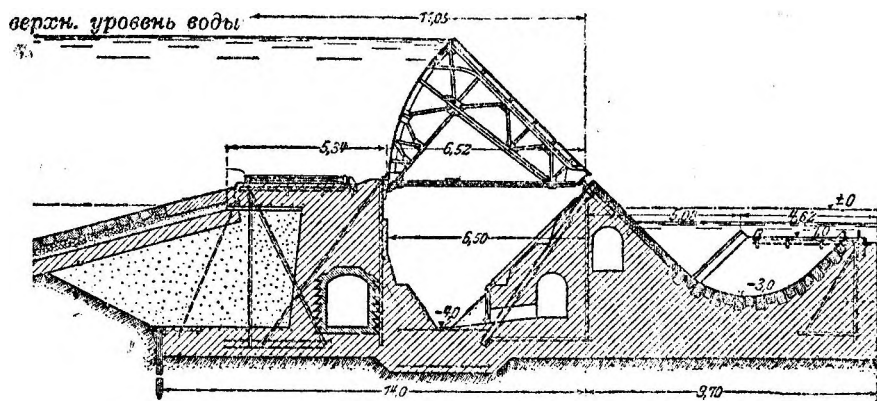
Так, например, на фиг. 16 представлена подобная установка вальцовых затворов, выполненная машиностроительным заводом Аугсбург-Нюрнберг (Augsburg-Nürnberg, MAN) для силовой станции Фирэт (Viereth) на реке Майне.

Плотина имеет два поднимающихся в двух пролетах вальцовых затвора, каждый длиной по 30 м, для получения подпора до 6 м. На фиг. 16 левый валец показан несколько приспущенным с переливающейся через него водой, второй же валец справа приподнят на некоторую высоту.

б) Секторные плотины (плотины с секторными затворами). Плотины эти применяются в особых случаях, а именно в плотинах большой длины. Их преимущество заключается в чрезвычайно простом обслуживании, так как секторный затвор плотины поднимается и опускается за счет выталкивающего действия воды. Однако они дороги и могут применяться лишь в тех случаях, когда река имеет мало песка, гальки и пр., так как для задерживания последнего требуется отстойник.



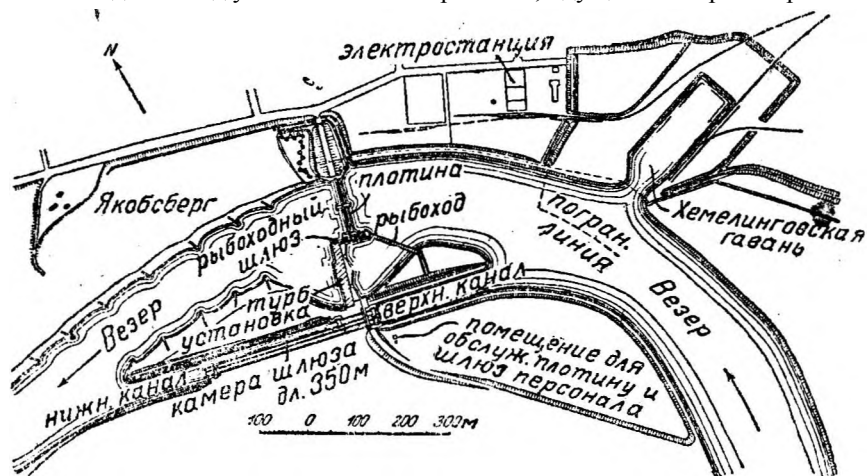
Фиг. 16. Фирэзская вальцовая плотина на р. Майне.



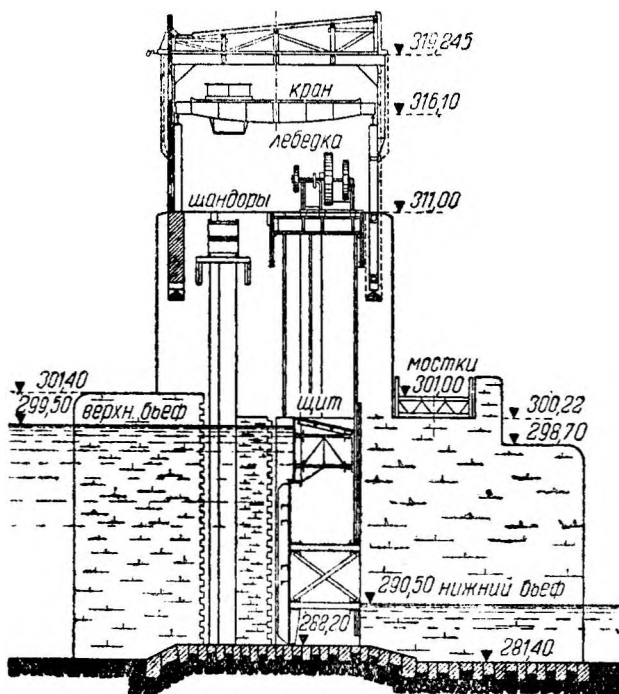
Фиг. 17.

Фиг. 17 изображает секторную плотину, примененную на установке Хемелинген (Hemelingen) на реке Везере. Высота подпора создается до 6 м. При полном опускании секторного затвора открывается совершенно беспрепятственно проход воде, и при сильном ледоходе возможно спускать лед, не понижая горизонта верхнего бьефа, чего нельзя получить при вальцовых затворах. Полную установку с секторной плотиной изображаем фиг. 18. Плотина состоит из сооруженной на северном берегу глухой (неподвижной) части, к которой примыкают два секторных затвора, каждый длиной по 54 м, и имеющих промежуточный устой. Далее следуют рыбоход и турбинная установка, состоящая из 16 турбин мощ-

ностью по 6000 лощ. сил каждая. На южном берегу расположены, наконец, два шлюза, каждый шириной в 12,5 м и длиной 350 м. Впереди турбинного здания под углом поставлена решетка, идущая от острова к рыбоходу



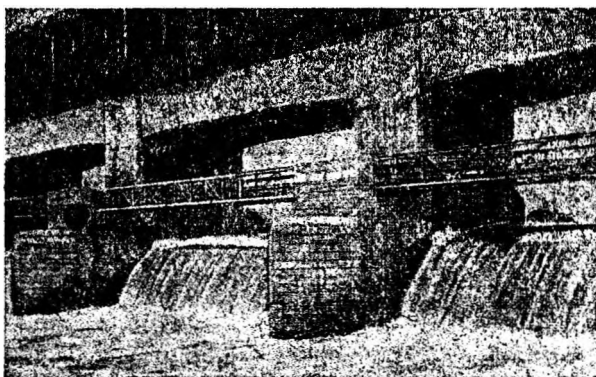
Фиг. 18. Хемелингенская плотина на р. Везер.



Фиг. 19. Щитовая плотина для подпора в 9 м.

Все крупные установки на реках, как, например, на фиг. 18, служащие одновременно для сплава леса, рыболовства, требуют, разумеется, предварительного и основательного изучения всех местных условий.

в) Щитовые плотины (плотины с щитовыми затворами). Щитовые плотины выполняют или в виде отдельных промежуточных подвижных звеньев в глухих плотинах или же в виде сплошной плотины с щитовыми затворами по всей ширине реки.



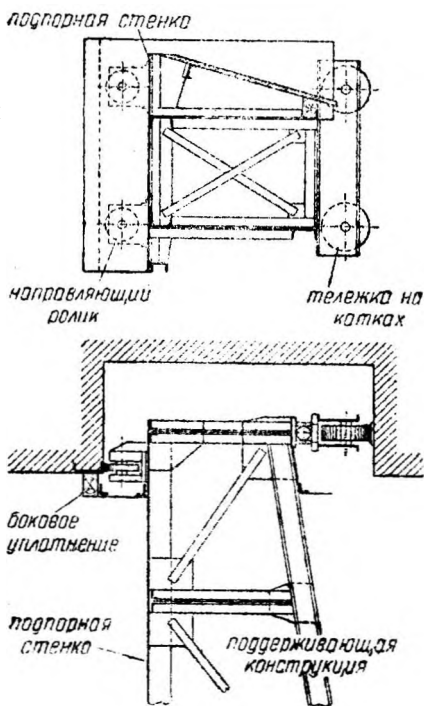
Фиг. 20.

а также чтобы была учтена возможность легкого регулирования горизонта верхнего бьефа и чтобы без труда могли быть удаляемы лед и другие плавающие тела. На основании этого строят двойные щиты, что представлено, например, на фиг. 19.

Верхний щит, воспринимающий сравнительно незначительные давления воды и поэтому легче обслуживаемый, опускается для регулирования горизонта верхнего бьефа и для удаления плавающих тел. Для полного открытия щитов обе его части (верхняя и нижняя) поднимаются кверху. Представленная на фиг. 19 и 20 плотина выполнена заводом MAN для установки на реке Дунае с высотой подпора в 9 м; плотина состоит из 6 пролетов, длиной по 25 м каждый, при толщине быков в 5 м. Над всей плотиной сооружена надстройка, в которой установлены отдельные щитовые лебедки, а также мостовой кран, посредством которого могут закрываться запасными шандорными балками щитовые проемы.

Такие двойные щиты, ныне применяющиеся при большой высоте подпора, состоят из подпорных стенок с полотнищами из листового железа, и жесткой поддерживающей конструкции, помещенной сзади. Фиг. 21 изображает верхний щит, изготовленный заводом MAN. Поддерживающая конструкция шарнирно опи-

В настоящее время такие плотины применяются только при большой высоте подпора, когда вальцовая плотина недостаточно. Они должны проектироваться с таким расчетом, чтобы при обслуживании щитов отсутствовали чрезмерные усилия,



Фиг. 21. Верхний щит.

рается на роликовые тележки, которые в боковых нишах стены перемещаются по железным полосам.

Сами щиты направляются небольшими роликами или салазками. Для бокового уплотнения служат дубовые прокладки. Нижний щит, который воспринимает, конечно, значительно большую нагрузку и сам по себе выше, имеет роликовые тележки с четырьмя тележками каждая, причем смонтированы они аналогичным способом. Оба щита поднимаются шарнирными цепями (цепями Галля), которые приводятся в действие показанными на фиг. 19 лебедками. Двойные щиты завода MAN изготовляются уже для подпора до 12 м при ширине в свету до 20 м. Иногда они применяются совместно с вальцовой плотиной. Последняя в этом случае служит собственно в качестве плотины для создания подпора и имеет большую длину, в то время как щиты предназначаются только для регулирования горизонта воды.

При малых высотах подпора подвижные плотины составляются также из простейших роликовых или же скользящих щитов по типу впускных щитов, § 4 А, однако и в этом случае вообще предпочитают вальцовые плотины.

Б. Открытые водотоки к силовым установкам.

Определение уклона канала.

Потеря напора в каждом подводящем воду канале должна быть, прежде всего, возможно меньшей с тем, чтобы в турбине был использован по возможности больший полезный напор H . С другой же стороны, первоначальные затраты на устройство канала, отнесенные к одной установленной лощ. силе, должны быть возможно меньше. Оба эти требования часто противоречат друг другу и могут быть разрешены лишь экономическим подсчетом.

В общем канал должен иметь уклон не более того, что требуется для поддержания необходимой скорости притекания воды c . Скорость эта зависит от свойств дна и стенок канала; ниже приводятся некоторые предельные значения скорости c для различных грунтов.

$c = 0,1$	м/сек	при илистом грунте
$c = 0,25$	„	при глинистом грунте
$c = 0,6$	„	при песке с глиной
$c = 1,25$	„	при щебне.

Если же русло выложено камнем, то скорость c может быть произвольно увеличена, хотя во избежание излишней потери напора даже при самых гладких стенках выбирают скорость

$$c = 0,8 \div 1,25 \text{ м/сек.}$$

Чтобы вода протекала с заранее определенной скоростью по каналу, последний должен иметь известный уклон.

По предложению проф. Пфарра определение этого падения производится по следующей формуле (формула Базена)

$$h^{\circ}/\omega = \alpha \cdot \left(1 + \beta \frac{S}{F}\right) \cdot \frac{S}{F} \cdot c^3,$$

где h представляет падение напора в метрах, отнесенное к 1000 м длины канала, S есть так называемый смоченный периметр (в метрах), F —

площадь живого сечения канала (в m^2) (фиг. 22), а коэффициенты α и β , зависящие от свойств дна и стенок канала, определяются из следующей таблицы:

Род стенки	α	β
Для очень гладких стенок	0,15	0,03
Для обтесанных камней.....	0,19	0,07
Для необтесанных камней (бутовая кладка)	0,24	0,25
Для щебня и булыжника	0,28	1,25

В вышеприведенной формуле на величину h влияет отношение $\frac{S}{F}$, т. е. потеря напора получается тем меньше, чем меньше это отношение.



Фиг. 22.

Чтобы получить минимум отношения $S : F$, ширину канала по верху выбирают:

$$b_0 = \frac{2t}{\sin \alpha};$$

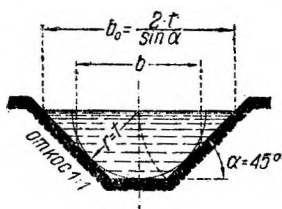
откуда получается:

при $\alpha = 45^\circ$ коэфф. откоса $m = 1$ * (фиг. 23), $b = 1,85 t$ и $S = 3,7 t$;

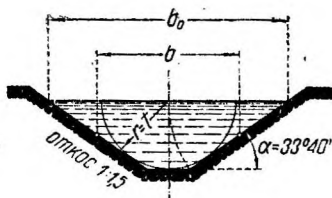
„ $\alpha = 33^\circ 40'$ „ „ „ $m = 1,5$ (фиг. 24), $b = 2,1 t$ и $S = 4,2 t$;

„ $\alpha = 90^\circ$ „ „ „ $m = 0$ (фиг. 25), $b = 2 t$ и $S = 4 t$.

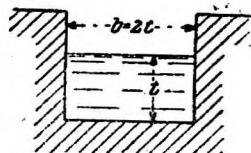
Здесь: b — есть средняя ширина, S — смоченный периметр профиля.



Фиг. 23.



Фиг. 24.



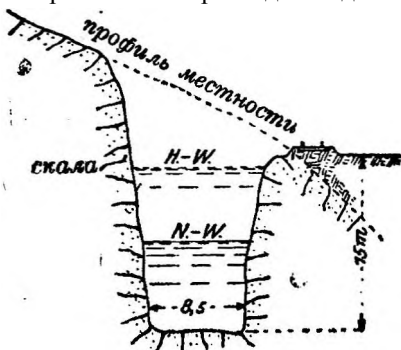
Фиг. 25.

Необходимо принять во внимание, что отношение $S : F$ значительно уменьшается при увеличении размеров канала, поэтому при больших каналах сохранение наиболее выгоднейшего значения $S : F$ не является безусловно необходимым и по местным условиям очень часто может оказаться даже невозможным. Если, например, земляные работы получаются

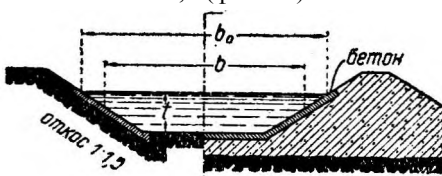
* Коэфф. откоса m есть ctg угла α наклона стенки к горизонту. *Прим перев.*

очень дорогими, то профиль канала приспособляют к рельефу местности, отчего хотя и увеличиваются потери в напоре и мощности, зато снижается себестоимость установки.

На фиг. 26 представлен такой канал, примененный на одной из норвежских установок. Канал длиной 1 км целиком проложен на склоне в скалистом грунте, причем с целью удешевления выбраны прямоугольная форма и большая скорость притока в 2,5 м/сек. На равнинной местности и при больших расходах воды каналы ныне выполняются обычно растянутого профиля, так как в этом случае затраты на их устройство большей частью получаются меньше, чем при каналах большей глубины. Каналы эти большей частью делают с откосами в 1,5 (фиг. 27) * и имеют



Фиг. 26.



Фиг. 27.

глубину, в зависимости от местности, только от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{10}$ средней ширины. В таких каналах, для уменьшения потерь напора, боковые стенки, а также часто и дно, укрепляются бетоном толщиной до 150—200 мм, безразлично, — получен ли канал отрывкой в грунте (фиг. 27, слева) или же выполнен как насыпной (фиг. 27, справа). Практика установила, что бетонная одежда обходится дешевле, чем булыжная на глинистом основании.

Пример расчета. Требуется подвести к установке воду в количестве $Q = 20 \text{ м}^3/\text{сек}$ каналом длиной 3 км со скоростью 1 м/сек. Естественный напор составляет $H_b = 6 \text{ м}$. Определить потерю напора:

а) В земляном канале с откосом 1,5 при наивыгоднейшем профиле, фиг. 24, б) в земляном канале по фиг. 27 и $t = \frac{b}{8}$, в) в канале того же профиля, но с бетонной одеждой.

а) В данном случае $F = \frac{Q}{c} = 20 \text{ м}^2$. Так как, согласно фиг. 24,

$b = 2,1 \cdot t$, то получаем: $F = b \cdot t = 2,1 \cdot t^2 = 20$; следовательно,

$$t = \sqrt{\frac{20}{2,1}} = 3,1 \text{ м} \quad \text{и} \quad b = 2,1 \cdot t = 6,5 \text{ м.} \quad \text{Далее: } S = 4,2 \cdot t = 13 \text{ м,}$$

а потому $S : F = 13 : 20 = 0,65$. Из вышеприведенной таблицы коэффициентов выбираем: $\alpha = 0,28$ и $\beta = 1,25$.

Таким образом при $c = 1 \text{ м/сек}$ находим:

$$h_{0/00} = 0,28 \cdot (1 + 1,25 \cdot 0,65) \cdot 0,65 = 0,33 \text{ м.}$$

* Указанный на фиг. 27 откос должен быть понимаем в обратном смысле (1,5:1). Прим. перев.

б) В этом случае $t = \frac{b}{8}$; поэтому $F = b \cdot t = 8t^2$, а, следовательно:

$$t = \sqrt{\frac{20}{8}} = 1,6 \text{ м} \text{ и } b = 8 \cdot t = 12,7 \text{ м}. \text{ Согласно фиг. 27 смоченный}$$

периметр будет равен: $S = b - \frac{t}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{2t}{\sin \alpha}$. Так как угол $\alpha = 33^\circ 40'$, то:

$$S = 12,7 - \frac{1,6}{0,67} + \frac{3,2}{0,55} = 16,1 \text{ м} \text{ и } \frac{S}{F} = \frac{16,1}{20} = 0,8.$$

Таким образом получаем:

$$h^0/_{00} = 0,28 \cdot (1 + 1,25 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 0,12 \text{ м}.$$

в) В этом случае значения для b , t и S остаются те же, что и выше; изменятся только коэффициенты α и β . Для бетона с затиркой можно принять: $\alpha = 0,15$ и $\beta = 0,03$.

Следовательно, получим:

$$h^0/_{00} = 0,15 \cdot (1 + 0,03 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 0,12 \text{ м}.$$

Итак, на всей длине канала в 3 км потеря напора будет соответственно 1 м; 1,35 м и 0,36 м, так что при бетонной одежде сэкономится 0,64 м \cong 11 % от естественного напора по сравнению с каналом по п. а). Эта экономия соответствует мощности около 150 лощ. сил. Вопрос о том, какой из каналов в данном случае будет более приемлемым — более дешевый (п. а) или более дорогой (п. в), можно решить лишь путем сравнения дальнейших экономических подсчетов.

В заключение необходимо еще упомянуть, что в установках с каналами для больших расходов (более 100 м³/сек), в случае выбора бетонной одежды, исходят из потери напора в $h^0/_{00} = 0,05$ м.

В. Трубопроводы.

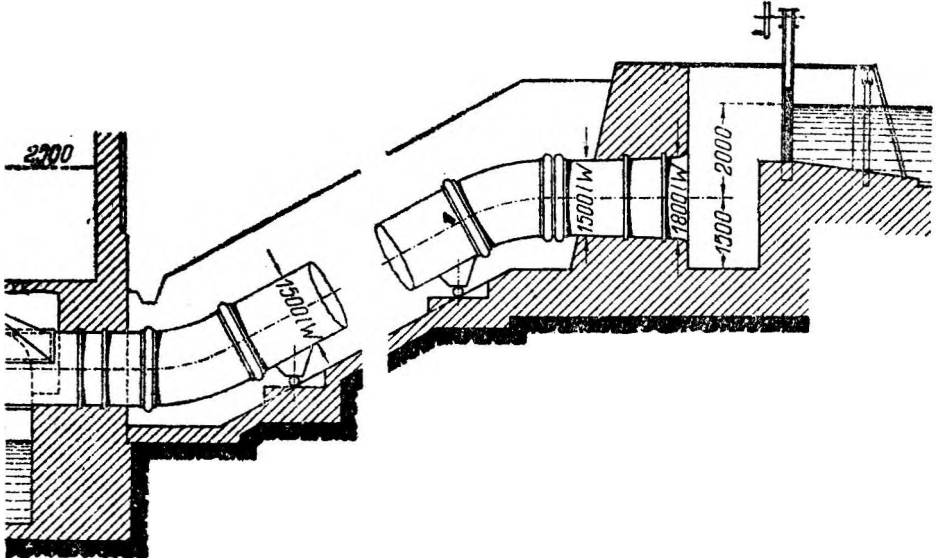
При больших напорах открытые каналы заменяются трубопроводами (фиг. 28). Труба снабжена патрубком из волнистого железа и расположена на роликах, чтобы возможно было некоторое осевое перемещение.

Нижняя часть трубы прочно заделывается в неподвижном основании машинного здания; таким же образом производится заделка трубы и сверху, где имеется уравнильный бассейн, а также обычные в этих случаях щит, решетки и уловитель песка.

В крупных установках верхний бассейн и все находящиеся там части должны быть покрыты навесом.

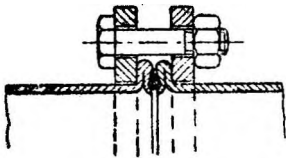
Материалом для труб служит главным образом литая сталь. При небольших напорах находят применение также деревянные и железобетонные трубы. Последние, при напорах до $H = 40$ м, вполне себя зарекомендовали, особенно при больших размерах. Трубы из литой стали склепываются, свариваются в напуск или же изготавливаются без шва. Если они укладываются под землей, то, как правило, достаточно их соединять муфтами со свинцовой чеканкой. Кроме того, такая прокладка труб имеет еще то преимущество, что в этом случае трубы подвергаются лишь слабым температурным колебаниям, а потому нет необходимости следить за изменением их длины. Несмотря на это, надземная укладка труб предпочитается, так как тогда за ними легче наблюдать.

Соединение отдельных труб может производиться, например, посредством склепывания или сваривания угловым фланцем (фиг. 28), загибанием концов трубы и скреплением их свободным фланцем (фиг. 29), или же посредством соединения коническими муфтами на заклепках (фиг. 30).

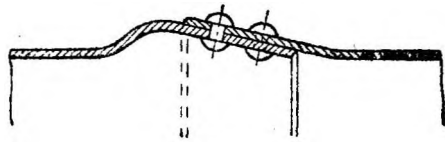


Фиг. 28. Установка трубопровода для $H = 27,5$ м; $N = 500$ л. с.

Хорошо зарекомендовало себя также комбинированное соединение муфтой и фланцем (фиг. 31) с прокладкой пенькового шнура, пропитан-



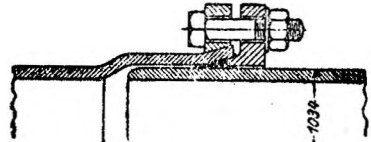
Фиг. 29. Свободный фланец.



Фиг. 30. Муфта на заклепках.

ного салом. Это соединение создает подвижность трубопровода, так что этим устраняется необходимость в дополнительном компенсационном устройстве. Само собой разумеется, что трубопровод время от времени подтягивается на анкерах, как показывают нижеприводимые примеры конструкций.

Фиг. 32 представляет ряд трубопроводов длиной 2,2 км, подводящих воду к турбинам одной из установок в нагорной Шотландии. Трубопроводы выполнены Герм. Акц. Общ. *Феррум* в Верхней Силезии.

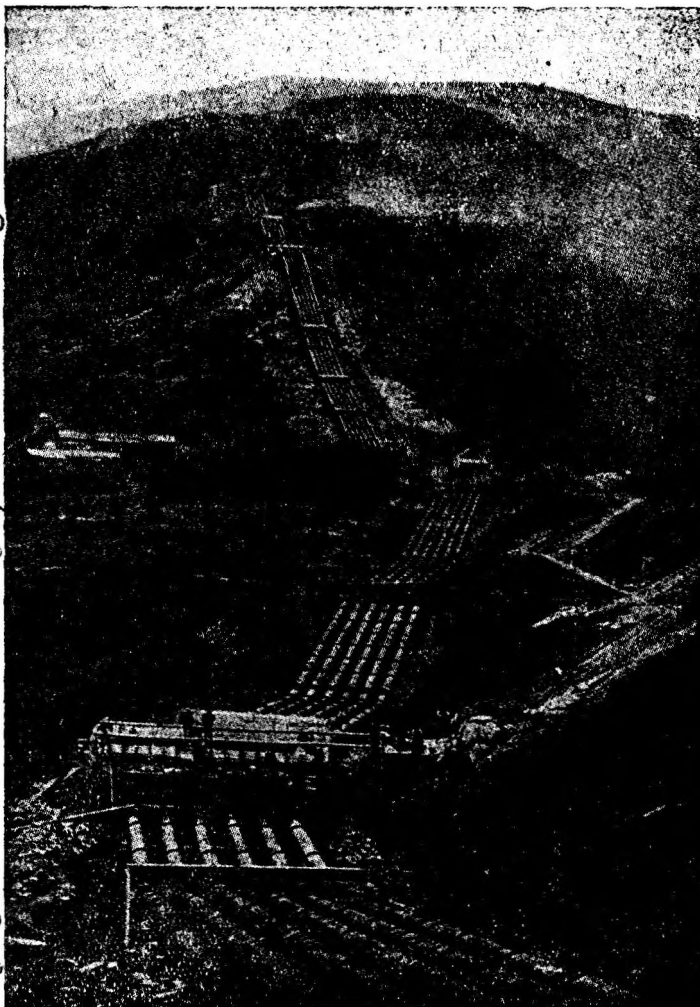


Фиг. 31. Соединение муфтой и фланцем.

Отдельные трубы соединены автогенной сваркой, имеют длину 6 м и диаметр 1 м; толщина стенок рассчитана на гидростатическое давление ($H = 290$ мм) и вверху равна 10 мм, а внизу 22 мм.

При устройстве таких трубопроводов необходимо, с одной стороны, обращать внимание на тщательное укрепление труб на опорах и на жесткое закрепление последних на основании, а с другой — предусматривать возможность расширения труб.

С этой целью в приведенной установке (фиг. 32) применено анкерное



Фиг. 32. Трубопровод длиной 2,2 км. $H = 290$ м.

укрепление бетонных массивов, детально показанное на фиг. 33 для закругления.

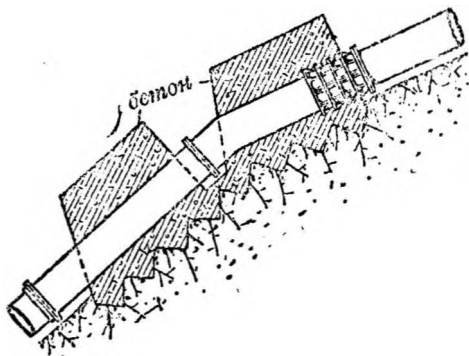
Подвижность трубопровода достигается вышеупомянутым комбинированным муфтовым соединением (фиг. 31).

Фланцевые соединения встречаются только на закруглениях и в неподвижных точках.

Фиг. 34 изображает укладку трубопровода, изготовленного машино-

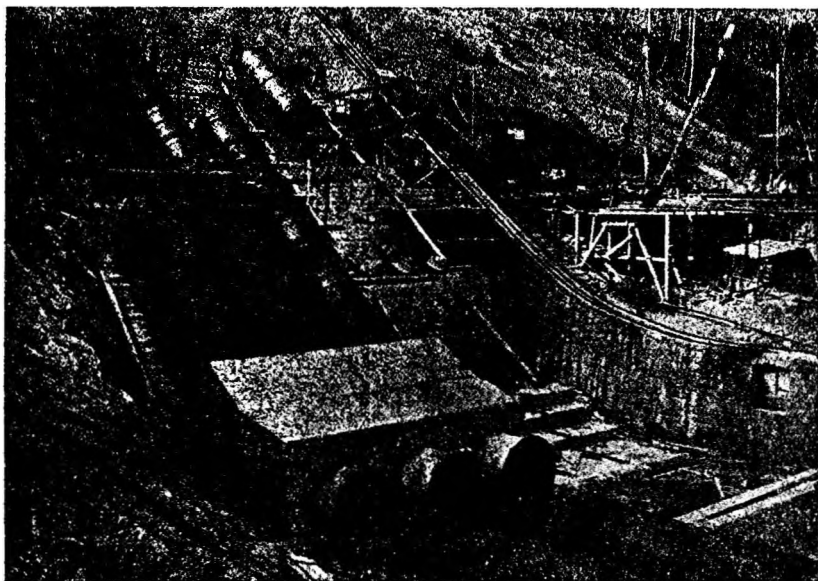
строительным заводом *Аугсбург-Нюрнберг* для силовой станции *Вальхэнзэ* (Walchensee). К станции проложено шесть трубопроводных линий, каждая длиной 430 м, при $H = 200$ м, причем трубы имеют вверху внутренний диаметр 2,25 м, а внизу 1,85 м; толщина стенок увеличивается от 10 до 27 мм.

Каждый трубопровод удерживается в четырех массивных бетонных опорах, имеющих сальниковые буксы для восприимчивости осевых перемещений, причем отдельные трубы наглухо склепаны между собой находящимися снаружи накладками. При расширении весь трубопровод скользит во вкладышах от нижней опоры к ближайшей сальниковой буксе. Укрепление труб по описанному способу вполне себя оправдало.



Фиг. 33.

Шесть трубопроводов начинаются от изображенного на фиг. 35 напорного резервуара емкостью в 1000 м³, к которому подводится вода напорной штольной длиной 1200 м. Каждый напорный резервуар должен

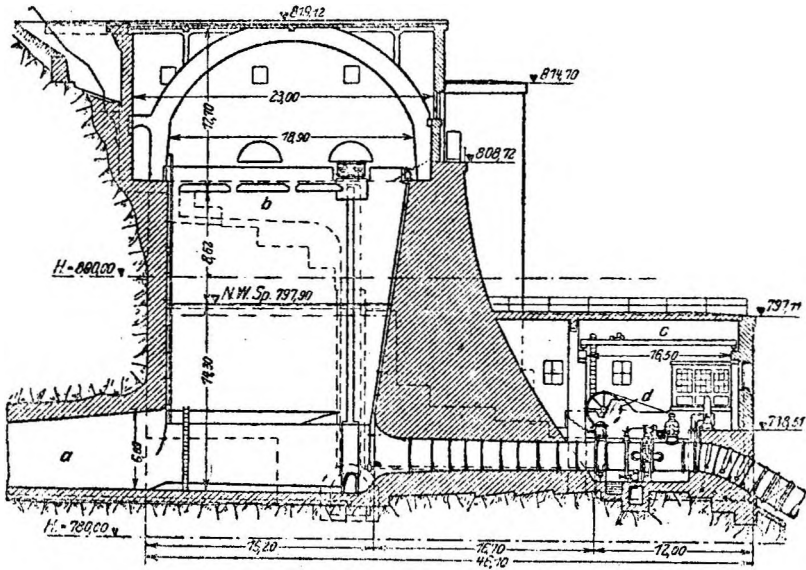


Фиг. 34. Трубопровод к силовой станции Вальхэнзэ.

быть так построен, чтобы он действовал как уравнильный бассейн на случай неожиданного выключения одного или нескольких трубопроводов. На трубе должны быть поставлены далее запорные или дроссельные задвижки (на фиг. 35 задвижки двойные), которые часто устраиваются так, чтобы могли обслуживаться на расстоянии выключателем из силовой

станции. Далее весьма важным является воздушное устройство на каждой трубе, которое должно быть открываемо, как только закрывается запорная задвижка; в противном случае в трубопроводе образуются воздушные мешки, от чего труба под влиянием внешнего атмосферного давления может быть повреждена.

При больших напорах необходимо устраивать на конце трубы, непосредственно возле турбины, холостой выпуск, позволяющий пропускать



Фиг. 35. Уравнительный бассейн силовой станции Вальхэнзэ.

a — штольня; *c* — мостовой кран;
b — водослив; *d* — лебедка для запорного механизма трубопровода,

воду прямо на нижний уровень при случайных остановках двигателя, чтобы не происходило повреждений и разрыва трубы от гидравлического удара.

Повышение давления допускается не выше 40%, но при правильной работе автоматического регулятора получается значительно ниже. В тангенциальных колесах часть воды отсекается так называемым отклонителем струи (см. ниже главу V), благодаря чему имеют место лишь незначительные колебания давлений.

Расчет трубопроводов состоит в главных чертах в следующем.

Приняв определенную скорость воды в трубе $c = 1 \div 3$ м/сек, получим поперечное сечение трубы:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{Q}{c} \text{ м}^2.$$

Толщина стенок рассчитывается на сопротивление растяжению силой давления воды p , отвечающей высоте напора, различной для всех точек трубопровода; для расчета пользуются простым уравнением, которое предполагается известным:

$$D \cdot p = 2 \cdot \delta \cdot k_2,$$

где D и δ выражены в см, а p в кг/см².

Чтобы учесть при расчете возможные увеличения давлений при остановке турбины, давление p часто принимают на 20% больше статического. Однако действительное повышение давления составляет при продолжительности закрывания регулятора в 10 сек. только 7,5%.

Потеря напора h_w (см. стр. 15), возникающая вследствие трения воды о стенки трубы, определяется из уравнения:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{c^2}{2g},$$

в котором все величины выражены в m .

Потеря напора, следовательно, возрастает с увеличением длины трубы l и квадрата скорости c ; с увеличением же диаметра D потеря уменьшается.

Коэффициент λ находится из опытов; для его определения лучше всего пользоваться эмпирической формулой, предложенной Вейсбахом:

$$\lambda = 0,01439 + \frac{0,00947}{\sqrt{c}}.$$

К высоте потери h_w добавляются еще другие небольшие потери напора, например — в коленах, закруглениях и т. д.

При расчете труб может возникнуть вопрос, применить ли недорогие трубы с небольшим диаметром, а, следовательно, с относительно большой скоростью течения воды и значительной потерей напора h_w , или же предпочесть более дорогие трубы большого диаметра, но с меньшими скоростями воды и с соответственно меньшими потерями; ответ на этот вопрос может быть дан лишь в каждом отдельном случае, сообразуясь с экономическими требованиями, что требует всегда сравнительных подсчетов.

§ 4. Впускные щиты и решетки.

А. Впускные щиты.

Впускные щиты служат для закрывания входа в канал, а также в каждую отдельную турбинную камеру. Они состоят из панели деревянной или листового железа, скользящей в пазах или перемещаемой на роликах. Над панелью устраивается помост из прокатного железа.

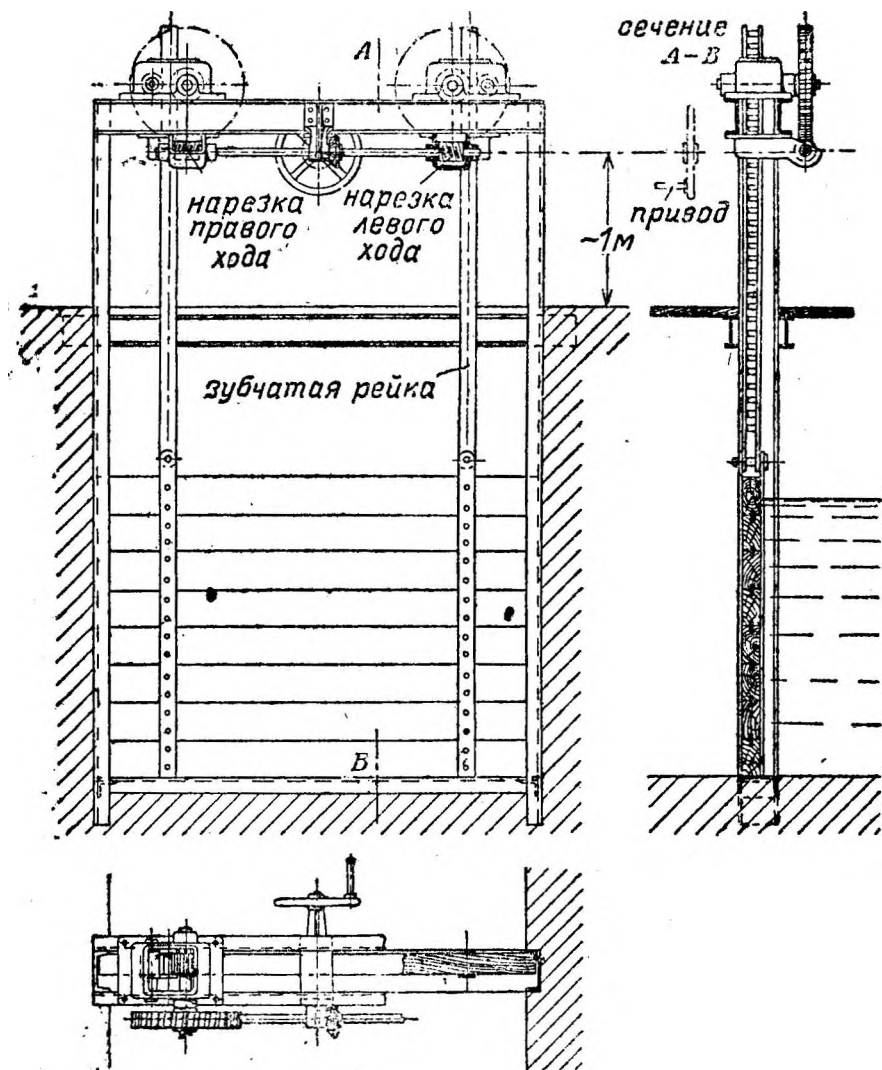
а) Скользящие щиты. Подобный щит с деревянной панелью, сложенной из шпунтовых досок, изображен на фиг. 36. Для подъема щита служат две зубчатые рейки, приводимые в действие червячной передачей и парой конических зубчаток с маховиком. Если выбрать, как это обычно делается, два червяка с левой и правой нарезкой, то тогда взаимно уничтожаются осевые давления и отпадает необходимость в упорном подпятнике. Зубчатые рейки изготавливаются обычно из двух железных полос на болтах и, таким образом, получается так называемое цевочное зацепление.

Деревянные панели ныне выполняются, как правило, не более 3 м высоты и ширины. При больших размерах панели делают из листового железа с позади расположенными металлическими крепительными балками.

б) Роликовые щиты (щиты на роликах). При больших нагрузках рекомендуется для уменьшения трения применять ролики, как

это представлено на фиг. 37. Щит, изготовленный заводом Фойт (I. M. Voith), имеет панель шириной 5,8 м для подпора в 4,5 м. Подпорная стенка состоит из панели листового железа с укрепляющей конструкцией, к которой приделаны подвижные ролики.

Чтобы обслуживание было возможно быстрее и легче, - передвижение

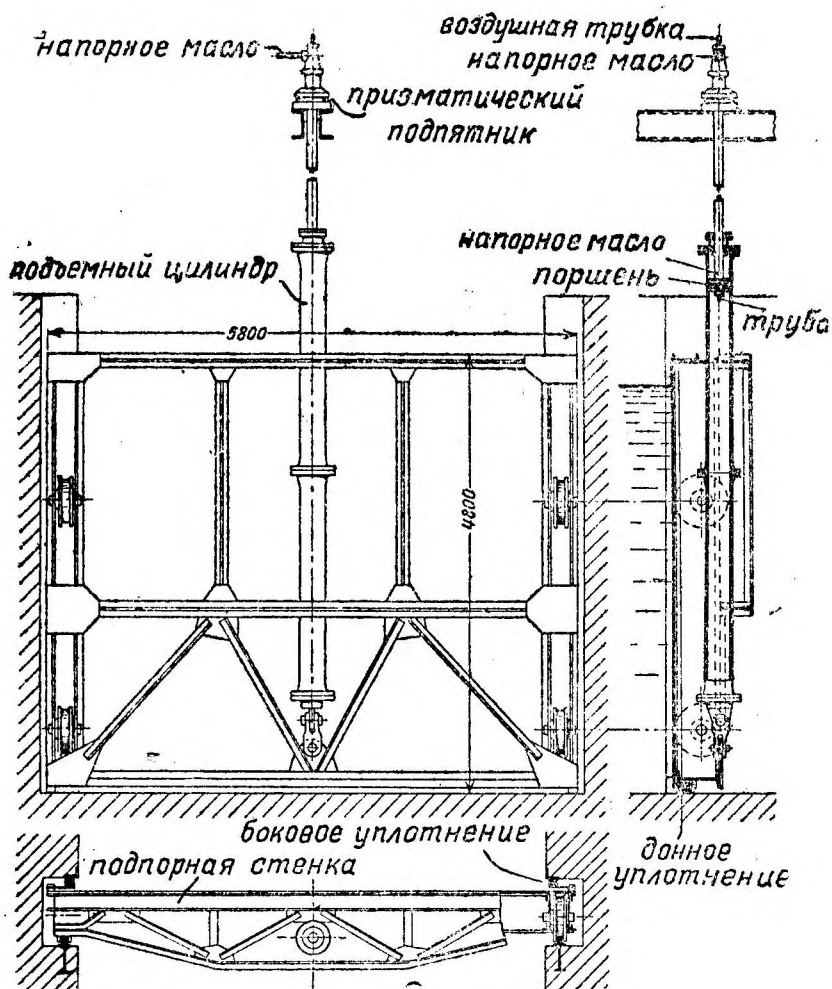


Фиг. 36. Простой деревянный щит с ручным приводным механизмом.

щитов производится не зубчатой рейкой и лебедкой, а гидравлическим подъемником. С этой целью к панели примыкает подвижный цилиндр, в котором перемещается поршень с уплотняющей кожаной манжетой. Штанга поршня подвешена над щитом на двойной призматической опоре, укрепленной на прочной поддерживающей конструкции. Штанга внутри

делается пустотелой, чтобы напорное масло могло быть подведено сверху поршня в цилиндр.

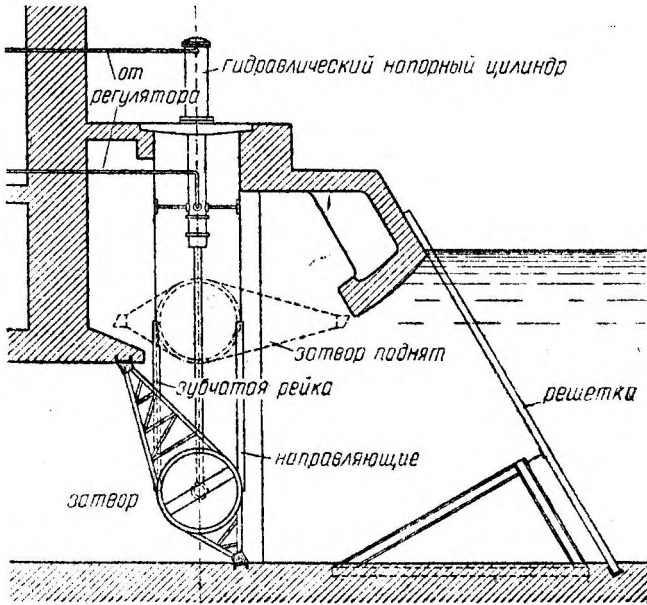
Кроме того в полой штанге находится еще тонкая трубка для впуска и выпуска воздуха из пространства под поршнем. Напорное масло нагнетается посредством особого зубчатого насоса, достигая при необходимости давления до 100 атмосфер, и подводится к штанге поршня по



Фиг. 37. Щит на катках с гидравлическим приводом.

трубе через распределительный клапан. Щит поднимается при этом вместе с цилиндром, и при достижении наивысшей точки мотор масляного насоса останавливается электрическим выключателем. Опускание щита происходит под влиянием его собственного веса путем переключения распределительного клапана, так что масло из цилиндра может вытекать. Для закрывания щита при высоте опускания в 5 м требуется не менее 10 сек. времени,

в) Роликовые затворы. Той же цели быстрого и легкого обслуживания отвечают и роликовые затворы, патент завода Эшер Висс (фиг. 38), изготавливаемые для больших установок. Запорная часть состоит из полого цилиндра, изготовленного из листового железа, и особой

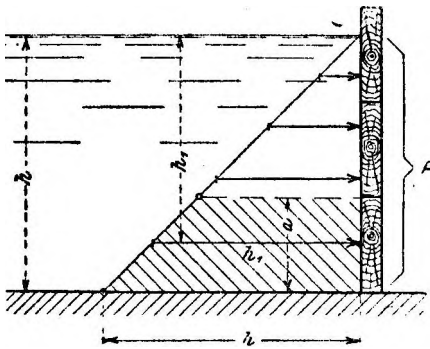


Фиг. 38. Роликовый затвор (DRP) с гидравлическим приводом.

подпорной стенки. Полый цилиндр с обеих сторон плотно закрыт листовой медью. На нем укреплены зубчатые венцы, которые перекатываются по зубчатым рейкам. Верхнее и нижнее уплотнения запорной конструкции

изготавливаются из дерева, боковые же — из деревянных планок или пружинящей жести.

При гидравлическом приводе движение находящегося в напорном цилиндре и перемещающегося вверх и вниз поршня передается посредством одной или двух штанг на валец затвора. При механическом же приводе эта штанги выполняются как зубчатые рейки и приводятся в движение посредством зубчаток и лебедки. Для подъема роликовых затворов тре-



Фиг. 39.

буется меньшее усилие, чем при щитах, что объясняется наличием выталкивающей силы, создающей значительную разгрузку. В верхнем положении затвор удерживается в воде как плавающее тело, благодаря чему не требуется особого стопора.

г) Расчет щитов. При расчете щитов удобнее всего воспользоваться графическим приемом, как это представлено на фиг. 39. Если

высоту подпора обозначить через h в м, то давление в наинизшей точке щита будет равно как раз высоте h м водяного столба.

Полное давление P на щит в горизонтальном направлении получится как произведение из площади равнобедренного треугольника на ширину щита b в метрах:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{h^2}{2} \cdot b \right) \text{ кг.}$$

Если хотят рассчитать брусья или доски, из которых составлен щит, то часто бывает достаточно рассчитать только нижний брус, подверженный наибольшему изгибу равномерно распределенным грузом (фиг. 39), определяемым из уравнения:

$$P_1 = 1000 \cdot (h_1 \cdot a \cdot b) \text{ кг.}$$

При высоких щитах верхние доски могут быть рассчитаны, конечно, на меньшую нагрузку.

Кроме того, при расчете следует принимать в соображение самые неблагоприятные условия, так как, например, малейшее повышение высоты h может повлечь за собой значительные изменения в нагрузке P .

Пример. Нормальная высота уровня боды $h = 1,7$ м. При ширине щита в 3 м горизонтальное давление будет:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{1,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 4335 \text{ кг.}$$

Если же на высокой воде поверхность ее поднимется лишь на 1 м, то получим:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{2,7^2}{2} \cdot 3 \right) = 11000 \text{ кг,}$$

т. е. приблизительно в 3 раза больше.

Для того, чтобы при этих условиях не получилась чрезмерно высокая конструкция щитов и чтобы несколько уменьшить общее давление, собственно перед щитом сооружается иногда неподвижная предохранительная стенка на случай высокой воды, как показано на фиг. 40.

При опущенном щите - последний плотно примыкает к основанию благодаря имеющемуся снизу клинообразному выступу.

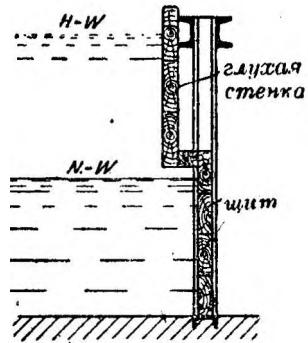
При расчете зубчатых реек в скользящих щитах необходимо вследствие влияния погоды брать более высокие значения коэффициента трения $\mu = 0,3 \div 0,5$.

При расчете роликовых щитов необходимо принимать во внимание трение в катках, подшипниках и в направляющих.

Б. Решетки.

Как уже было упомянуто при общем описании установки (фиг. 2), перед каждым водопроводящим устройством необходимо ставить решетки, задерживающие плавающие тела.

При входе в верхний канал часто устанавливается так называемая грубая решетка, предохраняющая канал от попадания в него сплавного

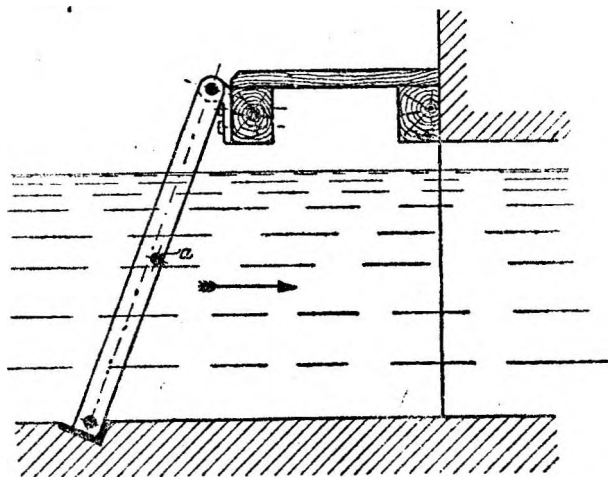


Фиг. 40.

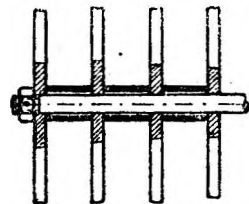
леса, льда и т. п. Отвечая своему назначению, решетка эта должна быть массивной и достаточно прочной, а потому почти всегда состоит из

рельсов, забитых на расстоянии $30 \div 50$ см.

Иногда такая решетка заменяется плочучей конструкцией с сеткой, которая является более предпочтительной, чем грубая ре-



Фиг. 41. Частая решетка.



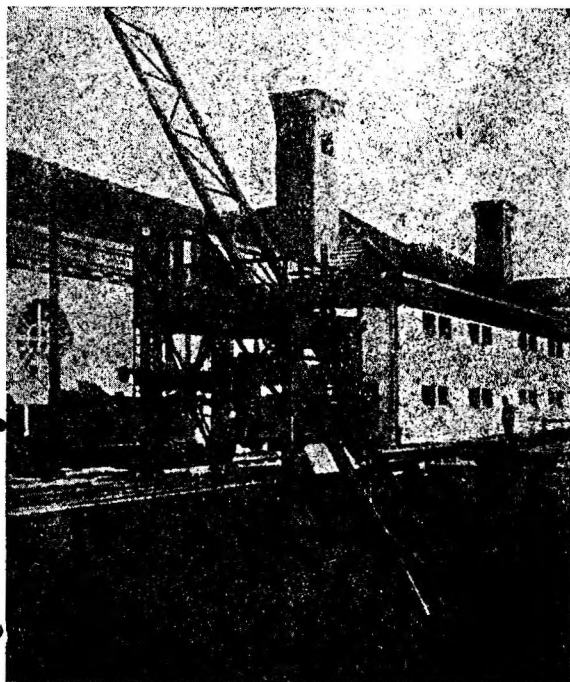
Фиг. 42.

шетка, так как последняя может препятствовать свободному протеканию воды.

Перед турбинной камерой необходимо ставить так называемую частую решетку, сделанную из полосового железа, как показывают фиг. 41 и 42.

Расстояние между отдельными полосами выбирается от 100 до 20 мм в зависимости от качества воды.

Очень часто эти расстояния устанавливаются законодательным порядком, как, например, для горных рек, с тем, чтобы через зазоры не могла проходить рыба. Отдельные полосы скрепляются при помощи длинных болтов, а требуемые расстояния между ними обеспечиваются посредством обрезов газовых трубок. Все промежуточные соединения, как, например, *a* (фиг. 41), должны быть выполнены с одной стороны, чтобы решетку можно было очищать железными граблями. Отдельные звенья ре-

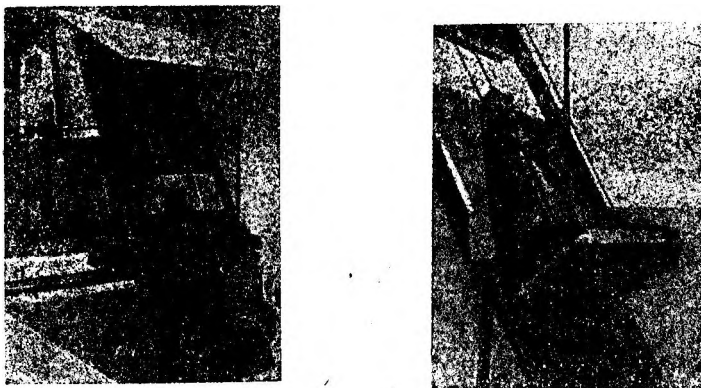


Фиг. 43. Машина для очистки решеток (конструкция завода MAN).

шетки изготавливаются весом в 200 — 300 кг, чтобы их удобно было вставлять и вынимать.

При конструировании высоких решеток принимается во внимание большая нагрузка, под которой они иногда могут работать, а потому устраивается еще дополнительная опорная конструкция, как это, например, изображено на фиг. 38.

Расчет решеток производится на изгиб, так как они могут при некоторых обстоятельствах полностью закупориваться. В этих случаях на-



Фиг. 44 и 45. Машина для очистки решетки (конструкция завода Эшер и Висс).

грузка определяется аналогично тому, как это было сказано при расчете впускных щитов (фиг. 39).

Весьма важной является непрерывная очистка решеток. С этой целью на всех крупных современных станциях применяются *очистительные машины*, заменяющие кропотливую работу ручную.

Фиг. 43 изображает механический очиститель решеток завода MAN. На подвижном помосте укреплены длинные грабли, могущие расклевываться, а также подниматься или опускаться, будучи приводимы в действие электромотором. При движении вверх грабли захватывают с решеток мусор, который наверху сбрасывается в вагонетку. Другую конструкцию завода Эшер и Висс изображают фиг. 44 и 45. Здесь применены широкие и тяжелые грабли, перекатывающиеся на роликах вдоль решетки и захватывающие с них мусор при движении вверх. Подъем и опускание грабель производится на стальном тросе при помощи электрической лебедки. Другим тросом удерживается подвижная часть грабель, которая в нижнем положении проникает в зазоры между полосами решетки, а наверху открывается для выбрасывания мусора. Весь помост с лебедкой и прочим оборудованием может, конечно, перемещаться.

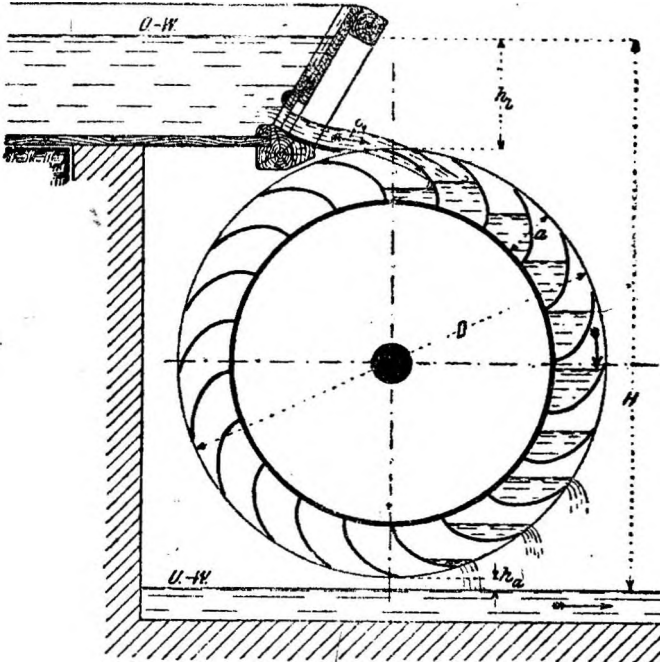
ГЛАВА II.

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ТУРБИНАХ.

§ 5. Современные требования и разделение турбин.

Различают два вида гидравлических двигателей: водяные колеса и турбины.

В водяных колесах работа производится главным образом за счет веса воды, действующей на лопасти или ковши, движущиеся в направлении



Фиг. 46. Верхненаливное водяное колесо.

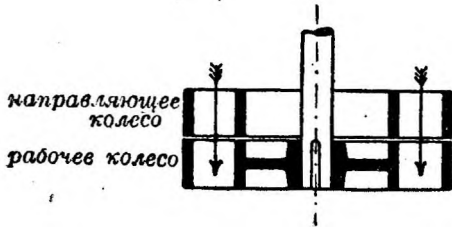
вращения колеса (фиг. 46). Диаметр колеса D увеличивается с увеличением высоты напора H ; так же увеличивается и размеры ковшей с возрастанием расхода Q , так что уже при сравнительно небольшой мощности колеса получают большие размеры.

В турбинах же необходимая работа получается за счет того, что вода, приобретя определенную скорость и направление в так называемых *направляющих лопатках*, изменяет затем эту скорость по величине и направлению в лопатках *рабочего колеса* (см. § 7—9).

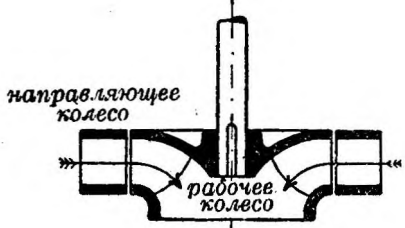
Диаметр последнего получается меньше с возрастанием скорости, то есть уменьшается с увеличением напора, и таким образом даже при больших расходах воды турбина приобретает сравнительно небольшие размеры.

Требования, предъявляемые ныне к хорошим гидравлическим двигателям, сводятся к следующему:

1. Они должны приспособляться к любым напорам и расходам воды.
2. Использование энергии воды должно производиться с наивысшим коэффициентом полезного действия как при нормальном, так и переменном режимах, чтобы установка была выгодной.
3. Валы двигателей должны иметь горизонтальное или вертикальное расположение, смотря по тому, будут ли они соединены непосредственно



Фиг. 47.



Фиг. 48.

с динамомашинами (и вообще с рабочими машинами), или же будет необходим передаточный механизм.

4. Число оборотов должно быть достаточно высоким, чтобы передаточный механизм получался легче.

5. Они должны хорошо регулироваться, чтобы были пригодны, например, при работе на электрических станциях в той же мере, что и паровые машины.

6. Их главнейшие части, особенно аппараты регулирования и опоры, должны быть легко доступны (для осмотра и ремонта).

Из сказанного следует, что вышеприведенным требованиям некоторые турбины удовлетворяют в полной мере, чего совершенно нельзя сказать про водяные колеса, особенно вследствие их громоздкости, плохого коэффициента полезного действия, не превышающего 75%, и малого числа оборотов, не более $4 \div 8$ в мин.; по этой причине водяные колеса подробнее рассматриваться не будут. *

Разделение турбин.

В отношении направления движения воды различают:

а) *аксиальные, или осевые, турбины*, в которых поступающая в рабочее колесо вода имеет осевое направление (фиг. 47);

б) *радиальные турбины*, в которых вода в начале рабочего колеса имеет радиальное направление; при этом впуск воды может быть в произвольном направлении (фиг. 48);

в) *тангенциальные колеса*, в которых вода поступает в тангенциальном (касательном) направлении (фиг. 55).

По характеру действия воды различают:

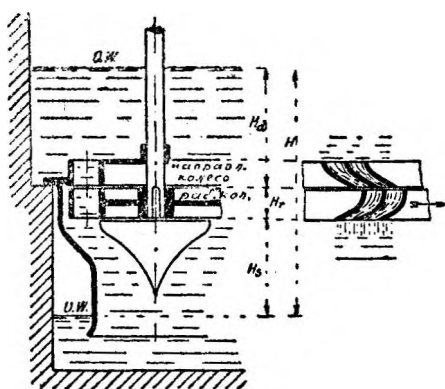
* См. предисловие ко второму русскому изданию. *Примеч. перевод.*

а) турбины с избытком давления, называвшиеся реактивными (фиг. 49);

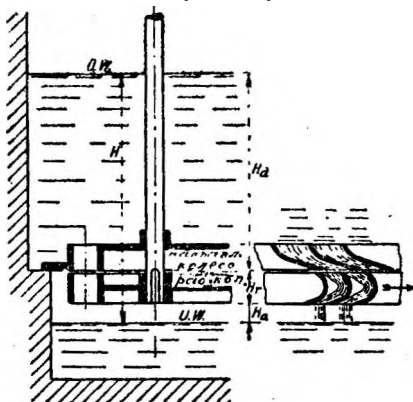
б) свободнотруйные турбины или, короче, струйные турбины (фиг. 50).

Как у тех, так и у других выпуск воды может быть и в радиальном и в осевом направлениях.

Существенные различия между ними сводятся к следующему.



Фиг. 49.



Фиг. 50.

Турбина с избытком давления.

1. Давление перед рабочим колесом выше, чем позади него (избыточное давление).

2. При входе в рабочее колесо вода обладает кроме кинетической еще потенциальной энергией (ср. § 8).

3. При движении воды через рабочее колесо, в котором все пространства между лопатками полностью заполнены водой, — благодаря избытку давления происходит ускорение движения воды, вызывающее реактивное действие на лопатки, или так называемую реакцию, горизонтальная составляющая которой дает касательную или окружную силу (подр. см. § 9 Б).

4. Внешнее отличие: рабочее колесо обычно соединяется с нижним уровнем воды посредством так называемой всасывающей трубы.

5. Поэтому: в напорных турбинах используется весь действительный напор H , частью давлением, частью же путем всасывания.

Свободнотруйная турбина.

1. Давления в начале и конце рабочего колеса одинаковы и обыкновенно равны атмосферному давлению.

2. Вода при входе в рабочее колесо обладает только кинетической энергией (ср. § 8).

3. Вода течет свободной струей по лопаткам рабочего колеса, не касаясь задней стенки последних; на своем пути струя, обладая постоянной скоростью, все время отклоняется и производит на лопатки так называемое активное давление (давление отклонения), составляющая которого и здесь также дает окружную силу (подр. см. § 9 Б).

4. Внешнее отличие: рабочее колесо не должно соприкасаться с нижним уровнем воды, а потому всегда расположено выше последнего.

5. Поэтому: в струйных турбинах используется обычно лишь напор H_d ; напоры же (H_r и H_a) теряются.

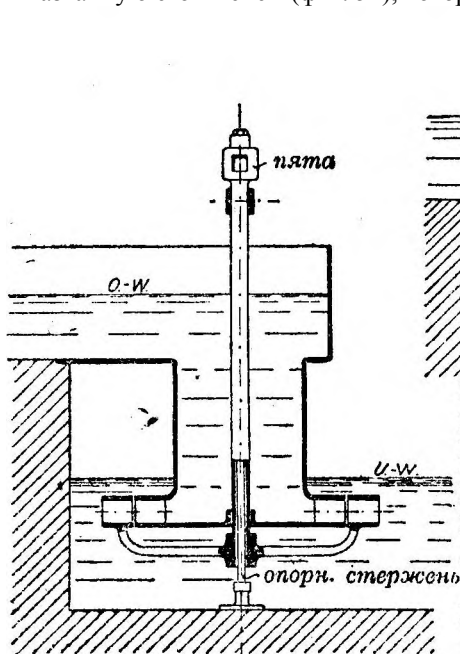
6. Напорные турбины особенно пригодны для малых и средних напоров.

6. Струйные турбины особенно пригодны для значительных напоров, так как при этом небольшие потери напора ($H_r + H_a$) особой роли не играют.

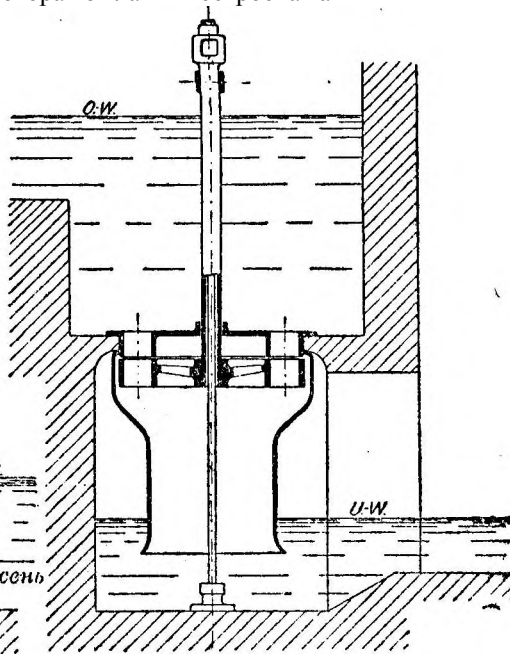
§ 6. Виды турбин.

А. Турбины с избытком давления.

В 1833 г. француз *Фурнейрон* впервые воспользовался принципом реактивного действия Сегнера водяного колеса и изобрел турбину, названную его именем (фиг. 51), которая была им построена таким



Фиг. 51.



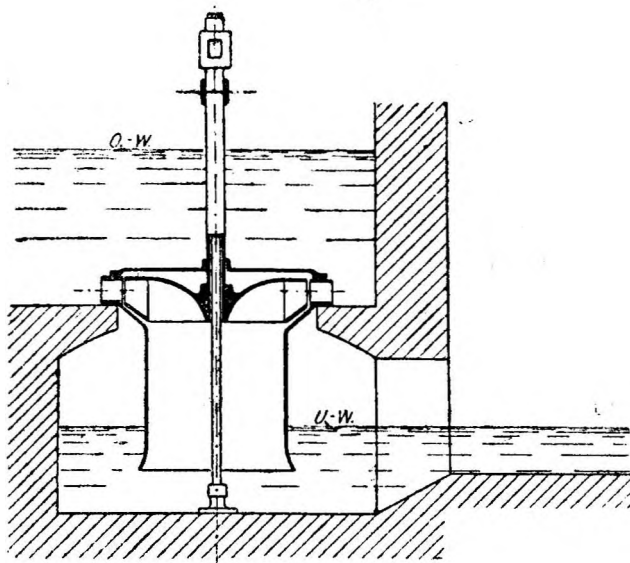
Фиг. 52.

образом, что рабочее колесо вращалось под нижним уровнем воды. Впуск воды производился изнутри, т. е. направляющее колесо располагалось внутри рабочего колеса, от чего диаметр последнего получался сравнительно большим. Таких турбин ныне уже не строят.

Позже стало известным действие всасывающей трубы, что одновременно и было использовано инженерами *Геншелем* и *Жонвалем* для своей турбины (фиг. 52), которая имела осевой (аксиальный) впуск, обладая при этом тем недостатком, что рабочее колесо было недоступно для осмотра вследствие его расположения под направляющим колесом; кроме того весьма неудачным оказался переход от выходного сечения рабочего колеса ко всасывающей трубе. Турбины эти в настоящее время тоже не изготавливаются.

Дальнейшее развитие турбины с избытком давления получили благодаря открытию, сделанному американцем *Френсисом* в 1849 г., предло-

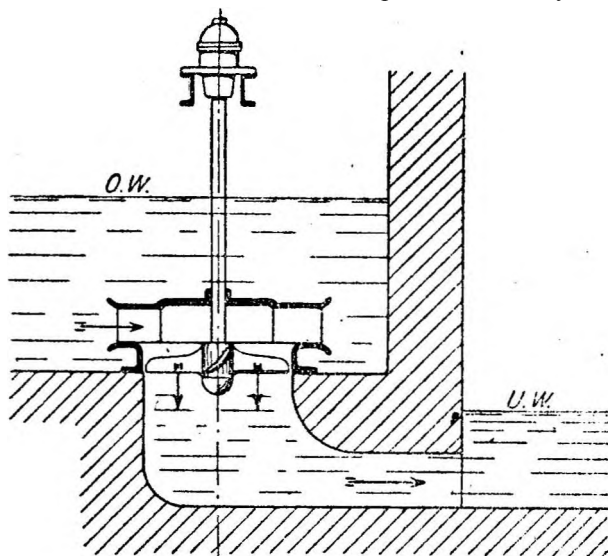
жившим турбину радиального типа со всасывающей трубой и внешним подводом воды (фиг. 53). Эта турбина оказалась очень удачной в отно-



Фиг. 53.

шении условий протекания воды, доступности, возможности регулирования и повышения числа оборотов, а потому и получила ныне наибольшее распространение по сравнению с другими турбинами (см. главу III).

Для использования небольших напоров, наряду с турбиной Френсиса, начала применяться в последние годы турбина, изобретенная проф. Капланом в Брюнне в 1912 г. и ныне значительно усовершенствованная.



Фиг. 54.

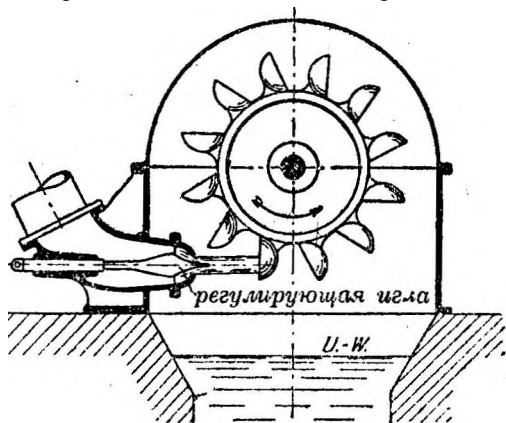
В этой турбине, как показано на фиг. 54, сохранено направляющее колесо турбины Френсиса. По выходе из него вода, однако, предоставляется самой себе и, изменив свое направление на 90°, протекает в осевом направлении в рабочее колесо, имеющее форму гребного винта. Из всех известных турбин турбина

направление на 90°, протекает в осевом направлении в рабочее колесо, имеющее форму гребного винта. Из всех известных турбин турбина

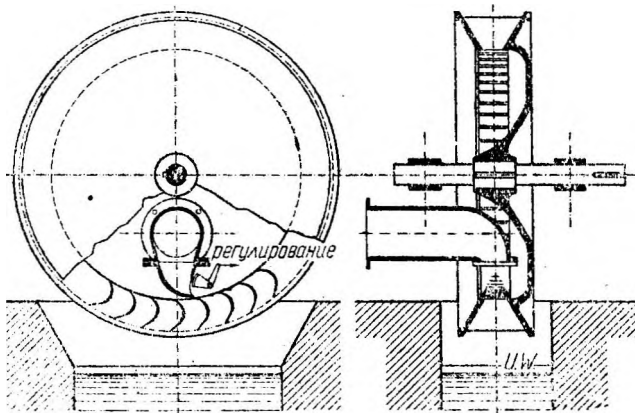
Каплана или пропеллерная турбина* обладает наибольшей быстротходностью, дает высокий коэффициент полезного действия и может быть выполнена как с горизонтальным, так и с вертикальным валом (подробнее см. гл. IV).

Б. Свободноструйные турбины.

Эти турбины начали применяться впервые в XIX столетии. Сначала было построено колесо с ковшеобразными лопастями, предложенное в 1846 г. швейцарским инженером *Цуппингером*, причем изготовлялись такие турбины преимущественно в Швейцарии; вообще же распространение получили эти турбины в видоизмененной форме, отвечающей современным *тангенциальным колесам* или *колесам Пельтона* (фиг. 55). Впуск воды производится в касательном направлении при помощи одной или нескольких насадок. Такие турбины нашли исключительное применение при высоких напорах и сравнительно небольших расходах воды (см. гл. V). В 1850 г. саксонский машинист *Швамкруг* изобрел названную его именем радиальную турбину (фиг. 56), имеющую внутренний



Фиг. 55.

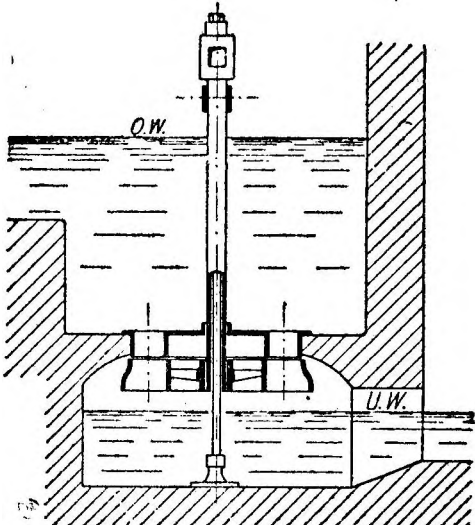


Фиг. 56.

приток воды при помощи одной насадки. Эта турбина предназначается главным образом для высоких напоров и в настоящее время находит еще применение.

* Между пропеллерными турбинами и турбинами Каплана, строго говоря, существует определенное различие, объясняемое ниже в § 18. *Примеч. перев.*

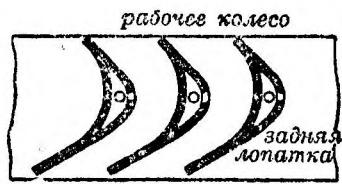
Примером полной свободнотруйной турбины (т. е. турбины с полным заполнением всех лопаточных камер рабочего колеса) может служить изобретенная в 1863 г. французом *Жи́раром* и названная его именем турбина, долгое время пользовавшаяся успехом в турбиностроении. Турбина эта—аксиальная (фиг. 57), свободно устанавливаемая над нижним уровнем воды (стр. 45).



Фиг. 57.

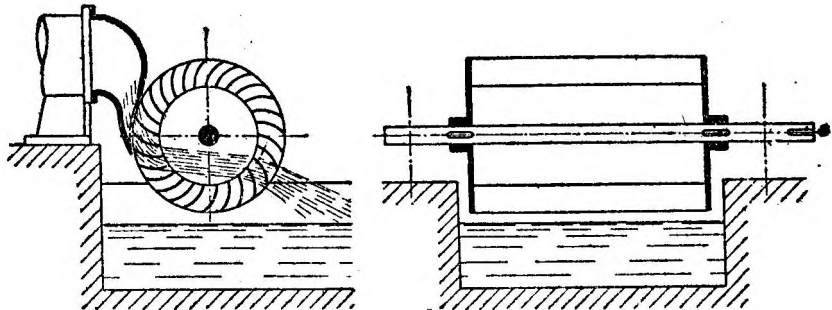
Из турбины Жи́рара, для уменьшения потери напора от такого подвешивания, может быть образована *предельная* или *комбинированная* турбина.

По внешнему виду эта турбина сходна с предыдущей. Главным отличительным признаком служит иная кон-



Фиг. 58.

струкция лопаток рабочего колеса, что представлено на фиг. 58. Лопатки снабжены дополнительной задней стенкой, благодаря чему водяная струя все время заполняет промежутки между лопатками. При нормальных условиях турбина эта работает как струйная турбина. Но в тех



Фиг. 59. Турбина Банки.

случаях, когда нижний уровень воды поднимается настолько, что затопляет рабочее колесо, она начинает работать как турбина с избытком давления, хотя все же при мало благоприятных для нее условиях.

Предельные турбины в настоящее время больше не строятся.

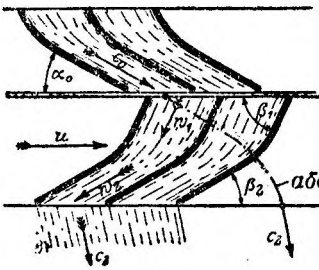
Необходимо, наконец, упомянуть еще об одной свободнотруйной турбине (фиг. 59), изобретенной в последнее время проф. *Банки* (Banki) в Будапеште.

Вода сначала подводится извне при помощи направляющего аппарата, затем слева протекает по лопаткам рабочего колеса и проникает внутрь колеса, имеющего цилиндрическую форму, откуда с определенной скоростью опять попадает на лопатки рабочего колеса и вторично по ним протекает. Турбина Банки * выгодна тем, что она может быть применена как для малых, так и для больших напоров, а также для значительных расходов воды, так как ее превышение над нижним уровнем невелико, а кроме того цилиндр (барабан) колеса может быть выполнен произвольной длины. В лабораторных условиях был получен коэффициент полезного действия около 87%. Однако о практическом применении этого типа турбин пока что известно мало.

§ 7. Движение воды в турбинах.

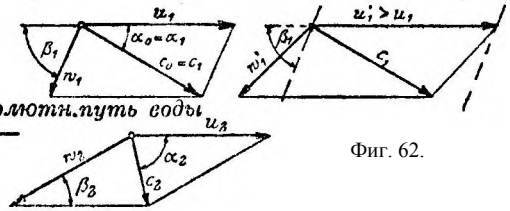
При рассмотрении движения воды в осевой турбине с избытком давления (фиг. 49 и 52) мы замечаем следующее:

К верхней водяной камере все время притекает вода через боковое отверстие; с той же равномерностью происходит истечение воды из нижней камеры, вследствие чего уровни воды остаются на постоянной высоте. В направляющем колесе вода приобретает определенную скорость, кото-

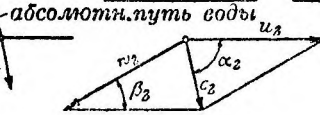


Фиг. 60.

Фиг. 61.



Фиг. 62.



Фиг. 63.

рая при выходе из него равна c_0 м/сек. Скорость эта, очевидно, представляет абсолютную скорость, то есть такую, какую в действительности мог бы подметить внешний наблюдатель. Как показывают фиг. 60 и 61, скорость эта совпадает с направлением лопаток направляющего колеса (угол α_0)**.

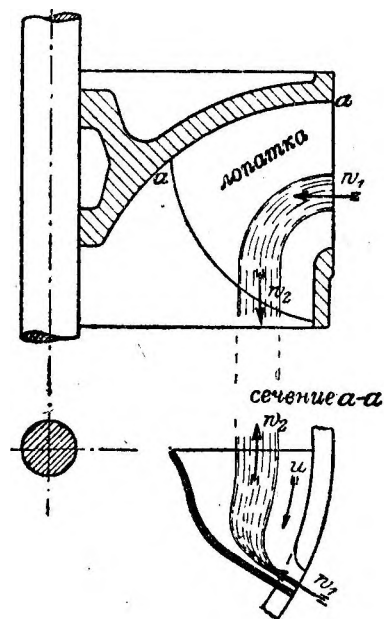
Из последнего вода попадает в рабочее колесо, которое, при нормальных условиях работы, вращается с окружной скоростью u_1 . При переходе воды в рабочее колесо со скоростью $c_1 = c_0$, последняя по правилам механики разлагается на две составляющих u_1 и w_1 , из коих w_1 есть относительная скорость движения воды.

* См. Z. d. V. d. I. 1918, S. 514. См. также приложение 1.

** Обозначения углов и скоростей соответствуют ныне принятым в гидравлике (постановление Гидравлической комиссии от 26 апреля 19 6 г.). Здесь обозначены: u — окружная скорость; w — относительная скорость; c — абсолютная скорость; α — угол между скоростями c и u ; β — угол между скоростью w и отрицательным направлением скорости u . Индекс 0 относится к направляющему колесу, 1 — ко входу в рабочее колесо, 2 — к выходу из рабочего колеса и 3 — к выходу из всасывающей трубы.

При безударном вступлении воды, как того обычно требует практика, направление скорости w_1 должно совпадать с направлением начального элемента лопатки рабочего колеса (угол β_1).

Если же последнее условие не будет выполнено, то произойдет удар; так, например, если нагрузка турбины понизится, то ее число оборотов повысится, а, следовательно, окружная скорость u_1' станет больше нормальной скорости u_1 ; из параллелограмма скоростей (фиг. 62) видно, что при этих условиях относительная скорость w_1' отклонится в сторону задней лопатки, а, следовательно, в ту же сторону отклонится и струя воды, произведя удар. При более подробном исследовании увидим, что при увеличении u удар направлен против касательной силы, чем и определяется предел увеличения окружной скорости. Предел этот в действительности наступает при $u_1' = (1,8 \div 2) u_1$, и тогда сила удара и карательная сила взаимно уравниваются, считая при этом, что остальные скорости также одновременно изменяются.



Фиг. 64.

После указанного предела возможность дальнейшего увеличения числа оборотов, очевидно, исключается. Турбина, работающая вхолостую, т. е. без всякой полезной нагрузки, не может, следовательно, развить чрезмерного числа оборотов; это число оборотов способно увеличиться не более как в $1,8 \div 2$ раза против нормального.

Итак, вода в начале рабочего колеса движется со скоростью по лопатке, которая, в свою очередь, переносится с окружной скоростью u_1 . Вследствие изогнутой формы лопатки происходит постепенное отклонение струи и изменение по величине и направлению скорости w_1 , за счет чего и производится необходимая работа; подробнее об этом будет сказано в § 9 Б.

При выходе из рабочего колеса имеем, наконец следующее: вода покидает лопатки с относительной скоростью w_2 в направлении, совпадающем с направлением лопаток у выхода (угол β_2); последние в то же время движутся с окружной скоростью u_2 . Если сложить эти две скорости по правилу параллелограмма (фиг. 63), то получим результирующую, или абсолютную скорость выхода c_2 . С этой скоростью вода фактически вытекает из рабочего колеса, попадая далее во всасывающую трубу или непосредственно на нижний уровень, смотря по типу турбины.

Предположим, что мы наблюдаем извне работу прозрачной турбины; тогда разложения и сложения скоростей останутся для нас, разумеется, невидимыми.

Видимым будет лишь впуск воды сверху в рабочее колесо со скоростью $c_0 = c_1$ и выход из последнего со скоростью c_2 ; при этом вода совершит свой абсолютный путь, как показано на фиг. 60.

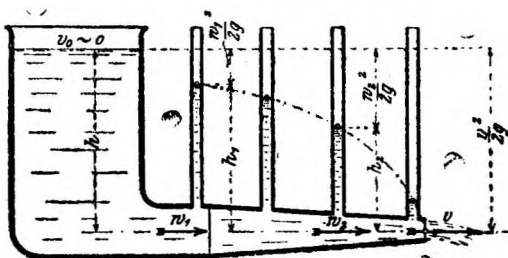
Явления протекания воды в турбинах зачастую не так просты, как

они изображены на фиг. 60. Здесь мы исходим из предположения, что отклонение всех струек воды одинаково и что лопатки по всей ширине колеса однообразной формы. Такое простое явление протекания жидкости наблюдается лишь в направляющих аппаратах современных турбин и иногда в лопатках рабочего колеса струйных турбин. Что же касается новейших напорных турбин (например, турбин Френсиса), то здесь, наоборот, имеют место весьма сложные явления течения воды в лопатках рабочего колеса, так как лопатки последнего ограничены поверхностями двойкой кривизны, что схематически представлено на фиг. 64 для нескольких струек потока.

Точное определение действительного движения воды в рабочем колесе невозможно вследствие происходящего там отклонения водяных струй в различных направлениях и изменения давлений; поэтому приходится ограничиваться более или менее подходящими предположениями. Так как этот вопрос имеет значение лишь при конструировании лопаток турбин Френсиса, то мы не будем его разбирать здесь, а рассмотрим позже в главе III.

§ 8. Общие сведения из гидродинамики.

а) К сосуду, представленному на фиг. 65, приставлена длинная насадка, имеющая вначале цилиндрическую, а затем коническую форму. Представим себе, что вдоль этой насадки укреплены стеклянные трубочки (пьезометры); в них вода установится на определенной высоте, отвечающей высоте давления.



Фиг. 65.

Если теперь выходное отверстие насадки закрыть, то вода в пьезометрах поднимется на ту же высоту, что и в сосуде; это будет *статическая* высота давления, отвечающая статической высоте напора ft . При открытой насадке уровни в пьезометрах снизятся до так называемой *динамической* высоты давления или напора h_1, h_2 .

При истечении воды из насадки прямо в атмосферу получим, как известно:

$$h = \frac{v^2}{2g}$$

Для суживающейся конической насадки скорость произвольной точки $w_2 < v$, а потому:

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2$$

и соответственно для цилиндрического участка насадки:

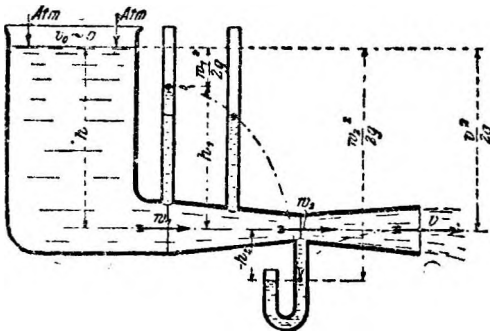
$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1$$

Таким образом, для произвольной точки сечения насадки имеет место следующее положение:

статическая высота напора равна высоте, соответствующей скорости, плюс динамическая высота напора, или, относя к единице веса воды ($q = 1 \text{ кг}$), иначе:

полная энергия равна кинетической энергии плюс потенциальная энергия.

Кривая, изображенная на фиг. 65, дает нам представление о постепенном уменьшении динамической высоты напора и об одновременном увеличении высоты, отвечающей скорости, при условии, что трением воды в насадке, вследствие его незначительной величины, мы пренебрегаем и



Фиг. 66.

что сужение насадки происходит также постепенно.

В действительности ни динамическая, ни статическая высота напора точно определены быть не могут, так как некоторая часть последней затрачивается на преодоление различных сопротивлений.

Во всяком случае, прибор, изображенный на фиг. 65, подтверждает справедливость известного закона сохранения энергии, заключающегося в том,

что энергия, кажущаяся потерянной в потенциальной форме, — на самом деле превращается в кинетическую энергию; в некоторых случаях она затрачивается на преодоление сопротивлений, т. е. опять-таки на производство некоторой работы.

б) Применив все сказанное в п. а) по отношению к фиг. 66, получим следующие уравнения:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1; \quad h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2; \quad h = \frac{v^2}{2g}.$$

Для суженного сечения насадки, после которого следует расширение к выходу, скорость $w_2 > v$, а потому высота, соответствующая скорости w_2 , становится больше статической высоты h ; при этом высота h_2 приобретает отрицательное значение, т. е. обращается в так называемую высоту всасывания. Объясняется это тем, что снаружи на сосуд давит внешняя атмосфера, уравнивающаяся весом водяного столба высотой 10,33 м.

Исходя из этого, можно было бы найти максимум скорости w_2 , определяемый из уравнения:

$$\frac{w_2^2}{2g} = h + 10,33,$$

откуда $h_2 = -10,33 \text{ м}$.

Если бы мы уменьшили поперечное сечение насадки, где вода протекает со скоростью w_2 , до таких размеров, чтобы имел место разбираемый выше случай, то наружный воздух получил бы доступ в расширяющуюся часть насадки, и вода перестала бы касаться стенок последней; следовательно, указанное поперечное сечение обратилось бы в выходное отверстие.

Все приведенные заключения справедливы лишь в тех случаях, когда сужение насадки происходит постепенно, и когда можно совершенно не считаться с трением. Так, например, при внезапном сужении сечения, под

действием инерции масс, возникает в этом сечении подпор, от чего динамическая высота давления приобретает положительное значение, а не отрицательное.

в) Рассмотрим, наконец, прибор, представленный на фиг. 67, исследуя при этом три случая.

1. Вода протекает через каналы без трения не производя никакой работы. Согласно вышесказанному, получим:

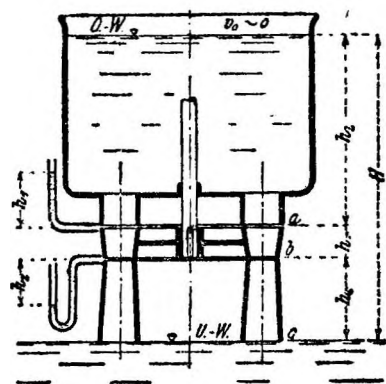
$$\text{для сечения } a): h_1 = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$\text{для сечения } b): h_1 + h_r = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

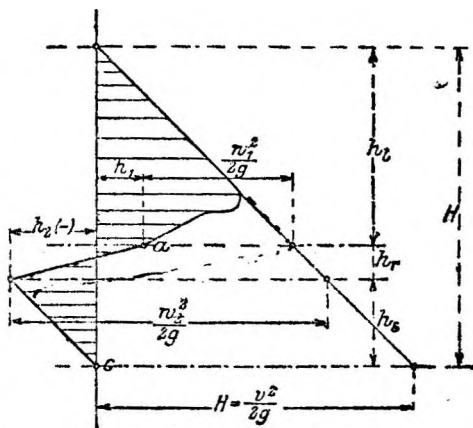
$$\text{для сечения } c): h_1 + h_r + h_s = \frac{v^2}{2g} = H,$$

т. е. имеющаяся в наличии статическая высота давления равна высоте скорости плюс динамическая высота.

Изобразив эти зависимости графически, получим диаграмму (фиг. 68), из которой, проследив путь воды от верхнего до нижнего уровня, мы увидим, как увеличивается статическая высота и как изменяются динамическая высота и высота скорости. При входе в канал, выше сечения a , заметно внезапное увеличение скорости и соответственное уменьшение динамического давления.



Фиг. 67.



Фиг. 68.

При этом величина h_1 может иметь как положительное, так и отрицательное значения, в зависимости от величины поперечного сечения канала.

Высота h_2 обычно получает отрицательное значение, и именно тогда, когда скорость w_2 при истечении изменяется незначительно, т. е. при $w_2 \cong v$; при этом $h_2 = -h_s$, что видно из соответствующих уравнений для сечений b и c .

В трубке пьезометра для сечения b устанавливается тогда высота всасывания h_s .

Если отнесем все три уравнения попрежнему к единице веса воды, то и здесь опять-таки заметим преобразование энергии. Тогда уравне-

ние c показывает, что полная энергия воды H кГМ целиком превращается в кинетическую энергию (энергию движения) лишь в тех случаях, когда вода при протекании через каналы не производит никакой внешней работы или не преодолевает никаких сопротивлений.

2. Предположим, что между сечениями a и b (фиг. 67) установлен

снабженный лопатками неподвижный диск (например, неподвижно закрепленное рабочее колесо турбины), представляющий значительное сопротивление протеканию воды. Если вызванные этим потери от сужения проходов и трения, отнесенные к единице веса воды, обозначить через V , от уравнение для сечения b примет следующий вид:

$$h_1 + h_r - V = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

что графически изображено на диаграмме (фиг. 69), из кото-

рой видно, что скорость w_2 теперь будет значительно меньше и что выходная скорость в сечении c может быть определена только из уравнения:

$$\frac{v^2}{2g} = H - V.$$

3. Пусть, наконец, между сечениями a и b будет расположено вращающееся колесо с лопатками, так что определенная часть полной энергии воды расходуется на отклонение струй протекающей жидкости; обозначим эту расходуемую часть энергии, отнесенную к единице веса воды, через A_1 .

Тогда уравнение для сечения b примет вид:

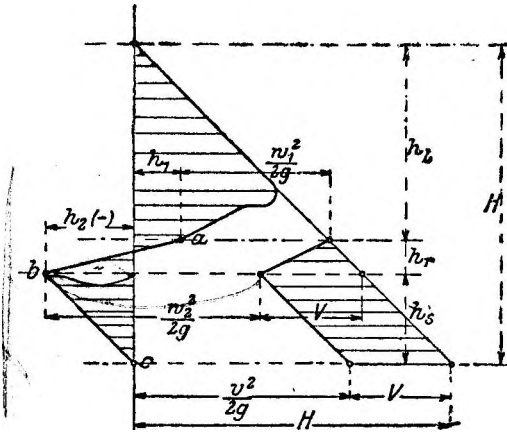
$$h_1 + h_r - A_1 = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

и мы получим диаграмму, представленную на фиг. 70. Из этой диаграммы находим для сечения c :

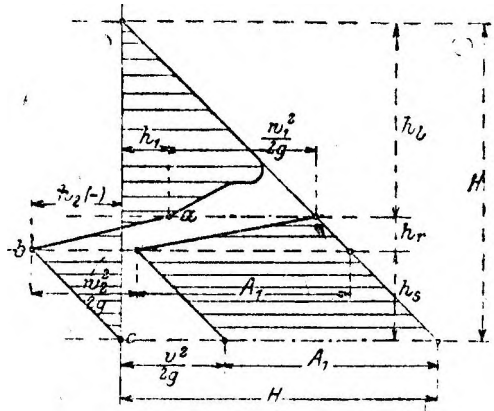
$$H = A_1 + \frac{v^2}{2g}, \text{ или, наконец: } A_1 = H - \frac{v^2}{2g},$$

причем скорость v оказывается значительно меньше, чем для случая 1.

Следовательно, теперь при тех же поперечных сечениях каналов через прибор протекает также значительно меньшее количество воды.



Фиг. 69.

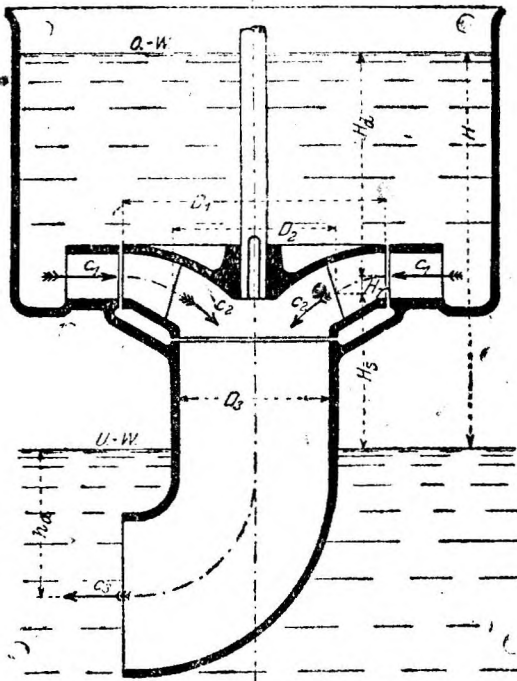


Фиг. 70.

§ 9. Работа воды в турбинах.

А. Основное уравнение теории турбин.

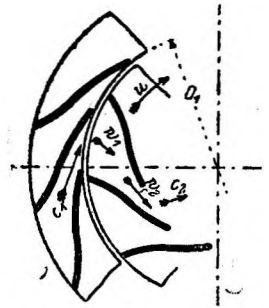
На фиг. 71 и 72 схематически представлена в вертикальном разрезе и в плане радиальная напорная (реактивная) турбина (так называемая турбина Френсиса). В дальнейшем будем полагать, что уровень воды



Фиг. 71.

в верхней водяной камере все время остается на одной высоте, т. е., следовательно, израсходованное количество воды постоянно пополняется притоком со стороны; скоростью этого притока в последующем будем пренебрегать.

Обозначим, согласно положенному в § 7 (движение воды), абсолютные скорости истечения воды из направляющего аппарата и рабочего



Фиг. 72.

колеса соответственно через c_1 и c_2 . Со скоростью c_2 вода втекает во всасывающую трубу и со скоростью c_3 вытекает из последней.

Согласно § 8 получаем для выходного сечения из направляющего колеса (соответственно сечению a , фиг. 67) следующее уравнение:

$$H_a = \frac{c_1^2}{2g} + h_1 \quad (1)$$

и для выхода из рабочего колеса:

$$H_a + H_r - A_1 = \frac{c_2^2}{2g} + h_2. \quad (2)$$

Работа же, отданная рабочему колесу и отнесенная к единице веса воды, т. е. к 1 кг, будет равна:

$$A_1 = \left(\frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \right) + (h_1 - h_2 + H_r), \quad (3)$$

где первое выражение в скобках представляет кинетическую энергию (энергию движения), а выражение $(h_1 - h_2 + H_r)$ есть так называемое

полное "избыточное давление" (запас потенциальной энергии или энергии давления) между входным и выходным отверстиями рабочего колеса.

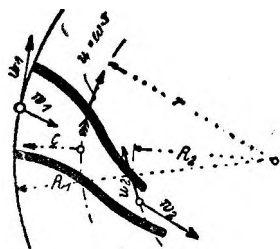
Избыток давления расходуется, во-первых, на ускорение движения воды в рабочем колесе, т. е. на увеличение скорости от w_1 до w_2 , или, другими словами, на увеличение высоты скорости на величину

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}.$$

(Каким образом происходит передача работы на рабочее колесо, — будет объяснено в след. параграфе.)

Во-вторых, избыток давления устраняет действие центробежной силы, стремящейся выбросить воду из вращающихся камер рабочего колеса.

Полагая теперь, что пространство между лопатками заполнено водой (фиг. 73) — вращение одной турбины (не принимая во внимание других условий протекания воды и давлений) вызвало бы наружную (внешнюю,



Фиг. 73.

высоту давления $\frac{u_1^2}{2g}$ и внутреннюю (при выходе) $\frac{u_2^2}{2g}$, следствием чего явился бы избыток давления, равный $\left(\frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}\right)$; поэтому полное избыточное давление может быть представлено следующим выражением:

$$h_1 - h_2 + H_r = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Подставив этот результат в уравнение (3), получим:

$$A_1 = \frac{c_1^2 - c^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_1^2}{2g}. \quad (4)$$

В осевых турбинах последний член отпадает, так как $u_1 = u_2$; следовательно, пример радиальной турбины дает нам уравнение для общего случая.

В написанной форме уравнение (4) неудобно для применения, так как оно содержит много неизвестных величин, а потому преобразуем это уравнение.

Из треугольников входных и выходных скоростей (фиг. 61 и 63), для случая безударного входа, получаем:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (\text{фиг. 61})$$

и

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (\text{фиг. 63}).$$

Подставляя эти выражения вместо w_1 и w_2 в уравнение (4), находим:

$$A_1 = \frac{c_1u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2u_2^2 \cdot \cos \alpha_2}{g}. \quad (5)$$

Правая часть уравнения представляет в скрытом виде ту энергию, которая передается на лопатку; левая же часть уравнения должна представлять то количество энергии, которое фактически может быть исполь-

зовано от имеющейся в наличии всей энергии воды; на этом основании левую часть уравнения изобразим иначе, а именно, согласно § 8, через

$$A_1 = H - \frac{c_3^2}{2g},$$

где скорость v заменена через c_3 .

Написанное равенство отвечает лишь идеальному случаю, показывающему, сколько может быть использовано от всей высоты напора H , если принять во внимание только потерю высоты $\frac{c_3^2}{2g}$, отвечающей скорости c_3 , с которой вода оставляет всасывающую трубу. В действительности может быть использовано несколько менее, так как необходимо принять еще во внимание потери, происходящие от движения и трения воды в турбине (ρH); тогда получим уравнение:

$$A_1 = H - \rho H - \frac{c_3^2}{2g}.$$

Все эти потери в практике выражаются коэффициентом η_h , так называемым *гидравлическим коэффициентом полезного действия* турбины который определяется опытным путем и у напорных турбин колеблется в пределах:

$$\eta_h = 0,85 \div 0,95.$$

Гидравлический коэффициент полезного действия учитывает не только потери от трения и вихревых движений, но и потерю воды через зазоры между направляющим и рабочим колесами, хотя последняя зависит больше от расхода Q , чем от напора H .

Следовательно, коэффициент η_h учитывает полностью все потери внутри турбины. Таким образом:

$$A_1 = \eta_h \cdot H.$$

Подставив, наконец, это выражение в уравнение (5), получим так называемое *основное уравнение теории турбин*:

$$u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H. \quad (6)$$

При нормальном расходе воды угол α_2 обычно мало отличается от 90° (ср. § 13 Б), т. е. $\cos \alpha_2 \cong 0$, а потому можно пренебречь вторым членом уравнения (6), и тогда получим основное уравнение в упрощенном виде

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H. \quad (7)$$

Это уравнение кладется в основу для расчета всех турбин, причем надо иметь в виду, что оно оказывается справедливым лишь в том случае, если все струйки потока будут равномерно отклоняться, что возможно только при сравнительно большом числе лопаток. Но даже где это последнее условие не выполняется (например в пропеллерных турбинах), то основное уравнение все же служит простейшим вспомогательным средством для исследования условий протекания средних струек жидкости.

Если обозначить через c_{u1} проекцию скорости c_1 на направление u_1 , т. е. величину $c_1 \cdot \cos \alpha_1$, и затем подставить в уравнение (7), то получим *основное уравнение* в несколько ином виде, часто встречающемся в литературе :

$$u_1 c_{u1} = \eta_h g H. \quad (8)$$

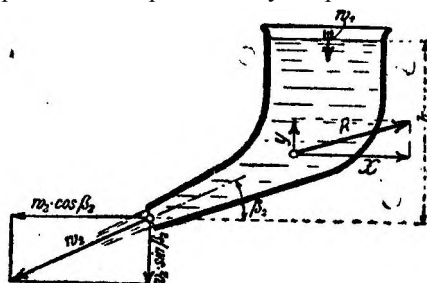
Эти уравнения показывают, что при одинаковых напорах H можно получить большую окружную скорость u_1 , если выбрать соответственно небольшую величину c_{u1} , или же абсолютную скорость c_1 . Такие турбины имеют значительное избыточное давление (ср. с ур. 1). Наоборот, увеличение c_1 дает меньшее избыточное давление; при этом будет меньше и скорость u_1 . Следовательно, если весь напор будет затрачен на получение скорости c_1 , т. е. $c_1 \cong \sqrt{2gH}$, что имеет место в струйных турбинах (активных), то получим наименьшую окружную скорость вращения:

$$u_{1min} \cong \frac{c_1}{2} \cong 2,1 \sqrt{H},$$

о чем подробнее будет разьяснено в главе IV.

Б. Реакция ускорения и давление струи.

а) Реакция ускорения, или реакция воды. Предположим сперва, что имеется некоторый сосуд (фиг. 74), находящийся в покое, через который непрерывно протекает Q м³ воды в секунду. Пусть скорость воды при входе будет равна и направлена вертикально вниз.



Фиг. 74.

По отклонении вода истекает из сосуда со скоростью w_2 . Для ускорения движения воды от скорости w_1 до w_2 требуется, разумеется, определенная (в данном случае вызванная статическим давлением) сила, которая должна уравновешиваться прямо противоположной и равной ей силой, действующей на сосуд; эта сила называется *реакцией ускорения*, или, короче, *реакцией R*.

Реакцию R можно вычислить следующим образом: как известно, сила = масса \times ускорение,

$$\text{или сила} = \frac{\text{масса} \times (\text{изменение скорости в направлении силы})}{\text{время}}$$

Найдем сначала проекцию силы R на горизонтальное направление. В этом направлении скорость изменяется от 0 до $w_2 \cdot \cos \beta_2$.

Масса протекающей воды в единицу времени равна, очевидно, $\frac{1000 \cdot Q}{g}$, так как Q было выражено в м³/сек.

Следовательно, сила, потребная для ускорения движения воды в горизонтальном направлении, будет равна:

$$P = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - 0)$$

и вызовет горизонтальную силу реакции на сосуд

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot w_2 \cdot \cos^2 \beta_2 *$$

* Написанное уравнение представляет известный закон механики: импульс силы равен количеству движения или $P \cdot t = M \cdot w$, где M — масса, w — скорость, P — сила и t — время.

В вертикальном направлении скорость изменяется от w_1 до $w_2 \cdot \sin \beta_2$; следовательно, проекция силы реакции на это направление равна

$$Y = \frac{1000 \cdot Q}{g} (w_2 \cdot \sin \beta_2 - w_1)$$

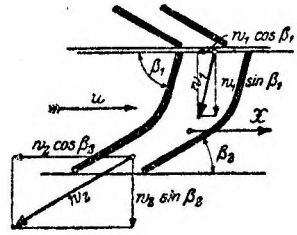
и будет направлена вверх (+) или вниз (—), в зависимости от скоростей w_1 и w_2 .

Равнодействующая сила реакции R определится из выражения:

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2},$$

причем точки приложения силы R фактически не имеется.

Представим себе далее сосуд (фиг. 75), подобный осевой турбине с избытком давления, движущийся прямолинейно со скоростью u . Пусть теперь вода поступает в сосуд с относительной скоростью w_1 под произвольным углом β_1 . Здесь также для ускорения движения воды от скорости w_1 до w_2 необходима некоторая сила ускорения (в данном случае происходящая от избытка давления между входным и выходным отверстиями сосуда). Эта последняя, естественно, вызывает равную и прямо противоположную ей силу реакции R , действующую на сосуд.



Фиг. 75.

В дальнейшем нам понадобится только сила X , стремящаяся привести сосуд в движение в направлении скорости u , т. е. горизонтальная составляющая силы реакции R .

Находится эта составляющая прежним способом. Так как теперь относительная скорость движения воды изменяется в горизонтальном направлении от $w_1 \cdot \cos \beta_1$ до $w_2 \cdot \cos \beta_2$, то поэтому:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1).$$

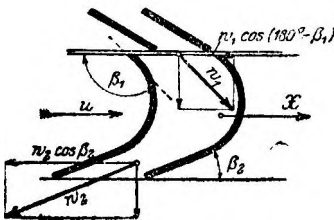
Переданная же на сосуд работа в секунду равна:

$$A = X \cdot u = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ кгм/сек.}$$

б) Давление струи, или давление отклонения. Пусть дан сосуд, подобный лопаточной камере струйной (активной) турбины

(фиг. 76), движущийся прямолинейно со скоростью u ; одновременно в сосуд притекает из насадки постоянное количество воды Q . Во время протекания струи через камеру лопаток происходит отклонение скорости от w_1 до w_2 , на что затрачивается определенная сила, называемая *силой отклонения*; с этой силой, следовательно, лопатка действует на протекающую струю. Сила отклонения вызывает равную и противоположно

направленную силу, действующую на лопатку; эта последняя называется *силой давления струи*, горизонтальная составляющая которой X приводит сосуд в движение со скоростью u .



Фиг. 76.

Эта составляющая X находится следующим образом.

В горизонтальном направлении относительная скорость движения воды изменяется от $w_1 \cdot \cos(180 - \beta_1) = w_1 \cdot \cos \beta_1$ до $w_2 \cdot \cos \beta_2$. Масса протекающей воды в единицу времени попрежнему равна $\frac{1000 \cdot Q}{g}$; следовательно, для отклонения струи в горизонтальном направлении потребуется сила, прямопротивоположная которой и будет искомая сила X :

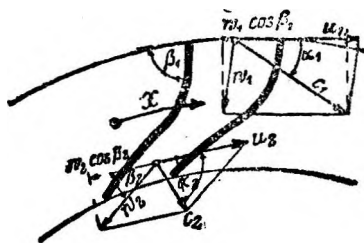
$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1).$$

Величина же работы, которая может быть передана на сосуд, в секунду будет равна

$$A = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ кгм/сек.}$$

В. Основное уравнение турбин, выведенное из рассмотрения сил давления струи.

На основании изложенного видно, что понятия *реакция ускорения* и *давление струи* приводят к одним и тем же конечным уравнениям, представляющим выражение для сил, действующих на лопатку. Различные



Фиг. 77.

между этими силами вообще невелико, если рассматривать возникновение этих сил. В турбинах с избытком давления она появляется главным образом за счет *силы ускорения*, в то время как в турбинах свободнотруйных она возникает благодаря наличию *силы отклонения*, которая тем больше, чем больше полный угол отклонения.

Названия *реактивная турбина* и *активная турбина*, согласно вышеизложенному, недостаточно характеризуют сущность турбин, а потому этих названий следует избегать.

Основное уравнение турбин, выведенное в предыдущем п. А и представляющее уравнение работы, можно вывести иначе, исходя из рассмотрения действующих сил, а именно следующим путем.

Из предыдущего ясно, что теоретически для нас не имеет значения характер действия воды на лопатки, т. е. будет ли это ускорение движения воды, или отклонение струи; для нас гораздо важнее величина изменения скорости между входом и выходом из рабочего колеса. Рассматривая лопаточную камеру радиальной турбины (фиг. 77), имеющую абсолютные скорости: сверху c_1 и внизу c_2 , получаем полное изменение скорости — от $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ сверху и до $c_2 \cdot \cos \alpha_2$ внизу, так что окружная сила будет равна:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

Но так как здесь идет речь не о прямолинейном движении лопаточной камеры со скоростью u , как в случаях *a* и *b*, то и работа здесь получается не из простого умножения X на u . Составляющим скоро-

стей $c_1 \cos \alpha_1$ и $c_2 \cos \alpha_2$ соответствуют окружные скорости u_1 и u_2 , поэтому действительная работа в секунду равна:

$$A = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2).$$

Теоретически этот процесс следует понимать так, какесли бы при входе в лопатку вода внезапно лишилась своей составляющей скорости $c_1 \cdot \cos \alpha_1$, и этим самым передавалась работа на колесо по внешней окружности, т. е. работа $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1$; при выходе же из лопатки, наоборот, должна была бы опять передаваться вытекающей воде работа

$$1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2.$$

На практике такое внезапное изменение скорости невозможно (потеря от ударов), т. е. должно иметь место постепенное и плавное изменение скоростей; но при составлении уравнений это, однако, в соображение не принимается.*

Так как согласно ранее сказанному $A = \eta_h \cdot 1000 \cdot Q \cdot H$, то, подставив это выражение в последнее уравнение, получим

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

что представляет известное основное уравнение турбин в общем виде.

§ 10. Работа турбин при переменном напоре.

А. Изменение числа оборотов n .

Выведенное в § 9 основное уравнение

$$u_1 \cdot c_{m1} = \eta_h \cdot g \cdot H$$

относится к некоторому определенному напору H . Для различных типов турбин находим отсюда число оборотов n в зависимости от выбора диаметра рабочего колеса, угла лопатки β_1 и α_1 (из входного параллелограмма), о чем будет подробнее изложено ниже. Если же однако заставить работать данную турбину (определенного типа) при некотором другом напоре H_1 , то получим уже другое число оборотов вычисляемое из пропорции:

$$n_1 : n = \sqrt{H_1} : \sqrt{H},$$

так как все скорости, а, следовательно, и число оборотов, будут изменяться на основании известного выражения $v = \sqrt{2gh}$, пропорционально корню квадратному из высоты напора.

Полагая напор $H_1 = 1$ м, получим новое число оборотов:

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}. \quad (1)$$

* Как доказывается при более подробном исследовании, — теоретическая величина передаваемой работы на лопатки не зависит от формы последних и является функцией начальных и конечных скоростей (при входе и выходе) по их величине и направлению, а также, конечно, от расхода воды Q и напора H .

Прим. перев.

Б. Изменение расхода воды Q .

Для определенного рабочего колеса турбины имеет место также пропорция:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}.$$

Она получается следующим образом. При изменении напора изменяются также все скорости внутри турбины на основании известного выражения $v = \sqrt{2 gh}$, т. е. пропорционально квадратному корню из напора. Но, так как (при остающемся без изменения поперечном сечении) протекающее количество воды пропорционально скорости, то получаем вышеприведенную пропорцию, согласно которой количества воды так относятся друг к другу, как квадратные корни из напоров.

Полагая опять $H_1 = 1$ м, т. е. относя расход к единичному напору, получили бы:

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}. \quad (2)$$

В. Изменение мощности N .

Эффективная мощность турбины, как известно, определяется из уравнения:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}.$$

Если бы та же самая турбина располагала вместо напора H лишь напором H_1 , то возможная для нее мощность N_1 получилась бы тогда из пропорции:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 \cdot H_1}{Q \cdot H}.$$

Приняв далее во внимание, что, согласно только что сказанному,

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}},$$

можем также написать:

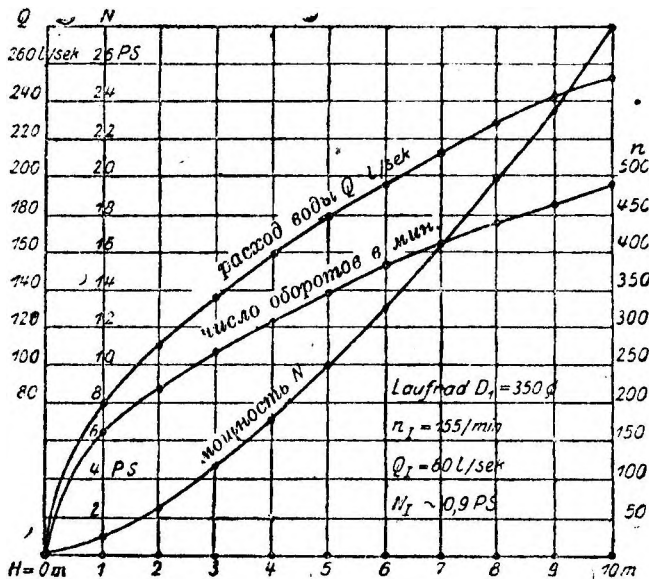
$$\frac{N_1}{N} = \frac{\sqrt{H_1} \cdot H_1}{\sqrt{H} \cdot H} = \frac{\sqrt{H_1^3}}{\sqrt{H^3}}.$$

Относя опять последнее равенство к единице напора, т. е. $H_1 = 1$ м, получим возможную для этого случая мощность:

$$N_1 = \frac{N}{\sqrt{H^3}}. \quad (3)$$

Таким образом, исходя из изложенного в этом параграфе, узнают работу турбины при различных условиях. Это дает возможность определять применимость имеющегося рабочего колеса при различных напорах, расходах воды и мощностях, при условии *нормальных* открытия и нагрузки, не принимая во внимание регулирования, при котором изменяются вообще расход воды и мощность (см, далее § 16).

Изображая графически все эти значения для определенного рабочего колеса, получим фиг. 78, на которой нанесены числа оборотов n в мин, расход воды Q л/сек и мощность N для одной небольшой турбины Френсиса, имеющей диаметр рабочего колеса 350 мм, при условии изменения напора H от 0 до 10 м. Из графика, например, усматри-



Фиг. 78.

ваем, что турбина, которая при $H = 1$ м развивает мощность только $N_1 = 0,9$ л.с. и имеет $n_1 = 155$, — при $H = 6$ м отдает уже мощность $N = 13$ л.с. при числе оборотов $n = 380$ в мин.

§ 11. Коэффициент быстроходности n_s .

Так называемый коэффициент быстроходности в настоящее время является крайне необходимым вспомогательным средством при проектировании гидросиловых установок, так как он позволяет выбрать наиболее пригодные турбины для различных располагаемых напоров и расходов. Кроме того все современные типы турбин могут быть подразделены по их коэффициенту быстроходности, что дает основание к установлению серии рабочих колес, поскольку это возможно в турбиностроении.

Коэффициентом быстроходности можно также воспользоваться при необходимости сравнить работу подобных между собой турбин, а именно: для двух подобных выполненных рабочих колес с различными диаметрами D'_1 и D_1 , работающих при равных напорах, отношение чисел оборотов будет обратно пропорционально отношению их диаметров, т. е.

$$\frac{n_{\phi}}{n_1} = \frac{D'_1}{D_1}.$$

Так как подлежащие пропуску через рабочие колеса количества воды

при одинаковом напоре увеличиваются пропорционально квадрату диаметра, то получаем:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D'_1}{D_1} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q}}$$

Умножив правую часть равенства на \sqrt{H} , получили бы:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{Q_1} \cdot \sqrt{H}}{\sqrt{Q} \cdot \sqrt{H}} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{N}}$$

Следовательно, при равных напорах отношение чисел оборотов подобных турбин обратно пропорционально отношению квадратных корней из мощностей.

Число оборотов n турбины, развивающей мощность $N = 1$ лощ. силе, получается из числа оборотов подобной турбины в N_1 лощ. сил по уравнению:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{1}},$$

причем, согласно предположению, обе турбины работают при равном напоре. Относя последнее равенство опять к единице напора $H_1 = 1$ м, получим уравнение:

$$n_s = n_1 \cdot \sqrt{N_1}. \quad (4)$$

Здесь n_1 и N_1 имеют те же значения, что и в уравнениях (1) и (3) § 10.

Число оборотов n_s называется *коэффициентом быстротходности* (Spezifische Drehzahl)* и представляет число оборотов турбины, подобной данной, которая при напоре $H = 1$ м развивала бы мощность $N = 1$ лощ. силе.

Подставив в последнее уравнение вместо n_1 и N_1 их значения из уравнений (1) и (3) § 10, — получим:

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

или

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H \sqrt[4]{H}}. \quad (5)$$

Как было сказано в § 6, в настоящее время применяются только три вида турбин: тангенциальные колеса, турбины Френсиса и пропеллерные турбины.

Тангенциальные колеса находят применение при высоких напорах и относительно малых расходах воды. Они имеют сравнительно небольшое число оборотов (см. подробнее главу V).

Турбины Френсиса охватывают наибольшую область применения, начиная от малых и средних напоров при произвольных расходах воды

* W. Muller. („Die neuen Wasserturbinen und Turbinenregler“, 1922. S. 36) рекомендует заменить слово Spez. Drehzahl более подходящим названием Systemzahl, что в русском переводе означает *системное число*, или *коэффициент типа*. Прим. перев.

и до напора $H = 150$ м при больших расходах. Как подробнее увидим ниже (глава III), турбины Френсиса встречаются тихоходного, нормального, быстроходного и сверхбыстроходного типов, различающихся между собой формами рабочего колеса и лопаток.

Пропеллерные турбины и турбины Каплана применяются при малых напорах и больших расходах воды, имея при этом наибольшую быстроходность (см. подробнее главу IV).

В нижепомещенной таблице приведены предельные значения *коэффициентов быстроходности* n_s для применяющихся ныне в турбиностроении указанных выше трех видов турбин:

n_s	Виды и типы турбин
$12 \div 30$	Тангенциальное колесо с одним соплом,
$30 \div 50$	Тангенциальное колесо с несколькими соплами.
$50 \div 100$	Тихоходная турбина Френсиса (фиг. 86).
$100 \div 200$	Нормальная турбина Френсиса (фиг. 79).
$200 \div 300$	Быстроходная турбина Френсиса (фиг. 81).
$300 \div 500$	Сверхбыстроходная (фиг. 84) или сдвоенная быстроходная турбина Френсиса (фиг. 150).
$500 \div 800$	Турбина Каплана или пропеллерная.

Применение коэффициента быстроходности лучше всего выяснить на нескольких следующих примерах.

1. *Известны напор и расход воды сооружаемой силовой установки. Требуется выбрать пригодные для нее турбины с определенным числом оборотов.*

Пусть, например, даны $H = 8$ м и полный расход $Q = 55$ м³/сек, и требуется выбрать турбины, которые развивали бы, по возможности, число оборотов в минуту $n = 150$. Общая мощность должна получиться по меньшей мере $N = 10 \cdot Q \cdot H = 4400$ лош. сил.

Согласно уравнению (5) имеем:

$$n_s = 150 \cdot \frac{\sqrt[4]{N}}{8\sqrt{8}} = 150 \frac{\sqrt{N}}{13,6} = 11 \cdot \sqrt{N}.$$

Если бы были, например, применены турбины каждая по 400 лош. сил, то получили бы:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{400} = 220,$$

т. е. пришлось бы установить быстроходные турбины Френсиса.

Если бы, наоборот, должны были быть установлены более крупные единицы, например, мощностью в 1100 лош. сил, то получили бы:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{1100} = 365,$$

т. е. пришлось бы применить сверхбыстроходные турбины. Оба вида турбин могли бы тогда развивать желаемое число оборотов $n = 150$.

Если бы, наконец, пожелали установить только две турбины, что ныне представляется более выгодным для силовых электрических станций, то мощность на одну турбину возрасла бы до 2200 лош. сил и тогда имели бы:

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{2200} = 515,$$

т. е. следовало бы перейти к турбинам Каплана или пропеллерным

2. Известны напор и расход воды. Требуется выбрать наиболее пригодную турбину при условии, что число оборотов может быть произвольными.

Пусть $H = 40$ м, $Q = 0,2$ м³/сек; следовательно, $N = 80$ лш. сил при $\eta = 0,75$. Имеем:

$$n_s = n \frac{\sqrt{80}}{40 \cdot \sqrt[4]{40}} = 0,09 n.$$

Выбрав различные числа оборотов n , получим таблицу наиболее пригодных турбин:

- при $n = 100$ $n_s = 9$, что невозможно;
 „ $n = 200$ $n_s = 18$, т. е. тангенциальное колесо с одним соплом;
 „ „ 400 $n_s = 36$, т. е. тангенциальное колесо с двумя соплами;
 „ „ 600 $n_s = 54$, т. е. тихоходную турбину Френсиса;
 „ „ $1\ 200$ $n_s = 108$, т. е. нормальную турбину Френсиса.

Если бы пришлось считаться лишь с простотой установки, то следовало бы выбрать тангенциальное колесо; если же требовалось бы возможно большее число оборотов, например, для приведения в действие динамомашин, то предпочли бы турбину Френсиса. Окончательно решить это можно лишь для каждого определенного случая.

3. Известны напор и расход воды. Требуется выбрать турбину с наибольшим числом оборотов.

Пусть $H = 10$ м, $Q = 3$ м³/сек.; следовательно, $N \cong 320$ лш. сил. Тогда:

$$n = n_s \frac{H \sqrt[4]{H}}{\sqrt{N}} = n_s \frac{17,8}{17,8} = n_s.$$

Следовательно получим:

- а) нормальная турбина Френсиса при $n_s = 150 \dots n = 150$;
 б) быстроходная турбина Франсиса при $n_s = 250 \dots n = 250$;
 в) сверхбыстроходная турбина Френсиса при $n_s = 450 \dots n = 450$.

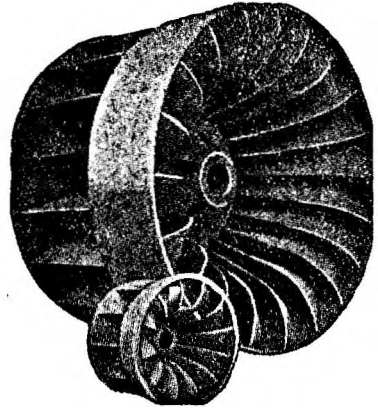
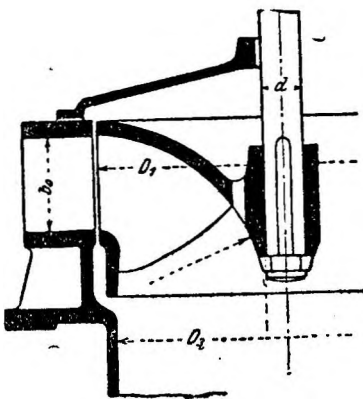
Последняя турбина имела бы, таким образом, наибольшее число оборотов и вследствие этого наименьшие размеры, так как при $H = 10$ м от турбины Каплана необходимо было бы отказаться (см. далее § 21).

ТУРБИНЫ ФРЕНСИСА.

§ 12. Конструктивные формы.

Турбины Френсиса, как упоминалось в § 11, выполняются следующих типов: тихоходные, нормальные, быстроходные и сверхбыстроходные. Различие заключается в форме рабочего колеса.

Нормальный тип (фиг. 79 и 80) имеет рабочее колесо, диаметр коего немногим больше диаметра всасывающей трубы D_3 . Вода посту-



Фиг. 79 — 80. Нормальное колесо.

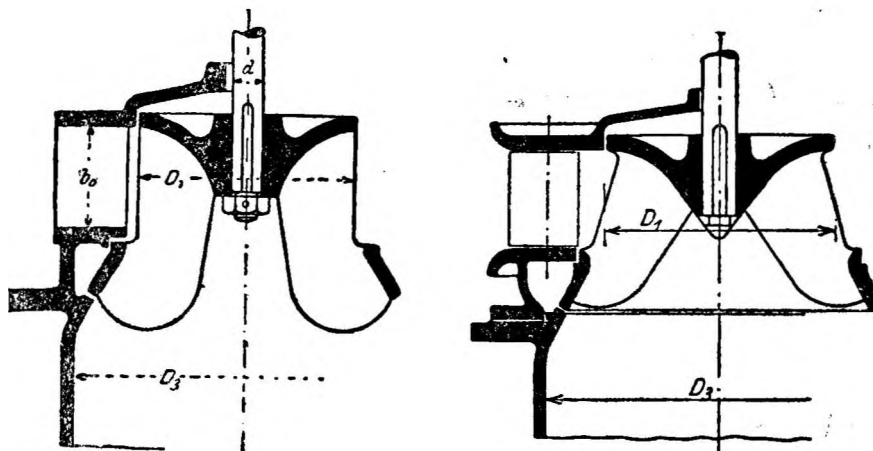
пает в рабочее колесо в радиальном направлении и вытекает в осевом. Между ободами рабочего колеса расположены рабочие лопатки, которые обычно штампуются из листовой стали и залиты в обода. В зависимости от выбора диаметра рабочего колеса D_1 по отношению ко всасывающей трубе, а также от величины входного угла лопатки (см. § 13),— получают коэффициент быстроходности

$$n_s = 100 \div 200.$$

При большем числе оборотов и том же напоре получают уже *быстроходные типы*, соответственно $n_s = 200 \div 300$ (фиг. 81, 82 и 83). Диаметр рабочего колеса в этом случае меньше диаметра всасывающей трубы и отклонение воды происходит быстрее, чем у нормального типа, что особенно обнаруживается при наклонном положении наружного обода колеса. Входной угол β_1 выбирается обычно меньше, чем в предыдущем случае, благодаря чему (в связи с уменьшением диаметра рабочего колеса) и достигается повышение числа оборотов (§ 13). В то время как у нормальных турбин вода из направляющего колеса поступает непосред-

ственно в рабочем колесе,—в быстроходных типах умышленно делается широкий зазор между колесами, что не влияет неблагоприятно на коэффициент полезного действия (к.п.д.).

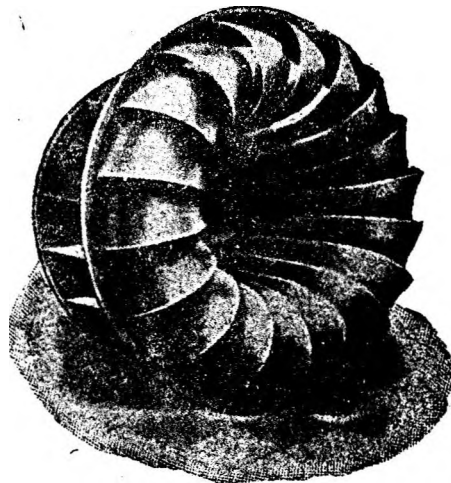
Стремясь еще более повысить быстроходность турбин и укоротить рабочие лопатки для уменьшения потерь на трение, подошли, наконец,



Фиг. 81—82. Быстроходное колесо.

к формам рабочего колеса, изображенным на фиг. 84 и 85, которым присвоено наименование *сверхбыстроходных*. С такими колесами достигнут коэффициент быстроходности $n_s = 300 \div 500$. Вода поступает, как

и в вышеописанных типах, через направляющее колесо в радиальном направлении, а затем, прежде чем попасть на рабочее колесо, протекает сначала свободное от лопаток пространство (зазор). Так как трение в этом пространстве, не занятом лопатками, отсутствует, то благодаря этому улучшается к. п. д. Как показывает фиг. 85, лопатки при входе расположены под острым углом к направлению против вращения.



Фиг. 83. Быстроходное колесо.

При больших напорах находит, наконец, применение форма рабочего колеса, называемая *тихоходным типом* (фиг. 86). В этой конструкции усматривается стремление понизить слишком большое число оборотов при

высоких напорах, что может быть достигнуто, если диаметр рабочего колеса сделать больше, чем у всасывающей трубы, соответственно увеличив входной угол β_1 . Благодаря этому наименьшие значения коэффициента быстроходности могут быть доведены до $n_s = 50 \div 100$.

§ 13. Основные положения для расчета турбин Френсиса.

А. Вход в рабочее колесо. Влияние угла на форму лопатки и число оборотов.

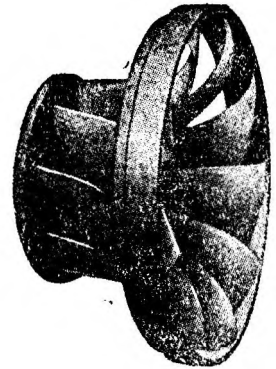
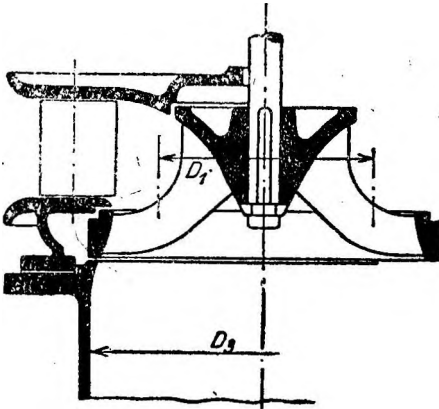
Для расчета турбин служит выведенное в § 9 основное уравнение:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

применяемое также и в другой форме:

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

При этом предполагается, что угол α_2 абсолютной скорости c_2 мало отличается от 90° , о чем было сказано на стр. 58.



Фиг. 84 — 85. Сверхбыстроходное колесо.

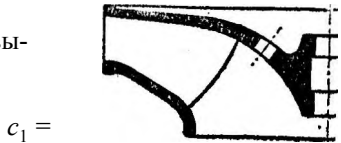
Гидравлический коэффициент полезного действия в современных турбинах принимается в пределах:

$$\eta_h = 0,85 \div 0,95.$$

На окружную скорость, а, следовательно, и на число оборотов турбины Френсиса оказывает большое влияние выбор входного угла β_1 лопатки рабочего колеса.

а) Для *нормальных типов* (фиг. 79) обычно выбирают угол $\beta_1 = 90^\circ$.

Для этого случая из параллелограмма скоростей, как показывает фиг. 87, имеем:



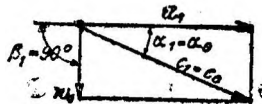
Фиг. 86. Тихоходное колесо.

$c_1 = \frac{u_1}{\cos \alpha_1}$; подставив это выражение в основное уравнение, получим:

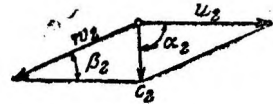
$$u_1^2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

что при $\eta_h = 0,88$ дает:

$$u_1 = 2,94 \cdot \sqrt{H}.$$



Фиг. 87.



Фиг. 88.

Таким образом это есть *основное уравнение* турбины для случая, когда угол $\beta_1 = 90^\circ$, причем расчет значительно упрощается. Вода втекает тогда с относительной

скоростью w_1 в лопаточные камеры (фиг. 89), где, отклоняясь, приобретает ускорение и вытекает, наконец, с лопаток со скоростью w_2 под углом β_2 . Таким образом формалопаток обуславливается главным образом входным и выходным углами, определяемыми из скоростных параллелограммов.

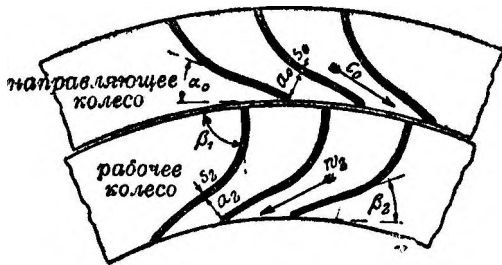
б) Если уменьшать угол β_1 , то, при прежних значениях H и α_1 , уменьшится c_1 , но зато увеличится окружная скорость u_1 , так как основное уравнение попрежнему должно быть удовлетворено. В этом случае получается параллелограмм (фиг. 90), из которого, принимая во внимание, что в *быстроходных типах* угол β_1 доводится до 45° , при угле α_1 около 35° , находим:

$$u_1 = 3,9 \cdot \sqrt{H}.$$

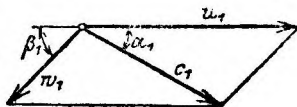
При дальнейшем уменьшении угла β_1 до 25° и увеличении угла α_1 можно даже прийти до наибольшего значения:

$$u_1 \leq 5 \cdot \sqrt{H}.$$

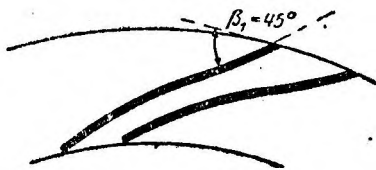
Однако в этом случае лопаточные камеры получаются очень длинными и узкими, что представлено на фиг. 91, благодаря чему соответственно увеличиваются потери от трения и, следовательно, ухудшается коэффициент полезного действия. Рабочие колеса работают тогда, как было



Фиг. 89.



Фиг. 90.



Фиг. 91.

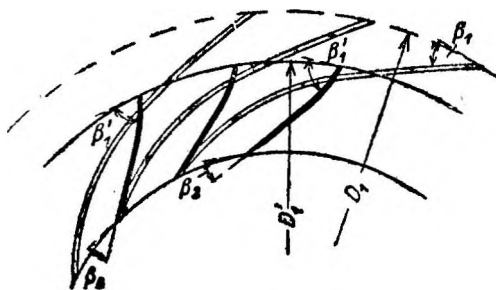
показано в конце § 9 А, со значительным избытком давления, т. е. с большим ускорением воды внутри лопаточных камер.

Новейшие опытные исследования показывают, что вовсе не является необходимым направлять воду при выходе между параллельными концами лопаток, как это имеет место на фиг. 89 и 91. Достаточно лишь, чтобы угол β_2 сохранил свое значение у выхода; при этом даже повышается коэффициент полезного действия, если лопатка в конце выполнена по возможности прямолинейной, благодаря чему получается даже некоторое уширение канала (фиг. 92).

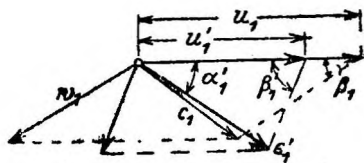
Чтобы избежать длинных и узких лопаточных каналов, входную кромку перемещают ближе к середине, отчего между направляющим и рабочим колесами образуется безлопаточное пространство, что, как известно, очень благоприятно влияет на процесс протекания воды. Так как основное уравнение не связано с определенным диаметром, то, следовательно, произведение $u_1 \cdot c_{u1}$ должно оставаться постоянным для определенного напора, т. е. для меньшего u_1 получается большее значение c_{u1} ; в этом

случае параллелограмм скоростей изменится применительно к новому диаметру D_1' вместо D_1 (фиг. 93), вследствие чего получим больший угол β_1' на меньшем диаметре D_1' . Лопатка при этом укоротится и приобретет меньшее искривление (фиг. 92), благодаря чему улучшится движение воды.

Опыты над протеканием воды в безлопаточных пространствах показали далее, что весьма выгодно действительный входной угол лопатки



Фиг. 92.



Фиг. 93.

принять несколько более расчетного β_1 , отчего лучше тогда происходит совпадение движущихся струек воды с направлением лопатки. На том же основании выходной угол лопатки β_2 берется несколько меньше расчетного. Такое практическое изменение углов называется *смещением углов* (Winkelübertreibung).

Пример. Требуется спроектировать колесо *быстроходного типа* для напора $H = 5$ м. Первоначально были приняты диаметр $D_1 = 605$ мм и окружная скорость $u_1 = 4,5 \cdot \sqrt{H}$.

Отсюда получаем: $u_1 = 4,5 \cdot \sqrt{5} = 10$ м/сек. и число оборотов $n = \frac{60 \cdot 10}{D_1 \cdot \pi} = 320$ в мин.

Согласно основному уравнению

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

получаем при $\eta_h = 0,88$:

$$u_1 \cdot c_{u1} = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 5 = 43,3,$$

а, следовательно,

$$c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{43,3}{10} = 4,33 \text{ м/сек.}$$

Если далее, приняв угол $\alpha_1 = 40^\circ$, построить входной параллелограмм или треугольник скоростей (фиг. 94), то из последнего найдем:

$$\beta_1 = 30^\circ,$$

что дало бы весьма длинную лопатку.

Но если входную кромку лопатки сдвинуть ближе к оси турбины, так что диаметр уже будет $D_1' = 450$ мм, то теперь, при том же числе оборотов, окружная скорость будет уже меньше, а именно:

$$u_1' = u_1 \cdot \frac{D_1'}{D_1} = 10 \cdot \frac{45}{60} = 7,5 \text{ м/сек.}$$

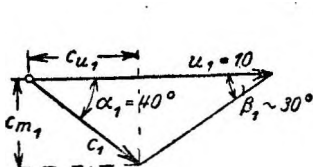
что соответствует уже $u_1' = 3,3 \cdot \sqrt{H}$. Так как поперечному $u_1 \cdot c_{u1} = 43,3$, то отсюда

$$c_{u1}' = 43,3 : 7,5 = 5,8 \text{ м/сек.}$$

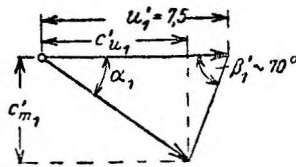
Треугольник скоростей принимает вид, изображенный на фиг. 95, откуда следует, что угол лопатки возрастет уже до

$$\beta_1' = 70^\circ.$$

Практически, принимая во внимание упомянутое выше смещение угла, можно было бы окончательно принять этот угол в 75° .



Фиг. 94.



Фиг. 95.

Высота треугольника (фиг. 95), а равным образом и новый угол α_1' получается, если определить так называемую меридиональную составляющую c'_{m1} , согласно новой входной поверхности рабочего колеса.

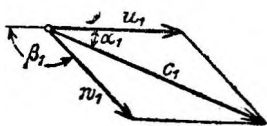
Если бы мы теперь уменьшили угол β_1 , то вычисленное в нашем примере число оборотов $n = 320$ могло бы быть еще повышено. Большую быстроходность, $n_3 = 300 \div 500$, получают, таким образом, за счет уменьшения угла β_1 и сильного сдвига входной кромки в направлении к оси, как это можно усмотреть из ранее представленной фиг. 84.

в) Если же увеличить угол β_1 , то, наоборот, уменьшится окружная скорость, и рабочее колесо будет более *тихоходного типа*.

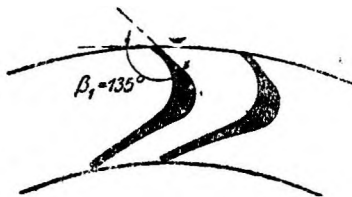
На практике можно доводить угол β_1 до 135° ; при этом получим минимум скорости u_1 :

$$u_1 = 2,1 \cdot \sqrt{H}.$$

Но такого рода турбина является уже струйной, так как вода протекает через рабочее колесо с постоянным давлением; лопатки получают



Фиг. 96.



Фиг. 97.

в этом случае форму, представленную на фиг. 97, и должны иметь утолщенную заднюю стенку, чтобы вода полностью заполняла все промежутки между лопатками.

Если последнее требование не выполнено, то струи воды будут отделяться от задней стенки лопаток, вследствие чего могут образоваться вихри, а в некоторых случаях даже сильные разъедания. Параллелограмм скоростей приобретает тогда форму ромба (фиг. 96).

Наименьшие значения коэффициента быстроходности $n_s = 50$ полу-

чаются при больших диаметрах рабочего колеса D_1 (фиг. 86) и большом угле β_1 . (Все остальное, как, например, определение ширины рабочего колеса, число лопаток и их профилирование см. §§ 14 и 15.)

Б. Выход из рабочего колеса и всасывающая труба; кавитация.

При выходе из рабочего колеса угол β_2 получается из приведенного выше параллелограмма (фиг. 88), построенного на трех скоростях u_2 , c_2 и w_2 . Скорость u_2 может быть определена для произвольной точки выхода лопатки, а именно исходя из данной скорости u_1 и положения рассматриваемой точки по отношению к входному диаметру D_1 . Абсолютная скорость c_2 принимается обычно перпендикулярной к u_2 , по крайней мере для того расхода, при котором должен получиться наилучший коэффициент полезного действия (см. В). При переходе воды во всасывающую трубу скорость истечения еще немного изменится по величине и направлению. Обозначим эту скорость в начале всасывающей трубы через c_3 ; зная ее и расход Q , найдем диаметр всасывающей трубы D_3 .

Величина скорости c_3 зависит от напора, от формы рабочего колеса и выполнения всасывающей трубы.

В турбинах тихоходного и нормального типов c_3 определяется из расчета 3 ÷ 8% от высоты напора (отнесенная к полному расходу Q), причем меньшие значения принимаются при меньших коэффициентах быстроходности и большем напоре H . Так, например, определяя скорость c_3 , исходя из 6% от $\%$, — получим:

$$c_3 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,06 \cdot H}.$$

Посредством всасывающей трубы, выполненной с небольшим коническим расширением (фиг. 98), может быть восстановлена лишь часть энергии вытекающей воды; действительная потеря вычисляется по скорости выхода c_4 (а не c_3) и, будучи отнесена к 1 кг веса воды, теоретически

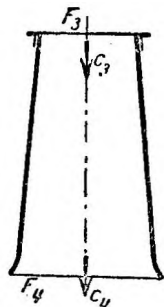
равна $\frac{c_4^2}{2g}$.

Стороне всасывающей трубы придают часто наклон (к оси) в 1 : 10 до 1 : 20, т. е. с конусностью в 1 : 5 до 1 : 10. Так, например, если для нормальной турбины D_3 получается равным 1 м, т. е. $F_3 = 0,78 \text{ м}^2$, и всасывающая труба делается длиной в 2 м с конусностью в 1 : 5, то

$D_4 = D_3 + \frac{2}{5} = 1,4 \text{ м}$. Таким образом $F_4 = 1,54 \text{ м}^2$, т. е. скорость

истечения c_4 получается почти в два раза меньше скорости c_3 ; при этом потеря энергии соответственно уменьшится. Действительная величина восстанавливаемой энергии посредством длинной и прямой всасывающей трубы составляет около 90% от теоретически вычисленной, а, следовательно, и коэффициент полезного действия трубы будет равен 0,90.

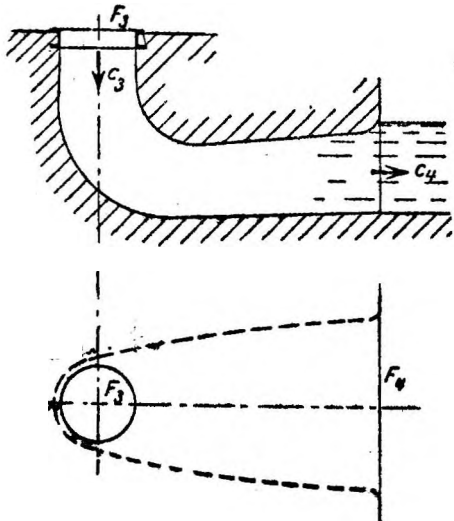
В *быстроходных типах*, для которых выбираются по возможности меньшие диаметры при заведомо меньшем H , для определения скорости c_3 принимается значительно больший процент от H , а именно 10 — 25% (попрежнему относя к полному расходу Q) и выше (в пропеллерных тур-



Фиг. 98.

бинах доходят даже до 40%). В этих случаях всасывающая труба должна получить сильное расширение, как это показывает, например, фиг. 99, изображающая выполненную в фундаменте изогнутую всасывающую трубу.

Если, например, при расчете *сверхбыстроходной* турбины, работающей под напором $H = 5$ м, принять, что скорость c_3 составляет 25% от H , то получим $c_3 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,25 \cdot 5} = 5$ м/сек. Расширяя же всасывающую трубу от сечения F_3 к сечению F_4 в четыре раза, получим скорость равную только 1,25 м/сек, и соответственно меньшую действительную потерю на выходе. Как показали новейшие опыты, такое расширение всасывающей трубы, при соответствующей ее длине, может быть свободно доведено до восьмикратного, не опасаясь при этом отрыва струи. В этих случаях коэффициент полезного действия, отвечающий степени восстановления энергии, всегда получается не ниже 0,80. Правильная форма подобной всасывающей трубы, характер ее закругления и величина расширения должны, конечно, устанавливаться путем опытов (относительно того же см. главу о турбинах Каплана).



Фиг. 99.

Особого внимания заслуживает далее *высота всасывания* H_s . У нормальных типов без каких-либо опасений доводят H_s до 6 м. В таких колесах с большим числом лопаток и узкими межлопаточными каналами имеют место плавно изменяющееся течение и уменьшение давления; на выходе это давление получается небольшим и определяется в силу знания высоты всасывания и скоростной высоты, отвечающей восстанавливаемой энергии, т. е.

$$\frac{c_4^2 - c_3^2}{2g}$$
 Например, при $H_s = 3$ м, $c_4 = 1,25$ м/сек.

(см. вышеприведенный пример) и $c_3 = 5$ м/сек, — получим

$$\frac{c_4^2 - c_3^2}{2g} = -1,2 \text{ м,}$$

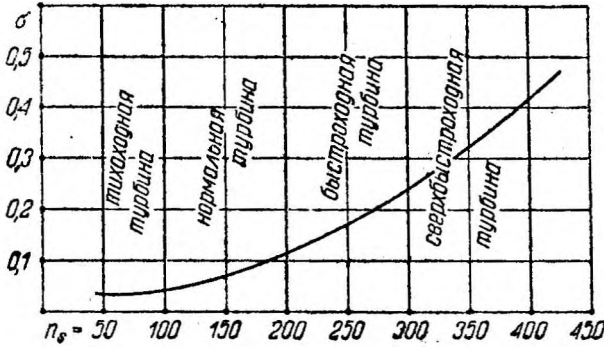
так что в начале всасывающей трубы будет разрежение, равное

$$h_3 = -(3 + 1,2) = -4,2 \text{ м водяного столба.}$$

Развитие *быстроходных турбин* привело, однако, к отказу от узких и длинных межлопаточных каналов; при этом обнаружилось, что условие плавно изменяющегося течения и распределения давлений между двумя лопастями в данном случае уже не может быть соблюдено. На передней поверхности лопатки создается давление значительно большее, чем сзади лопатки, а потому при сравнительно небольшой высоте H_s может уже возникнуть разрежение, превосходящее упругость водяного пара; это обстоятельство приводит к явлениям образования пустот или так называемой *кавитации*. В пустые пространства попадают далее пузырьки водя-

ного пара, могущие вызвать в короткий срок сильное разъедание (*коррозию*) лопаток, что часто сопровождается характерным треском и одновременным понижением мощности. *

Таким образом оказывается, что стремление повысить коэффициент полезного действия путем уменьшения числа лопаток и их длины наталкивается на опасность кавитационных явлений, каковая может быть устранена лишь сохранением узких и длинных межлопаточных каналов. На основании многочисленных опытов, выполненных главным образом заводами Ф о й т (Voith, Heidenheim) и Э ш е р - В и с с (Escher, Wyss u. Co.,



Фиг. 100.

Zürich) на своих испытательных станциях, установлена зависимость между формами колеса и допустимой высотой всасывания H_s , использованная проф. Тома (Thoma) для расчетных целей.

Если обозначить через B атмосферное давление, соответствующее определенному показанию барометра, и выразить его в метрах водяного столба, то можно вычислить наибольшую допустимую высоту всасывания по формуле:

$$H_s = B - \sigma \cdot H,$$

где σ — есть так называемый коэффициент кавитации, определяемый опытным путем; в зависимости от быстроходности колеса коэффициент этот принимается в пределах от 0,04 до 0,5, что представлено на фиг. 100, изображающей зависимость σ от коэффициента быстроходности n_s ; справа должна примкнуть кривая для пропеллерных турбин, о чем будет сказано в главе IV.

Из вышеприведенного уравнения усматриваем, что высота всасывания уменьшается при увеличении напора H и быстроходности.

Так, например, если требуется установить быстроходную турбину с $n_s = 260$ при напоре $H = 20$ м и атмосферном давлении $B \sim 10$ м, то наибольшая высота всасывания может быть принята равной

$$H_s = 10 - 0,2 \cdot 20 = 6 \text{ м.}$$

* Согласно новейшим воззрениям в процессе кавитации возникают резкие в значительные по величине понижения давления, вследствие чего поверхности лопаток, где эти явления имеют место, подвергаются сильным гидравлическим ударам, вызывающим *коррозию*. Прим. перев.

** Приводимый коэффициент σ не учитывает влияния, например формы всасывающей трубы и пр. конструктивных особенностей турбинной установки, что и может не отразиться на высоте всасывания H_s . Прим. перев.

Для сверхбыстроходной турбины, с $n_s = 430$, при тех же данных получили бы уже меньшую высоту, а именно:

$$H_s = 10 - 0,48 \cdot 20 = 0,4 \text{ м,}$$

т. е. практически установка такой турбины должна быть исключена.

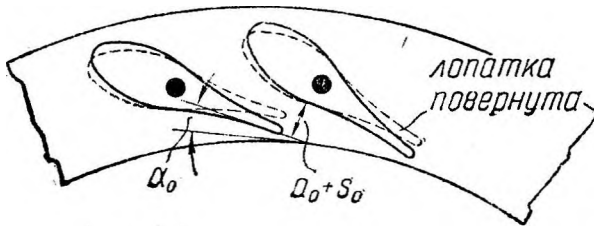
При высоком расположении силовой станции, т. е. при пониженном барометрическом давлении, значения для H_s получаются, конечно, меньше. На высоте, например, 2500 м величина B равна 7,6 м. Если на этой высоте требуется установить турбину нормального типа при $H = 100$ м, то получим:

$$H_s = 7,6 - 0,07 \cdot 100 = 0,6 \text{ м.}$$

Таким образом в этих условиях даже нормальная турбина неприменима и, следовательно, необходимо перейти к тихоходному типу.

В. Соотношения при регулировании турбин.

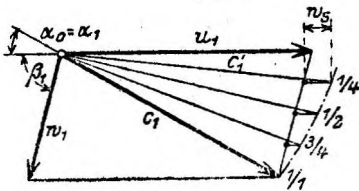
Вышеприведенные расчетные данные относятся к общему случаю. Однако необходимо еще рассмотреть вопрос об особенностях, возникающих при регулировании турбин, так как современные турбины Френсиса выполняются регулирующимися и притом исключительно посредством поворотных направляющих лопаток (см. § 16).



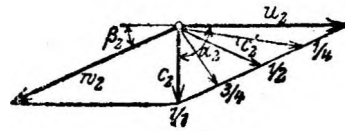
Фиг. 101.

При повороте направляющих лопаток расстояние между ними изменяется (фиг. 101), отчего протекает меньше воды; при этом же изменяется одновременно.

При повороте направляющих лопаток расстояние между ними изменяется (фиг. 101), отчего протекает меньше воды; при этом же изменяется одновременно.



Фиг. 102.



Фиг. 103.

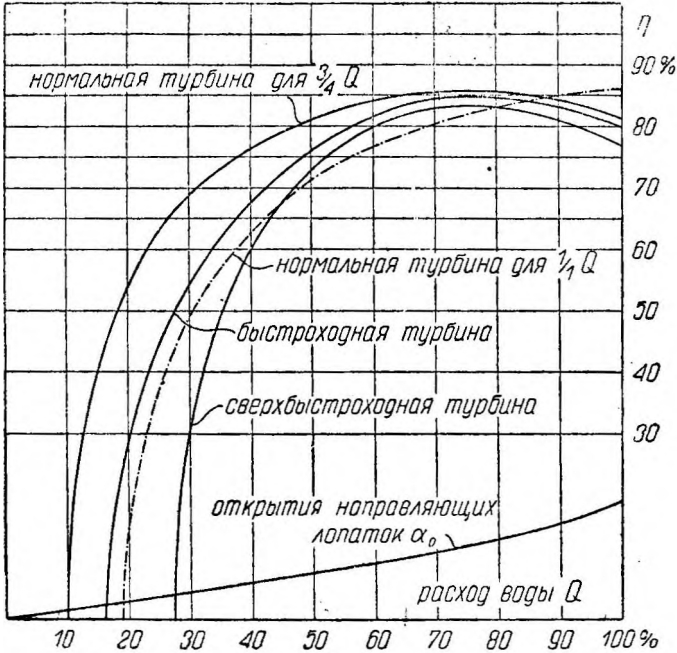
и угол α_0 . Так как сечения в рабочем колесе остаются все время постоянными, то поэтому, например, с уменьшением расхода должны пропорционально уменьшаться и относительные скорости w_1 и w_2 , между тем как их направления останутся неизменными, ибо последние определяются углами β_1 и β_2 наклона лопатки. Окружные скорости u_1 и u_2 не изменятся ни по величине, ни по направлению, так как это является основной задачей регулирования (§ 16).

По этой причине параллелограммы скоростей изменяются так, как это представлено на фиг. 102 и 103. Углы и скорости удовлетворяют и здесь основному уравнению, написанному уже в общем виде:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

так как угол α_2 при регулировании значительно отличается от 90° . Отсюда путем расчета получают, что с уменьшением угла поворота лопатки α_0 увеличивается скорость c_1 . Так, например, при $1/4$ расхода абсолютная входная скорость возрастет до c_1' ; но так как w_1 должна сохранить свое направление, уменьшившись при этом до $1/4$ первоначальной величины, то поэтому ясно, что теперь при входе произойдет удар благодаря мгновенному отклонению воды в направлении рабочей лопатки. Ударная составляющая w_s , принимаемая в горизонтальном направлении, может быть во всяком случае определена из основного уравнения.

При выходе (фиг. 103), с уменьшением w_2 , абсолютная выходная скорость c_2 все время возрастает, изменяясь также и по направлению.



Фиг. 104.

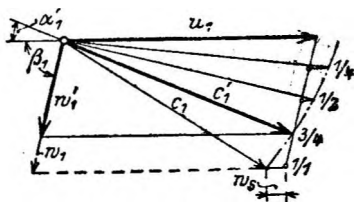
При $1/4$ расхода получаем, например, c_2' и малый выходной угол, что весьма неблагоприятно. Таким образом и при регулировании, благодаря удару при входе и ухудшению условий при выходе, должен, конечно, снизиться коэффициент полезного действия турбины.

На фиг. 104 пунктир ой линией представлена кривая коэффициента полезного действия нормальной турбины, построенная применительно к изображенным на фиг. 102 и 103 параллелограммам, т. е. в предположении, что при полном расходе имеют место безударный вход и нормальный выход. Если при полном расходе принять $\eta_{\max} = 0,85$, то при расходе в 40% коэффициент полезного действия достигает только $\eta \cong 0,64$.

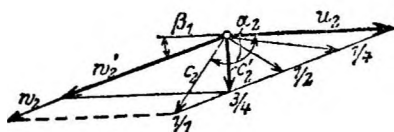
Чтобы, однако, при частых колебаниях нагрузки, т. е., следовательно, при регулировании, не получать сильного снижения коэффициента полезного действия, — принято рассчитывать турбины Френсиса на расход

0,75 — 0,80% от полного, т. е. для этого расхода получается тогда наивысший коэффициент полезного действия. На фиг 104 изображена, например, кривая коэффициента полезного действия нормальной турбины, рассчитанной на $\frac{3}{4} Q$; кривая эта изменяется уже значительно благоприятнее. В этом случае при расходе в 40% коэффициент полезного действия равен еще $\eta = 0,75$ и при полном расходе снижается только до 0 82.

Из диаграммы далее усматривается еще та особенность, что кривые коэффициента полезного действия для колес различных типов изменяются различно, причем η снижается тем быстрее, чем больше окружная



Фиг. 105.



Фиг. 106.

скорость. Так, например, для быстроходной турбины $\eta = 0$ уже при расходе около 20% и для сверхбыстроходной — при Q около 30%, т. е. тогда колеса могли бы вращаться только вхолостую. Причина этой особенности заключается в том, что при больших окружных скоростях имеют место также и большие скорости w_1 и w_2 , что при отклонении от наивыгоднейших значений, ведет также и к большим w_3 и c_2 (под острым углом).

Так как скорость c_0 увеличивается при уменьшении угла α_0 , что было выше установлено, то поэтому открытие направляющих лопаток α_0 , как показывает фиг. 104, изменяется не по линейному закону, а по некоторой кривой.

Фиг. 105 и 106 изображают изменения параллелограммов скоростей, если турбина рассчитана на $\frac{3}{4} Q$, для какового расхода должны иметь место безударный вход и нормальный выход ($w_2' \perp u_2$). При этом для полного расхода получают незначительный удар при входе (w_3 , фиг. 105) и небольшое увеличение и отклонение от нормального положения выходной скорости (c_2' , фиг. 106). По сравнению с параллелограммами на фиг 102 и 103 замечаем, что при небольших расходах, например $\frac{1}{4}$, получают значительно более благоприятные условия и таким образом коэффициент полезного действия приобретает большее значение.

§ 14. Расчет турбины Френсиса.

А. Нормальная турбина.

Пример. Требуется рассчитать вертикальную турбину Френсиса (по фиг. 79) для среднего расхода воды $Q = 2 \text{ м}^3/\text{сек}$ и полезного напора $H = 6 \text{ м}$.

Число оборотов не дано, и его следует так выбрать, чтобы рабочее колесо получилось нормального типа.

Турбина должна работать по преимуществу с наибольшим открытием,

поэтому наивысший коэффициент полезного действия должен достигаться при наибольшем расходе.

а) Мощность турбины. Принимая для данного случая коэффициент полезного действия $\eta = 0,85$, получим:

$$N_e = 1000 \cdot \frac{2 \cdot 6}{75} \cdot 0,85 = 136 \text{ лощ. сил.}$$

б) В с а с ы в а ю щ а я т р у б а. Для определения скорости c_3 будем исходить из величины 6% от высоты напора; таким образом

$$c_3 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,06 \cdot 6} = 2,66 \text{ м/сек.}$$

Полагая далее, что скорость c_3 направлена параллельно оси, получим начальное сечение всасывающей трубы:

$$\frac{\pi D_3^2}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{2}{2,66} = 0,75 \text{ м}^2,$$

откуда находим:

$$D_3 = 1000 \text{ мм.}$$

Необходимо напомнить, что если вал проходит через начальное сечение трубы, то это должно быть учтено соответственным увеличением диаметра D_3 . Если c_3 направлена не параллельно оси, то придется вести расчет не по скорости c_3 , а по ее *меридиональной составляющей* $c_{m3} = c_3 \cdot \sin \alpha_3$, где угол α_3 может быть заменен углом α_2 .

в) Рабочее колесо и число оборотов. Диаметр рабочего колеса D_1 в нормальном типе должен быть лишь настолько больше диаметра D_3 , поскольку это требуется конструкцией. Выбираем:

$$D_1 = 1050 \text{ мм.}$$

Если принять угол $\beta_1 = 90^\circ$, то окружная скорость u_1 получается на основании сказанного в § 13 А, из выражения:

$$u_1 = 2,94 \cdot \sqrt{H} = 2,94 \cdot \sqrt{6} = 7,2 \text{ м/сек.}$$

Это уравнение представляет собой для данного случая основное уравнение турбин.

Находим, наконец, искомое число оборотов:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 7,2}{1,05 \cdot 3,14} = 130 \text{ в мин.} *$$

г) Высота направляющего колеса. Число направляющих лопаток выбираем $z_0 = 20$, ширину между ними $a_0 = 55 \text{ мм}$ и возможно меньшую толщину их $s_0 = 7 \text{ мм}$. (Число лопаток бывает весьма различно и зависит от величины колеса. От последней также зависит и ширина между лопатками a_0 , которая выбирается в пределах от 40 до 200 мм.)

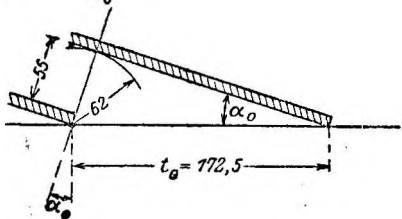
* Следует иметь в виду, что при непосредственном соединении турбины с генератором переменного тока число оборотов на валу турбины (а, следовательно, и генератора) не может быть вполне произвольным, так как оно связано зависимостью: $60 \cdot c = n p$, где n — число оборотов в минуту, p — число пар полюсов генератора, c — число периодов в секунду. *Прим. перев.*

Приняв внутренний диаметр направляющего колеса $D_0 = 1100$ мм, — найдем шаг лопатки:

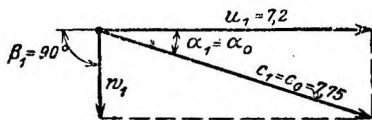
$$t_0 = \frac{1100 \cdot \pi}{20} = 172,5 \text{ мм.}$$

По этим данным можно уже схематически, в произвольном масштабе, изобразить конец лопаточной камеры (фиг. 107), откуда определяется угол $\alpha_1 = \alpha_0$. Аналитически этот угол получился бы из выражения:

$$\sin \alpha_0 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}. \quad \text{Одновременно может быть изображен и входной пара-}$$



Фиг. 107.



Фиг. 108.

лелограмм скоростей (фиг. 108), так как известны: $u_1 = 7,2$ м/сек. и $\beta_1 = 90^\circ$.

Из параллелограмма (фиг. 108) получаем скорость c_1 (или вычислением из выражения: $c_0 = \frac{u_1}{\cos \alpha_0}$):

$$c_1 = c^0 = 7,75 \text{ м/сек.}$$

Из уравнения: $Q = z_0 \cdot a_0 \cdot B_0 \cdot c_0$ определяем, наконец, высоту направляющего колеса:

$$B_0 = \frac{Q}{z_0 \cdot a_0 \cdot c_0} = \frac{2}{20 \cdot 0,055 \cdot 7,75} = 0,235 \text{ м.}$$

Окончательно принимаем:

$$B_0 = 240 \text{ мм.}$$

д) Конструкция обода и вал. Определив таким образом главные размеры, — можно уже приступить к проектированию рабочего колеса, что представлено на фиг. 109. Лопатки изготавливаются из стальных листов толщиной 5 — 6 мм, заливаемых после штамповки в чугунный обод, стенки которого по этой причине делаются достаточно толстыми. При выполнении очертания обоих ободов (венцов) принимается во внимание требование плавного отклонения воды от направляющего колеса ко всасывающей трубе. Вблизи втулки в ободу просверливается несколько отверстий для выравнивания давлений. Вал будет вертикальным, рассчитывается только на кручение по известной формуле:

$$\frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot k_d = M_d,$$

где

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{136}{130} = 75000 \text{ кг см.}$$

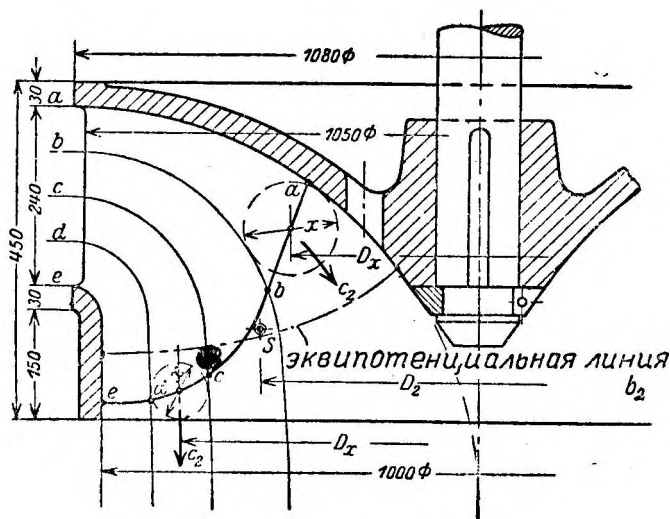
Приняв далее небольшое значение $k_d = 300 \text{ кг/см}^2$ в виду возможности дополнительного появления небольших напряжений от изгиба вала зубчатыми колесами и т. п., получим:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75000}{3,14 \cdot 300}} = 10,8 \text{ см.}$$

Окончательно примем:

$$d = 110 \text{ мм.}$$

е) Линии разделов (линии токов) и кривая выхода. Чтобы можно было в дальнейшем перейти к конструированию лопатки, делят рабочее колесо на элементарные турбины, пропускающие равные



Фиг. 109. Рабочее колесо.

расходы. Разделяющие линии называются в этом случае *линиями разделов* или *линиями токов*. Ширину при входе следует разделить на равные части, так как тогда через них будут проходить почти одинаковые расходы. В противоположность этому ширина на выходе должна быть разделена на то же число неравных уже частей и притом так, чтобы произведение из площади выходной поверхности каждой части на ее средний диаметр было одинаковым для всех частей. Для каждой элементарной турбины получим тогда расход $(D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2$, где $(D_x \cdot \pi \cdot x)$ есть поверхность вращения. При этом принимается, что скорость c_2 почти везде одинакова по величине и направлена перпендикулярно к u_2 , а также, что лопатки на выходе не стесняют сечения. Так как лопатки у выхода сильно заостряются, то поэтому последнее допущение является достаточно реальным.

Выходная кромка обычно выбирается более или менее произвольной, причем окончательное ее начертание устанавливается путем ряда попыток и притом так, чтобы через нее мог пройти весь расход со скоростью $c_2 \sim c_3$, т. е. чтобы было удовлетворено равенство:

$$Q = \Sigma (D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2.$$

Проше всего использовать для этой цели, если это только возможно, кривую, называемую *эквипотенциальной*, обладающую тем свойством, что она пересекает все линии токов под прямым углом. Если S есть центр тяжести (фиг. 109) этой кривой, b_2 и D_2 — ее длина и диаметр центра тяжести, то ясно, что:

$$Q = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_2,$$

так как поверхность выхода (эквипотенциальная поверхность) является тогда поверхностью вращения.

Однако в большинстве случаев (а также и в разбираемом примере) лопатка при этом получается слишком короткой у внешнего обода и, наоборот, длинной у внутреннего обода, а так как здесь окружная скорость u_2 невелика, то поэтому условия выхода вблизи втулки сильно ухудшаются. На этом основании выходную кромку надо выбрать, например, так, как это показано на фиг. 109.

В рассматриваемом примере турбина разделена на четыре части, т. е. выбрано пять линий токов $a \div e$. Выходная кривая разделена на четыре неравных части длиной в 125, 96, 75 и 64 мм, измеренных по хорде между соседними линиями токов, и таким образом имеем приблизительно для каждой части: $D_x \cdot x = 0,061 \text{ м}^2$. Суммированием получаем:

$\Sigma (D_x \cdot \pi \cdot x) = 0,76 \text{ м}^2$, что приблизительно соответствует вычисленной ранее площади входа во всасывающую трубу.

Относительно дальнейшего проектирования лопаток подробнее изложено в § 15.

Б. Быстроходная турбина.

Пример. Требуется спроектировать турбину Френсиса для среднего расхода $Q = 5 \text{ м}^3/\text{с}$ и напора $H = 4 \text{ м}$.

Число оборотов должно быть выбрано настолько большим, чтобы присоединяемый посредством простейшей зубчатой передачи генератор переменного тока мог иметь нормальное число оборотов $n = 750 \text{ об./мин}$.

Турбина должна быть выполнена на вертикальном валу подобно установке, представленной ниже на фиг. 146. Наилучший коэффициент полезного действия должен получиться при $3/4 Q$. Регулирование посредством поворотных направляющих лопаток. Необходимо определить мощность и главные размеры турбины.

а) **Мощность.** При коэффициенте полезного действия $\eta = 0,82$ для полного расхода получаем:

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1000 \cdot 5 \cdot 4}{75} \cdot 0,82$$

$$N_e = 220 \text{ лош. сил.}$$

б) **Всасывающая труба.** Для определения выходной скорости при полном расходе примем, что эта последняя соответствует потеряннй высоте в 12% от напора. Поэтому получим:

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,12 \cdot 4} = 3,1 \text{ м/сек.}$$

Начальный диаметр всасывающей трубы, при отсутствии сужения вала, определится из:

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_2} = \frac{5}{3,1} = 1,61 \text{ м}^2,$$

откуда

$$D_3 = 1430 \text{ мм.}$$

При $\frac{3}{4} Q$ выходная скорость уменьшилась бы до $\frac{3}{4} c^2$, т. е. до $c_2' = 2,3 \text{ м/сек}$, что отвечает высоте около 6,5% от H . Путем соответствующего выполнения всасывающей трубы эта скорость к выходу еще уменьшится, так что часть теряемой энергии будет восстановлена.

в) Диаметр рабочего колеса и число оборотов. Для колеса типа, представленного ранее на фиг. 82, входной диаметр рабочего колеса должен быть принят:

$$D_1 = 1000 \text{ мм.}$$

Принимая далее среднюю быстроходность, чему соответствует, например, $u_1 = 3,3 \cdot \sqrt{H} = 6,6 \text{ м/сек}$ (ср. стр. 69 и 70), получим число оборотов

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 6,6}{1 \cdot \pi} = 125 \text{ об./мин.}$$

Зубчатой цилиндрической передачи с отношением 6:1 было бы вполне достаточно, чтобы получить требуемое число оборотов $n = 750 \text{ мин.}$ на валу генератора.

г) Угол лопатки при входе. При входе в рабочее колесо должно быть удовлетворено основное уравнение турбин, написанное в упрощенном виде:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Примем, что наилучший гидравлический коэффициент Полезного действия получается при $\frac{3}{4}$ расхода, а именно $\eta_h = 0,88$; кроме того примем $\alpha_1' = 25^\circ$. Тогда:

$$c_1' \cdot 6,6 \cdot \cos 25^\circ = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 4,$$

$$c_1' = \frac{0,88 \cdot 9,81 \cdot 4}{6,6 \cdot 0,9} = 5,8 \text{ м/сек.}$$

На фиг. 110 изображен треугольник скоростей, построенный для $\frac{3}{4}$ расхода, при котором соблюдается условие безударного входа; из этого треугольника находим входной угол лопатки рабочего колеса $\beta_1 = 62^\circ$, что вполне допустимо. Относительная скорость при входе равна $w_1' =$

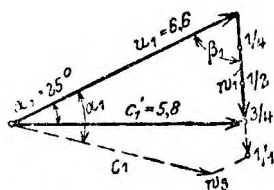
$= 2,8 \text{ м/сек}$; при полном расходе Q она возросла бы до $w_1 = \frac{4}{3} w_1' = 3,73 \text{ м/сек}$ и треугольник скоростей изменился бы так, как это представлено пунктирной линией на фиг. 110 (ср. § 13 В). Более точные значения скоростей и углов могут быть определены лишь по выполнении конструкции направляющего и рабочего колес.

д) Лопатки направляющего колеса и ширина b_0 . На коротком участке пути от выхода из направляющего колеса до входа в рабочее колесо угол и скорости могут быть приняты остающимися без изменения. Поэтому при $3/4 Q$:

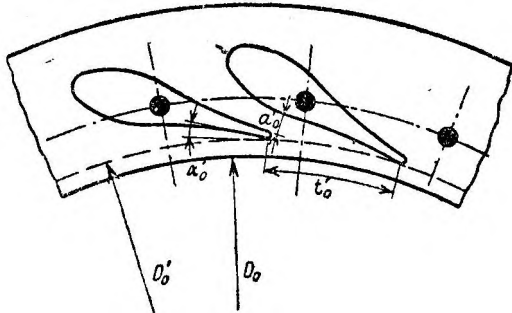
$$c_0' = c_1' = 5,8 \text{ м/сек},$$

$$\alpha_0' = \alpha_1' = 25^\circ.$$

Выбрав далее $Z_0 = 16$ лопаток и принимая при частично прикрытых лопатках внутренний диаметр направляющего колеса $D_0' = 1200 \text{ мм}$ (фиг. 111), — получим:



Фиг. 110.



Фиг. 111.

$$t_0' = \frac{D_0' \cdot \pi}{Z_0} = \frac{1200 \cdot 3,14}{16} = 236 \text{ мм.}$$

Расстояние между лопатками a_0' определим согласно фиг. 107, из равенства

$$a_0 + S_0 = t_0' \cdot \sin \alpha_0' = 236 \cdot 0,42 = 100 \text{ мм.}$$

При небольшой начальной толщине лопаток $S_0 = 10 \text{ мм}$, получим окончательно:

$$a_0' = 90 \text{ мм.}$$

Наконец, ширина направляющего колеса определится, как и в примере А, из выражения:

$$\frac{3}{4} \cdot Q = Z_0 \cdot a_0' \cdot B_0 \cdot c_1',$$

откуда

$$B_0 = \frac{3 \cdot 5}{4 \cdot 16 \cdot 0,09 \cdot 5,8} = 0,448 \text{ мм};$$

окончательно примем:

$$B_0 = 450 \text{ мм.}$$

Ширина направляющего колеса может быть вычислена и таким способом: определяем сначала из треугольника скоростей (фиг. 110) так называемую меридиональную составляющую $c_{m0}' = c_0'' \cdot \sin \alpha_0$ для $3/4$ расхода; далее, принимая коэффициент стеснения выходного сечения лопатками в 0,90, получаем уравнение:

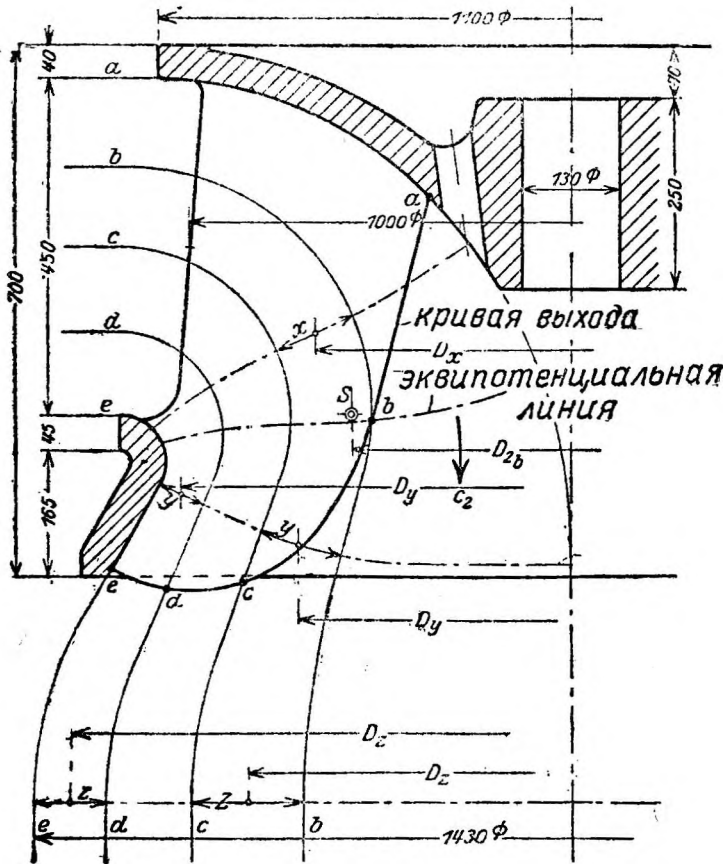
$$\frac{3}{4} Q = 0,9 \cdot D_0' \cdot \pi \cdot B_0 \cdot c_{m0}'.$$

По фиг. 110 скорость $c_{m_0}' = c_1' \cdot \sin \alpha_1' \cong 2,5 \text{ м/сек}$, а потому

$$B_0 = \frac{3.5}{4.0 \cdot 9.1 \cdot 2.3 \cdot 14.2 \cdot 2.5} \cong 0,45 \text{ м},$$

т. е. результат, который был получен ранее.

е) Конструкция обода и вал. Рабочее колесо может быть выполнено так, как это изображено на фиг. 112. Обод из чугуна; лопатки из стальных листов, толщиной $6 \div 8 \text{ мм}$, залиты в обод. Форма обода



Фиг. 112. Рабочее колесо.

ободов такова, чтобы был соблюден плавный переход от входа до всасывающей трубы. Особое внимание должно быть обращено на то, чтобы кривизна на внешнем ободе не была слишком большой во избежание отрыва струек воды и образования пустот, приводящих к коррозии (разъеданию).

Вал может быть рассчитан, как и в примере А, на кручение, принимая $k_d = 300 \text{ кг/см}^2$.

Таким образом будем иметь:

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot k_d = M_d,$$

где

$$M_d = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{220}{125} = 126000 \text{ кг-см};$$

следовательно

$$d = \sqrt[3]{\frac{126000 \cdot 16}{3,14 \cdot 300}} = 12,8 \text{ см};$$

окончательно примем:

$$d = 130 \text{ мм.}$$

ж) Линии разделов (линии токов) и кривая выхода. Как уже было сказано при расчете нормальной турбины (пример А), рабочее колесо делят на несколько элементарных турбин одинакового расхода, для чего проводят линии разделов или линии токов. Ширина при входе попрежнему может быть разделена на равные части. Вся дальнейшая работа производится путем подбора. С этой целью чертят несколько эквипотенциальных кривых, т. е. кривых, взаимно-нормальных к линиям токов (на фиг. 112 эти кривые изображены пунктиром), и добиваются того, чтобы произведение $D_x >$ на x (или D_y на y , D_z на z и так далее) было постоянным для всех участков между линиями разделов.

Положение выходной кромки может быть произвольным, следя, впрочем, за тем, чтобы лопатки не получались слишком длинными и чтобы точка выхода a не была очень близко расположена к нижнему краю втулки. Само собою разумеется, что для разбираемого случая ни одна из эквипотенциальных кривых не может быть выбрана в качестве выходной кромки.

Выходная скорость c_2 у быстроходных турбин не одинакова для точек выхода $a \div e$, как это было принято при расчете нормальной турбины. Если в точках e , d и c и можно еще считать скорость c_2 приблизительно одинаковой, зато в точках a и b эта скорость c_2 будет уже значительно больше, так как выходное сечение в этом месте будет соответственно меньше. Чтобы, например, вычислить скорость c_2 для точки b , проводим через нее эквипотенциальную кривую; ее длина будет $l = 0,53 \text{ м}$, а диаметр центра тяжести — $D_{2b} = 0,58 \text{ м}$. Площадь поверхности вращения, образованной этой кривой, будет равна:

$$D_{2b} \cdot \pi \cdot l = 0,58 \cdot 3,14 \cdot 0,53 = 0,97 \text{ м}^2.$$

Так как расход $Q = 5 \text{ м}^3/\text{сек}$, то поэтому приблизительно имеем:

$$c_2 = \frac{5}{0,97} = 5,2 \text{ м/сек.}$$

При этом, конечно, необходимо принять во внимание, что в действительности через сечение между точками a и b , слегка стесненное лопатками, пройдет только четверть расхода Q .

Подобным образом определяются скорости c_2 и для точек a , c , d и e . Далее приступают к проектированию лопатки, как об этом будет изложено в § 15 для нормальной турбины.

§ 15. Конструирование лопатки рабочего колеса.

Конструкция лопаток рабочего колеса, как было уже упомянуто при рассмотрении движения воды в турбинах, значительно усложняется в тех случаях, когда лопатки должны быть изогнуты в нескольких плоскостях

(поверхности двойкой кривизны), что как раз имеет место в рабочих колесах турбин Френсиса.

Строго теоретическое обоснование всех обстоятельств движения и давлений в подобной лопаточной камере возможно лишь при условии применения так называемой *трехразмерной теории*, рассматривающей все явления происходящими в трех измерениях (пространстве), чего до сих пор еще не удалось сделать.

Поэтому многие исследователи, основываясь на известных предположениях, пытались разрешить эту задачу, пользуясь *двухразмерной теорией*, но реальных практических результатов не достигли.

Здесь следует упомянуть в первую очередь об исследованиях *Пражля, Лоренца, Каплана и Бауэрсфельда*. *

Так как теоретически точное определение лопаточных поверхностей пока что невозможно, то поэтому в настоящее время широко применяется экспериментальный путь для решения этой задачи. Хорошо работающие колеса, с высоким коэффициентом полезного действия, могут быть получены только в том случае, если предварительно изготовленные *модели* колес подвергнуть тщательным испытаниям на специальных испытательных станциях, которые ныне имеются при каждом крупном заводе и высших технических школах. Характеристика модельного колеса, которое может быть изготовлено в небольшом масштабе, даст тогда полную возможность судить о работе и об ожидаемом к. п. д. выполняемой в натуре турбины. **

Для первоначального проекта лопатки рабочего колеса, а следовательно, и модельного колеса, вследствие несостоятельности других теорий продолжают и в настоящее время еще применять устаревшую *струйную теорию*, опирающуюся в своих предположениях на линии токов (см. § 14). Хотя эти предположения и не вполне соответствуют действительным процессам движения жидкости, так как наблюдаются смещения отдельных траекторий, однако подобные неточности оказывают незначительное влияние на конечный результат. Действительно, сказанное должно относиться не к отдельной траектории струйки, а ко всей поверхности лопатки при условии возможно простого и плавного перехода от входной кромки до выходной. Приводимый ниже способ конструирования лопатки, который должен быть применен в примере расчета нормальной турбины (§ 14 А), является лишь иллюстрацией одной из многих возможностей, показывающих как можно получить представление о движении потока и как подойти к практически рациональному конструированию рабочих колес, имея в виду, что всякого рода исправления возможны затем только путем опыта. Нами выбран способ конструирования лопатки, предложенный проф. *Пфарром* (Pfarr), хотя попутно будут отмечены и новейшие достижения.

* *Prásil*. "Die Bestimmung der Kranzprofile und der Schaufelprofile für Turbinen U. Kreiselpumpen". Schweiz. Bauzeitung. Bd. 48 S. 277.

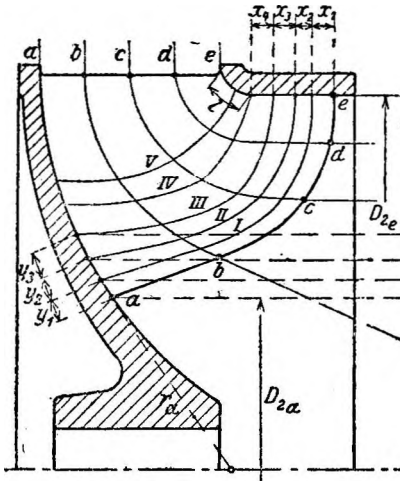
Lorenz "Neue Grundlagen der Turblntheorie". Z. f. d. ges. Turbw. 1905. S. 257, "Neue Theorie und Berechnung der Kreiselläder. Buch, 1906.

Kaplan. "Die zweidimensionale Turbinentheorie usw.". Z. f. d. ges. Turbw. 1912. S. 5 3.

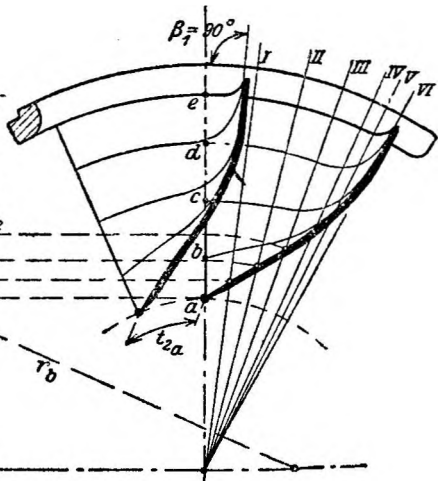
Bauersfeld. "Konstruktion der francisschaufel nach der Lorenzchen Theorie". Z. d. V. d. I. 1912. S 2045

** См. *Oesterlen*, Z. d. V. d. I., 28. S. 1744. См. далее *Thoma*, Z. d. V. d. I., 25, S. 329 u *Stauffer*, Z. d. V. d. I., 25, S. 415.

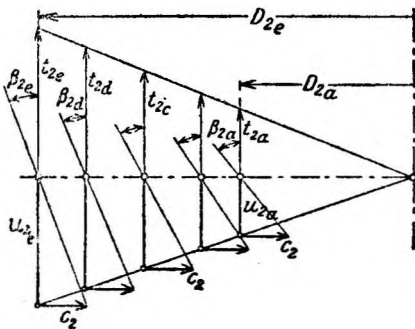
Рабочее колесо, как было показано в п. е предыдущего примера (§ 14 А), делится на некоторое число элементарных турбин путем проведения линий разделов или линий токов. Когда это выполнено, — приступают к вычерчиванию лопатки в различных сечениях, которые берутся вдоль линий токов. У концов лопатки эти сечения располагаются (фиг. 113) на цилиндрических или конических поверхностях, которые, для получе-



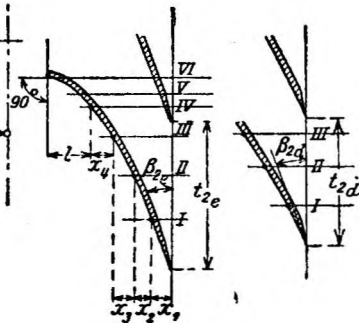
Фиг. 113.



Фиг. 114.



Фиг. 115.



Фиг. 116.

ния правильной формы лопатки, должны быть развернуты в плоскость. * Если при этом требуется, чтобы вдоль всей кривой выхода скорость c_2 была перпендикулярна u_2 , то для этого предварительно следует построить для всех точек выхода $a \div e$ скоростные треугольники, и из последних определить углы наклона лопатки β_2 . На фиг. 115 такое построение

* Подобная развертка конических поверхностей в настоящее время часто заменяется плоским конформным изображением всей кривой лопатки. По данному вопросу см. *Wagenbach, Z. f. d. ges. Turbw., 1907, S. 273* и *Kaplan, Z. f. d. ges. Turbw., 1906, S. 216. Прим. перев.*

выполнено в определенном масштабе (например 1:10); при этом окружная скорость, например, в точке e , получается равной:

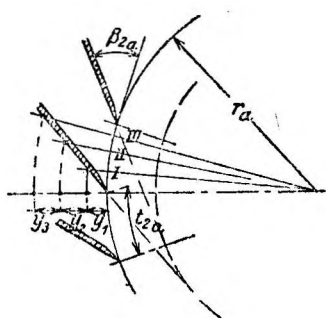
$$u_{2e} = u_1 \frac{D_e}{D_1} = 7,2 \cdot \frac{1}{1,05} = 6,85 \text{ м/сек}$$

и уменьшается пропорционально диаметру, в то время как скорость c_2 должна оставаться для всех точек одинаковой, что и было принято при расчете. Из этой диаграммы (фиг. 115) одновременно определяется шаг лопатки t_2 для различных точек, в предположении, что выбрано 16 рабочих лопаток. Так, например, для точки выхода a шаг лопатки t_{2a} будет равен

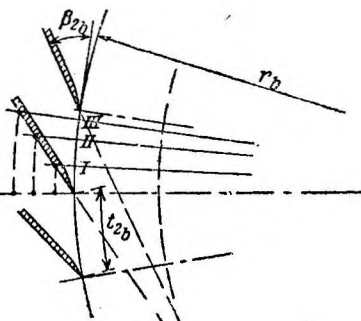
$$t_{2a} = \frac{460 \cdot \pi}{16} = 90,3 \text{ мм}$$

и соответствующий угол $\beta_{2a} \sim 40^\circ$. Для значительно большего шага t_{2e} угол β_{2e} уменьшается приблизительно до 21° .

Концы лопатки в точках e и d можно изобразить непосредственным развертыванием цилиндрических поверхностей (фиг. 116) с сохранением



Фиг. 117.



Фиг. 118.

углов и в предположении некоторой примкнутой кривой, что окончательно должно быть проверено последующим опытом.

На фиг. 117 и 118 представлены развертки конических сечений a и b радиусов r_a и r_b . При этом, на основании новейших исследований (см. стр. 70), углы β_{2a} и β_{2b} можно сохранить на некотором протяжении постоянными, а сами лопатки в этих местах выполнить, ради упрощения, прямолинейными. (Отдельных построений для точки выхода c не производится, так как это мало влияет на окончательное определение поверхности лопатки.)

Б. Перенос и радиальные (меридиональные) сечения.

Выполнение вышеуказанным способом построения сечений (фиг. 116, 117 и 118) должны быть теперь перенесены на план и боковую проекцию лопатки (фиг. 113 и 114), что можно осуществить, например, следующим образом. На проекции в плане (фиг. 114) лучше всего принять расположение точек выхода $a \div e$ вдоль прямой. Пусть это будет, ради упрощения, средней линией. (Такое допущение, конечно, не является

необходимым и принято лишь как простейшее. Всякая другая прямая и даже кривая приводят к той же цели, отчего иногда получаются даже лучшие формы лопаток.) Рядом со средней линией наносят на произвольном расстоянии несколько радиальных сечений, I ÷ VI, перенося таковые также и на развернутые сечения лопатки, где получаются точки пересечения, которые затем могут быть перенесены на обе проекции. Расстояния $x_1 \div x_3$ наносятся, например, по направлению линии тока \widehat{ee} , расстояния $y_1 \div y_3$ в направлении \widehat{aa} и т. д. Этим приемом удастся определить сначала радиальные сечения I, II и III в боковой проекции (фиг. 113), причем довольно равномерный характер очертаний показывает тогда, что таким построением достигается плавность форм лопатки. (При этом имеется в виду дальнейшее исправление очертаний концов лопатки.)

Теперь необходимо дополнить развертку сечения \widehat{ee} , так как на ней отсутствует еще отрезок x_4 и закругление l к началу лопатки. При этом не следует забывать, что в этом месте лопатка должна быть наклонена под углом 90° , как это было принято в нашем примере. Это сечение простирается, как показывает фиг. 116, вплоть до радиального сечения VI, и может быть, таким образом, перенесено по точкам на проекцию в плане (фиг. 114), так как оно и здесь должно доходить до линии VI.

Точки пересечения кривых III, II и I с линиями токов (фиг. 113) связываются затем с таковыми на проекции в плане (фиг. 114), так что на этой последней получают линии токов до радиального сечения III включительно, после чего эти линии дополняются простейшими кривыми вплоть до внешнего обода, где все они должны быть направлены по радиусам. Наконец, полученные этим способом точки пересечения линий токов с радиальными сечениями IV и V могут быть перенесены влево на боковую проекцию, где получим кривые IV и V. Эти последние должны быть возможно более плавными, в противном же случае линии токов справа (фиг. 114) должны быть изменены.

Проекция в плане (фиг. 114) изображает действительную проекцию (план) лопатки, в то время как на боковой проекции (фиг. 113) все точки расположены в одной плоскости, * и, следовательно, лопатка в действительности получит совсем другую форму.

В. Модельные сечения и штамп лопатки.

Так как лопатки большей частью прессуются из железных или стальных листов в горячем состоянии, то необходимо изготовить *штамп* (фиг. 121), на котором уже и придается листам надлежащая форма лопаток.

С этой целью на продольном разрезе турбины (фиг. 119) проводят так называемые *модельные сечения*, ** отстоящие друг от друга на расстоянии, примерно, нормальной толщины досок, *** т. е. около 25 мм;

* В разбираемом случае под *боковой проекцией* надо понимать *круговую цилиндрическую проекцию*, т. е. такую, у которой все точки лопатки, расположенные в одной цилиндрической поверхности, проектируются на плоскость.

Прим. перев.

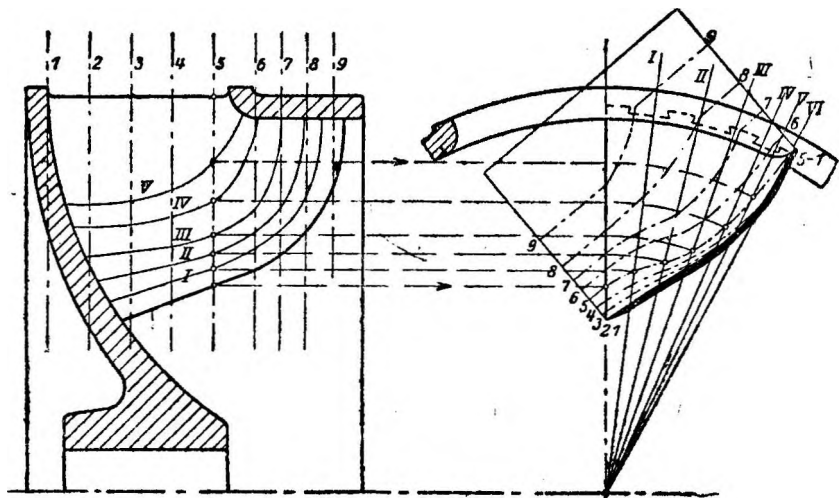
** Сечения, перпендикулярные оси турбины. *Прим. перев.*

*** Из которых обычно делается модель. *Прим. перев.*

при этом желательно вблизи выхода эти расстояния брать меньше, так как лопатки там имеют больший изгиб.

На фиг. 119 показано девять модельных сечений, обозначенных цифрами 1 ÷ 9. Затем необходимо перенести точки пересечения линий 1 ÷ 9 с кривыми I ÷ VI на план лопатки, что легко усматривается из фиг. 119.

Следует иметь в виду, что все переносимые вправо точки сносятся сначала на среднюю линию, а затем уже дугами кругов делаются засечки с соответствующими радиальными сечениями I ÷ VI. Этим путем получаем на плане кривые 1 ÷ 9. Каждое модельное сечение имеет тогда определенный базис и соответствующую кривую, как верхнюю ограничивающую линию.



Фиг. 119 Модельные сечения.

Полученные кривые можно затем начертить с обеих сторон на отдельные короткие доски вышеуказанной толщины, после чего обрезать их соответственным образом.

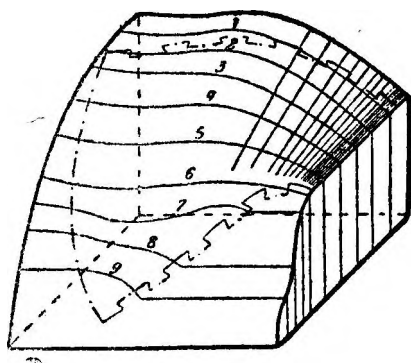
Необходимо далее принять во внимание, что так как полученная модель должна служить для производства отливки, то поэтому все размеры модели должны быть несколько увеличены в виду могущей быть усадки. Для учета последней иногда, например, прокладывают листы бумаги между досками (шаблонами).

Все доски (шаблоны) соединяются вместе и обрабатываются (сглаживаются) на швах, образуя модель, как представлено на фиг. 120. По модели можно, например, отлить штампы из чугуна или стали, части которых могут получить вид по фиг. 121 и служат тогда для придания формы лопаткам.

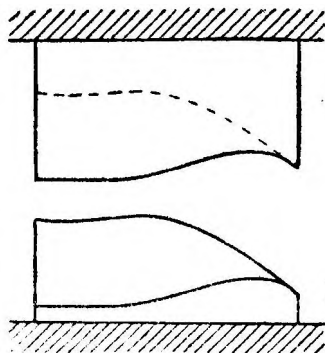
Верхний штамп изготовляется при помощи нижнего и притом так, чтобы (учитывая толщину лопаток) на последний был наложен гипсовый слой, заменяющий лопатку.

Сами лопатки в тех местах, которые впоследствии должны быть залиты в обод колеса, должны иметь закраины шириной по меньшей

мере в 15 мм; этим закраинам для более прочной заделки придается форма ласточкина хвоста, а затем они оцинковываются (фиг. 119 и 120).*



Фиг. 120. Модель лопатки.



Фиг. 121.

§ 16. Регулирование турбин Френсиса.

Направляющие лопатки. Характеристики.

А. Цель регулирования.

Цель регулирования турбин двоякая: поддержание постоянным числа оборотов при переменной нагрузке и сохранение неизменным напора при колеблющемся расходе. В обоих случаях это достигается изменением сечений направляющего колеса.

Хотя турбина Френсиса и не в состоянии развить число оборотов более чем в 1,8 раз против нормального (угонная скорость) (§ 7), однако все же колебаниям нагрузки соответствовали бы значительные колебания числа оборотов, если бы мощность не приравливалась к изменяющейся нагрузке путем увеличения или уменьшения количества протекающей воды. В мельничных установках или в соединении с генераторами постоянного тока незначительные колебания в числе оборотов не имеют особого значения, и в этом случае регулировка может производиться, например, регулятором напряжения (см. ниже: малые турбины, стр. 124). Наоборот, эксплуатация современных генераторов трехфазного тока требует безусловного постоянства числа оборотов, вследствие требования поддержания неизменным числа периодов (частоты).

Вторая цель регулирования касается сохранения неизменным полезного напора H . Если имеет место недостаток воды вообще, то, в случае слишком большого расхода, пропускаемого через турбину (вследствие больших сечений турбины), уровень воды в верхней водяной камере начнет тотчас же снижаться, благодаря чему значительно уменьшится мощность и число оборотов. При этом установится новый, меньший напор H_1 , определяемый из пропорции (§ 10): $H_1 : H = Q_1^2 : Q^2$. Так,

* Вместо ласточкина хвоста в закраинах иногда просверливаются отверстия (в холодном состоянии), иногда же оба способа выполняются одновременно.

Прим. перев.

например, при уменьшении расхода воды с $1 \text{ м}^3/\text{сек}$ до $0,7 \text{ м}^3/\text{сек}$ и при $H = 6 \text{ м}$, получим теперь:

$$H_1 = 6 \cdot \frac{0,7^2}{1} = 6 \cdot 0,49 \sim 3 \text{ м}.$$

Мощность при этом уменьшится с $N \cong 10 \cdot Q \cdot H \cong 60$ лош. сил до $N_1 = 10 \cdot Q_1 \cdot H_1 \cong 21$ лош. сил. Поэтому безусловно необходимо применить аппарат, уменьшающий в этих случаях сечение потока, с тем, чтобы сохранить постоянным хотя бы напор.

Само собою разумеется, что при наличии нескольких турбин такое устройство для уменьшения сечений должно быть выполнено по крайней мере у одной из турбин, с тем, чтобы другие двигатели в дальнейшем могли работать с наивыгоднейшей нагрузкой (см. кривые к. п. д., стр. 77).

Прежде для регулирования устанавливали, например, во всасывающей трубе *дроссельный, клапан* или передвигали над направляющим колесом, именно между направляющим и рабочим колесами *кольцевую заслонку*, посредством которой уменьшался расход воды.

Недостатком этих аппаратов является то, что, во-первых, при регулировании сильно понижается коэффициент полезного действия турбины, и, во-вторых, в самой турбине возникают *вихревые движения*, которые могут привести к чрезвычайно быстрому изнашиванию турбины.

В современных турбинах *Френсиса*, а равным образом и в пропеллерных турбинах, регулирование производится исключительно при помощи изобретенных проф. *Финком* (Fink) поворотных направляющих лопаток.

Б. Поворотные направляющие лопатки.

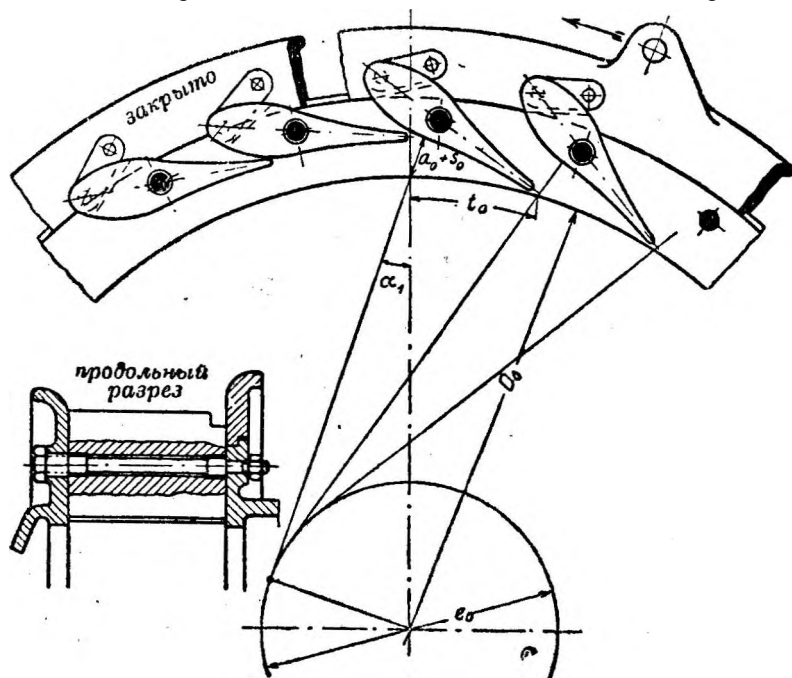
Для получения необходимого изменения поперечных сечений такие лопатки, изготавливаемые из чугуна или отливкой из стали, делаются поворотными вокруг болтов (фиг. 122). Попутно напомним, что в § 11 В подробно был освещен вопрос о влиянии поворота направляющих лопаток на изменение условий входа воды и на коэффициент полезного действия.

Профилирование лопаток может быть выполнено, лучше всего, следующим способом. На окружности внутреннего диаметра (D_0) направляющего колеса наносится расчетный шаг t_0 и далее, как показывает фиг. 122, строится угол $\alpha_1 = \alpha_0$ и притом так, чтобы внутренняя кривая лопатки пересекала эту окружность под тем же самым углом. Благодаря этому получается вспомогательный круг, имеющий диаметр $e_0 = D_0 \cdot \sin \alpha_0$. Проводя далее к этому кругу ряд касательных, проходящих через точки на окружности D_0 , отстоящие на расстоянии t_0 , и откладывая на продолжении касательных полученные по расчету ширину канала a_0 и толщину лопатки s_0 (см. ранее фиг. 107), — можем уже вычертить внутреннюю кривую лопатки дугой круга из центра на окружности e_0 . Остальной части лопатки придается хотя и произвольное, но достаточно плавное и симметричное очертание (фиг. 122), следя однако за тем, чтобы расширение каналов изнутри наружу было равномерным и чтобы лопатки в закрытом положении (слева, фиг. 122) плотно перекрывали друг друга. Для легкой замены отдельных лопаток болты, как показывает продоль-

мый разрез, должны быть так изготовлены, чтобы они могли быть удаляемы в сторону крышки направляющего колеса.

Одновременный поворот всех лопаток производится при помощи поводков, шарнирно соединенных цапфами с лопатами и с внешним вращающимся регулирующим кольцом. Поводки чаще всего изготавливаются из бронзы, а цапфы из дельта-металла. В сквозное отверстие лопатки целесообразно впрессовать две коротких бронзовых втулки.

В настоящее время довольно часто концам лопатки вместо криволи-

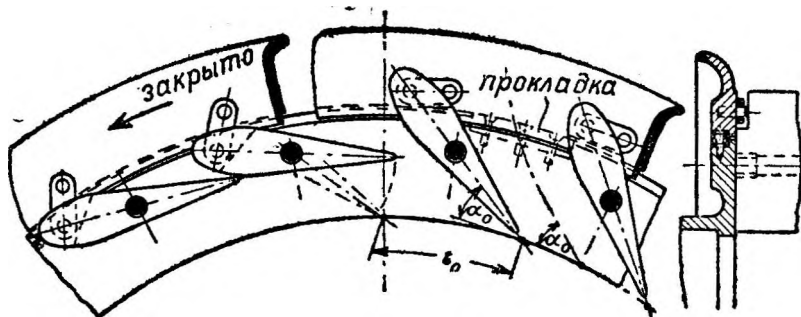


Фиг. 122. Направляющие лопатки криволинейного очертания.

нейного очертания придают прямолинейную форму, что представлено на фиг. 123. На основании сказанного в § 11 А, сохранение на некоторой длине выхода неизменным угла α_0 является вполне допустимым, причем следующее за этим непосредственное расширение канала оказывает даже благоприятное влияние на характер протекания воды. Таким образом прочерчиваемый угол α_0 в данном случае в точности совпадает с направлением средней струйки воды, для чего срединная линия лопатки проводится под тем же углом. Остальная часть лопатки вычерчивается по предыдущему. В больших турбинах регулирующее кольцо для уменьшения трения при вращении опирается не на всю поверхность неподвижного кольца, а только на несколько прокладок, как показывает фиг. 123. Эти прокладки изготавливаются из бронзы или бакаута.

Поворот регулирующего кольца производится извне при помощи регулирующего вала (фиг. 124). Изображенный слева второй короткий вал, удерживаемый в двух подшипниках, соединяется с регулирующим валом посредством штанги и двух рычагов. Так как в шарнирные соединения могут попадать посторонние тела (дерево, лед и тому подобное), то

поэтому все части регулирующего привода должны быть изготовлены особо прочными. Другая конструкция приводного механизма с угловым



Фиг. 123. Прямые направляющие лопатки.

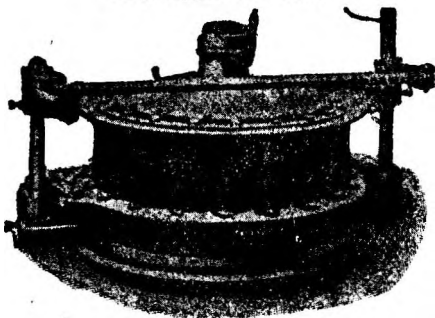
рычагом и двумя штангами, применяемая как при вертикальном, так и горизонтальном расположении турбин, изображена далее на фиг. 149.

В кожуховых турбинах, а равно в очень больших турбинах открытого типа (ср., напр., далее фиг. 150 и 158), находит применение внешнее регулирование (фиг. 125).

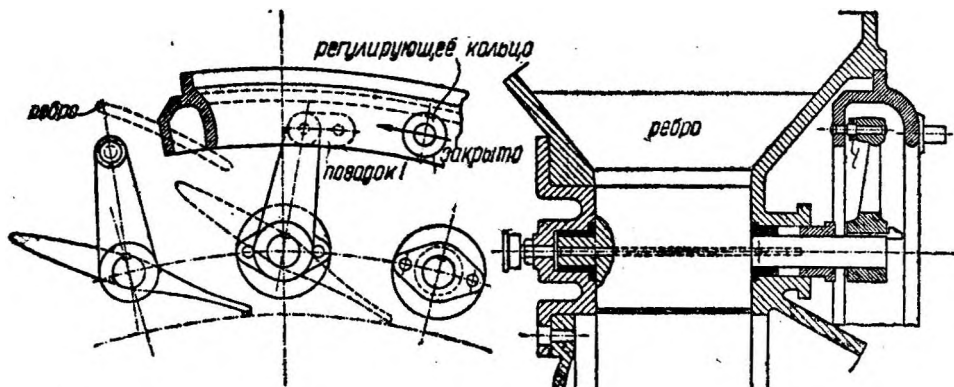
Каждая лопатка, обычно стальная, имеет цапфу, проходящую через стенки кожуха и плотно к ним прилегающую; к цапфе на конце прикреплен рычаг (кривошип). Все рычаги вместе и одновременно передвигаются посредством вращающегося кольца.

Преимущество такого поворота лопаток состоит в то, что все регулирующие части находятся вне кожуха и, следовательно, не подвергаются действию протекающей воды; кроме

Регулирующий вал.



Фиг. 124. Регулирующий привод.



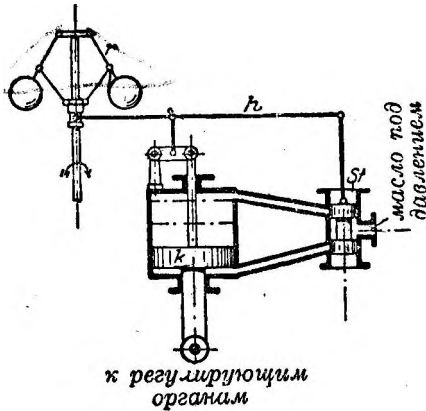
Фиг. 125. Внешнее регулирование.

того, лопатки могут иметь значительно более простую форму. Недостатком же подобного устройства является потребность значительно большего числа отдельных частей, что удорожает конструкцию, а также то, что теряется связь между стенками направляющего колеса вследствие упразднения скрепляющих вертикальных болтов лопаток, отчего должны быть устроены особые ребра (закраины), как показывает фиг. 125.

В. Регулятор.

Регулирование, вообще, может производиться вручную или автоматически.

Так как усилия для перестановки частей регулирующего аппарата бывают весьма значительны, то передвижение этих частей в последнем случае всегда производится посредством так называемого *регулятора непрямого действия*. Чувствительный регулятор паровой машины (пружинный маятник) соединен с клапаном, который позволяет проникающему под большим давлением маслу действовать на поршень, отчего приводятся в движение регулирующие тяги (гидравлический регулятор).



Фиг. 126.

Такие регуляторы непрямого действия в настоящее время строятся на период закрытия от 10 и до 2 сек., т. е. они могут при мгновенной разгрузке турбины остановить последнюю в течение указанных нескольких секунд.

Так как в настоящее время регуляторы являются главнейшей составной частью всех крупных гидравлических установок, то здесь следует указать на способ их действия и конструкцию, согласно схематическому чертежу на фиг. 126. Чертеж этот изображает *гидравлический регулятор* непрямого действия, который приводится в движение маслом, находящимся под давлением в $10 \div 25$ атм. Он состоит из следующих главнейших частей: центробежного регулятора или маятника r , распределительного клапана st и рабочего поршня k (называется *сервомотор*), * который приводит в движение регулирующие тяги. Действие регулятора, в коротких словах, заключается в следующем:

1. Положение по чертежу: состояние равновесия и нормальное число оборотов n .

2. n повышается вследствие разгрузки турбины: муфта центробежного регулятора (маятника) поднимается, распределительный клапан опускается, масло под давлением течет под поршень k .

3. Поршень поднимается и закрывает лопатки направляющего колеса.

4. Одновременно с поршнем поднимается распределительный рычаг h ,

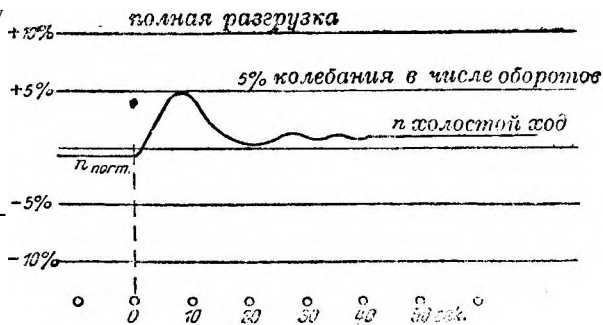
* *Сервомотором*, вообще, называется вспомогательный двигатель, обладающий достаточной мощностью, чтобы выполнить самый акт регулирования, после того как ему будет дан импульс от центробежного регулятора, управляющего сервомотором. *Прим. перев.*

и золотник вновь попадает в среднее положение, т. е. происходит *выключение* (*Nachführung*).

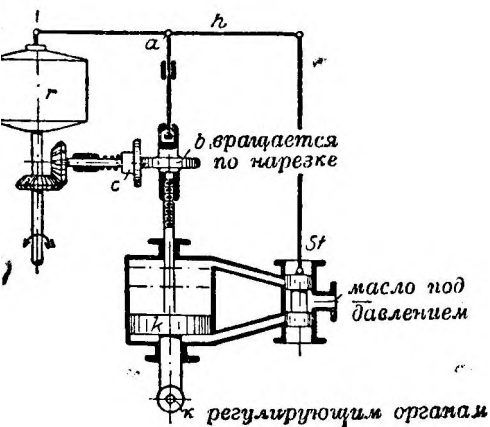
5. Этим достигается опять остановка аппарата. Однако, в виду того, что муфта центробежного регулятора расположена теперь несколько выше, чем в первом случае, новому состоянию равновесия соответствует более высокое число оборотов.

На фиг. 127 представлена *диаграмма регулирования* (Тахограмма), отвечающая разобранному случаю.

Новое равновесное состояние наступает раньше или позже в зависимости от величины вращающихся масс и типа регулятора (маятника). При отсутствии же упомянутого выше *выключения* имело бы место непрерывное колебание около положения покоя, так как золотник постоянно закрывал бы или открывал впуск жидкости, а, следовательно, почти невозможно было бы достигнуть равновесного состояния.



Фиг. 127.



Фиг. 128.

Наряду с регуляторами по схеме фиг. 126 строятся также и такие, которые при каждой нагрузке автоматически приводят число оборотов к нормальному.

Подобный регулятор схематически представлен на фиг. 128. Действие его состоит в следующем:

1. Положение по чертежу: состояние равновесия и нормальное число оборотов n .

2. n увеличивается, муфта регулятора (маятника) поднимается, распределительный клапан опускается, масло под давлением течет под поршень k .

3. Поршень поднимается и закрывает лопатки направляющего колеса.

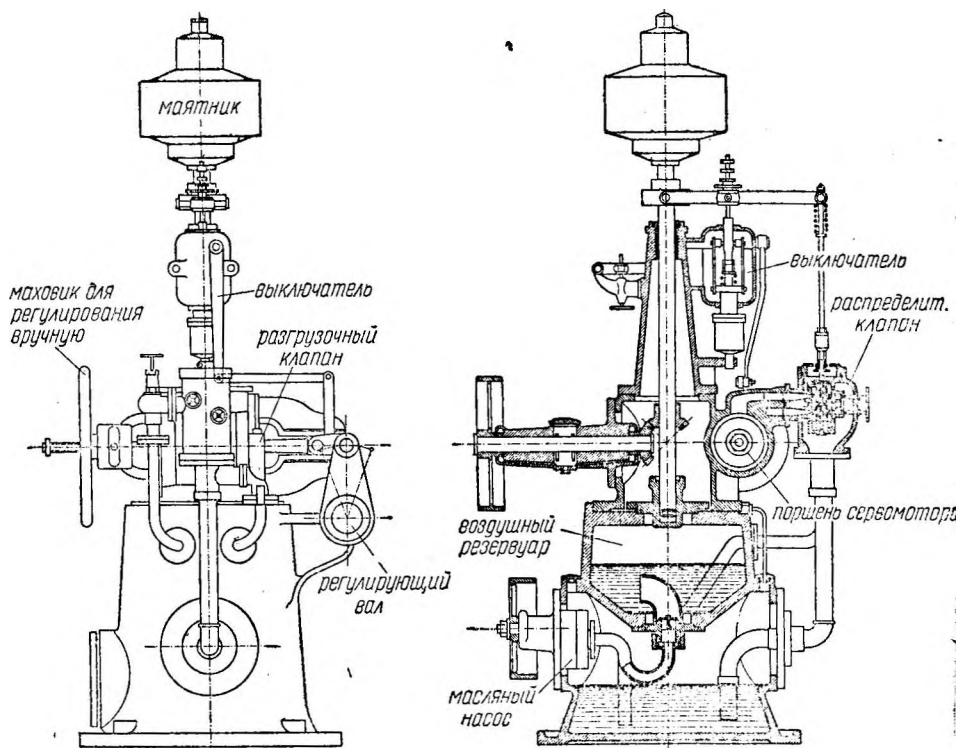
4. Одновременно с поршнем поднимается распределительный рычаг h , и золотник попадает опять в среднее положение.

5. Вместе с этим аппарат временно приостанавливается.

6. Приподнятый фрикционный диск b ввинчивается вниз посредством диска c до тех пор, пока точка a не станет в первоначальное положение I. Вместе с этим приходит в свое первоначальное положение и муфта маятника, и таким образом устанавливается прежнее нормальное число оборотов n , что достигается так называемым *выключателем*. *

* *Ruckführung* переведено как выключатель (см. проф. И. Есьман "Водяные двигатели", Тифлис, 1929 г., примеч. на стр. 208). *Прим. перев.*

Гидравлические регуляторы изготавливаются с воздушным резервуаром и без него. Фиг. 129 и 130 изображают, например, регулятор фирмы I. M. Voith, Heidenheim. В кожухе внизу находится резервуар с прикрепленным сбоку зубчатым роторным насосом для нагнетания масла. Последнее под давлением подается через возвратный клапан в воздушный резервуар, откуда поступает через трубопровод к распределителю



Фиг. 129—130. Регулятор завода Фойт.

(распределительному клапану). Если масло не расходуется, то оно протекает через перепускной клапан обратно в масляный резервуар. Распределитель имеет обычную конструкцию с круглым золотником и узкими окнами, отчего высота хода получается очень незначительной. Посредством рабочего поршня, движущегося в горизонтально расположенном цилиндре сервомотора, вращается кривошип, поворачивающий при этом регулирующий вал. Ход поршня может быть ограничен ручным приводом, служащим одновременно вспомогательным регулятором на тот случай, если бы гидравлический регулятор отказался действовать. Выключатель (см. схему, фиг. 126) соединен со штоком рабочего поршня посредством рычажной передачи.*

* Желающим более подробно ознакомиться с конструкцией и действием современного гидравлического регулятора можно рекомендовать статью переводчика о регуляторах Волховских турбин, помещенную в № 9 "Бюллетеня Волховского строительства", 1927 г. *Прим. перев.*

Гидравлические регуляторы больших размеров изготовляют ныне без воздушного резервуара, так как при внезапных авариях последние отказываются действовать. Взамен этого применяют два зубчатых насоса, действующих одновременно и, в зависимости от потребности главного распределительного клапана, нагнетают масло или же работают вхолостую. Один из насосов небольшой и управляет точной регулировкой, в то время как другой, более мощный, производит перестановку рабочего поршня (сервомотора). Преимущество такой конструкции заключается в постоянной ее готовности к работе, особенно при резких колебаниях нагрузки турбины.

Чтобы осуществить вторую цель регулирования (см. стр. 92),— каждый регулятор снабжается так называемым *ограничителем открытия* на случай уменьшения расхода воды. Такое ограничение производится большей частью от руки посредством ручного колеса и шпинделя, что видно на фиг. 129. Это же ограничение открытия может осуществляться и автоматически при помощи поплавка в верхнем бьефе и соединенного с ним стального канатика. Фирма Фойт (I. M. Voith) изготовляет особый *регулятор постоянства горизонтов* (D. R. P.) с воздушной передачей, вполне себя зарекомендовавший и лающий возможность осуществлять передачу также на большие расстояния, как, например, в установках с водоудержательными плотинами и пр. При снижении уровня верхнего бьефа направляющие лопатки турбины прикрываются в соответствии с уменьшившимся расходом воды. *

Г. Характеристики и кривые коэффициентов полезного действия.

а) Чтобы исследовать работу определенного рабочего колеса, например модельного колеса, при различных нагрузках, — снимаются так называемые характеристики. Подлежащая исследованию турбина на испытательном станде подвергается торможению под произвольным напором. ** При этом для определенных открытий направляющих лопаток фиксируются различные мощности, расходы и числа оборотов, после чего вычисляются соответствующие коэффициенты полезного действия. Обычно приняты полученные опытным путем значения всех этих величин относительно к 1 м напора (см. § 10) и затем уже строить главную характеристику.

На фиг. 131 изображены такие характеристики для нормального рабочего колеса, имеющего $D = 350$ мм и выполненного фирмой А. Ветциг в Виттенберге (A. Wetzig, Wittenberg); снятые автором на опытной установке Высшей Машиностроительной Школы в Штеттине. Все значения отнесены к единице напора $H = 1$ м. На чертеже видно, что кривые мощности N_p подобны параболам, причем как при $n = 0$, так и при холостом ходе пересекаются с нулевой линией.

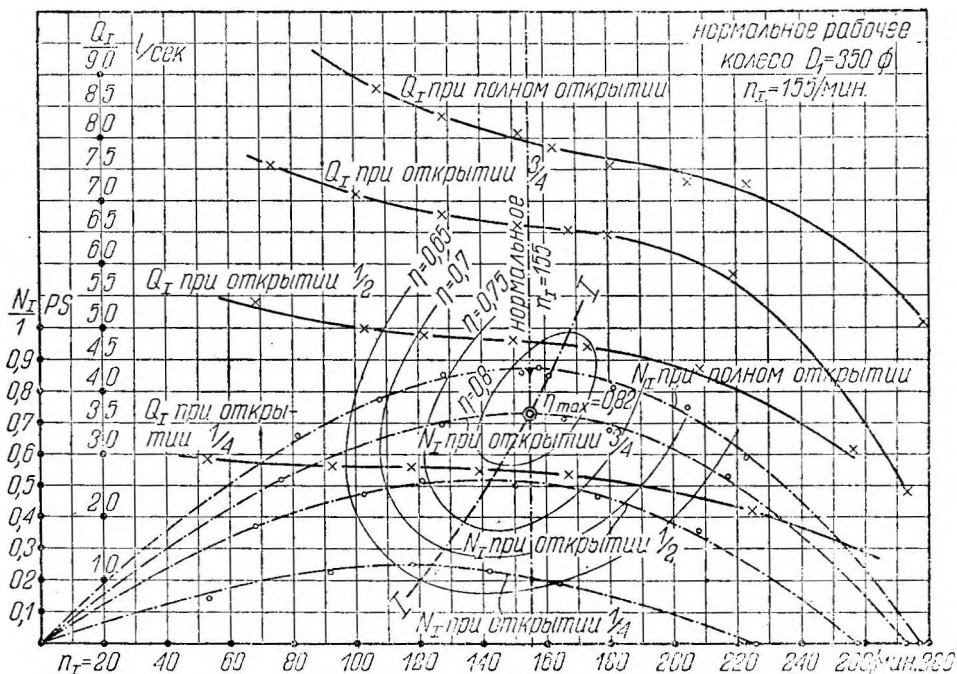
Кривые расхода Q_p имеют максимум при небольшом числе оборотов и снижаются постепенно, т. е. количество воды уменьшается при неизменном напоре и возрастающем числе оборотов. Кривые одинаковых

* Подробнее об этом см. Z d. V. d. I., 1911, S. 1522.

** Для производства подобных тормозных испытаний могут служить: "Правила приемочных испытаний гидравлических двигателей", издание VDI, 1926.

коэффициентов полезного действия $\eta = 0,8$ до $0,6$ подобны эллипсам. Наилучший коэффициент полезного действия $\eta_{\max} = 0,82$ лежит на линии нормального числа оборотов $n_1 = 155$ и кривой N_I для $3/4$ расхода, для которого сконструировано рабочее колесо.

Таким образом характеристики эти показывают применимость рабочего колеса при различных нагрузках и числах оборотов. При наилучшем



Фиг. 131. Характеристики нормальной турбины.

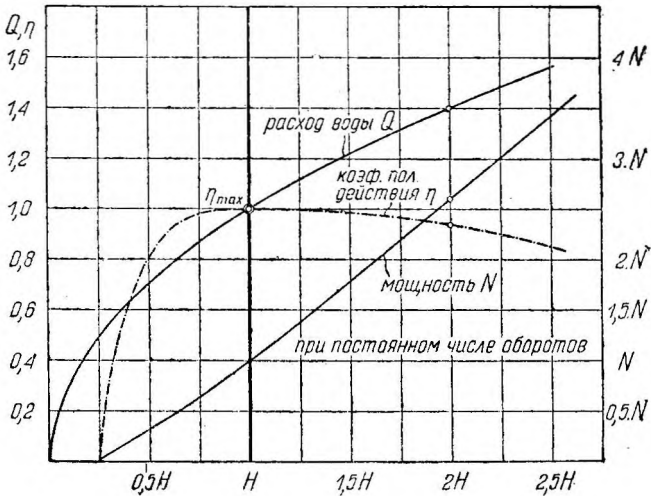
коэфф. полезн. действия и при расходе $3/4 Q_I$ получают мощность $N_I = 0,72$ и $n_1 = 155$, чему соответствует коэффициент быстроходности $n_s = n_1 \sqrt{N_I} = 132$.

Если бы, например, пожелали применить это же колесо при $n_1 = 200$, то согласно диаграмме (фиг. 131) получили бы при $3/4 Q_I$ только $N_I = 0,61$ лш. сил. и $\eta = 0,7$; при этом коэффициент быстроходности возрос бы до $n_s = 156$. Подобным образом могут быть вычислены и остальные величины, а также установлены пределы применимости рассматриваемого рабочего колеса.

б) Приведенными главными характеристиками (фиг. 131) остались нерассмотренными кривые к. п. д. в том виде, как они были представлены ранее на фиг. 104. Значения к. п. д. для различных расходов получают в процессе тех же тормозных испытаний и затем строится график, показывающий зависимость к. п. д. от величины расхода при постоянном числе оборотов; такой график, именуемый *рабочей характеристикой*, весьма важен для сравнения различных форм рабочих колес, например нормального, быстроходного и т. д.

в) Так как в гидросиловых установках при малых напорах приходится иметь дело всегда с небольшими колебаниями напора, то заранее желательно знать, как при неизменном числе оборотов отражаются эти колебания на работе турбины. Как известно, непосредственное соединение турбины с генератором требует постоянного числа оборотов, что практически достигается при помощи регуляторов.

Фиг. 132 представляет диаграмму изменений мощности N , расхода Q и к. п. д. η нормальной турбины Френсиса,* в зависимости от изменения напора H при постоянном числе оборотов n (рабочие характеристики). Из диаграммы видим, что мощность изменяется почти линейно в функции от H , обращаясь в 0 при снижении напора до $0,25$ от нор-



Фиг. 132.

мальной величины. Расход увеличивается с увеличением H , изменяясь приблизительно по параболической кривой.

К. п. д. имеет максимум при расчетном напоре H и обращается в 0 при напоре около $0,25H$; кривая к. п. д. снижается вправо сравнительно более медленно, откуда видно, что, при увеличении напора примерно в 2 раза против расчетного, к. п. д. уменьшается лишь на несколько процентов.

По диаграмме расчетному напору H соответствует нормальная мощность N , расход Q и наибольший к. п. д. η_{max} . При увеличении высоты напора до $2H$, — мощность увеличивается до $2,6N$, расход до $1,4 Q$ и к. п. д. падает приблизительно до $0,92\eta_{max}$. При испытании одной из турбин было, например, получено: при нормальном напоре t_f , равном 4 м, мощность $N = 20$ лш. сил, $n = 140$ и $\eta = 0,82$. При увеличении высоты напора до $H = 8$ м получим, при сохранении постоянного числа оборотов, увеличение мощности до 52 л. с. и уменьшение к. п. д. до $0,75$.

Для быстроходных турбин Френсиса, а также для пропеллерных турбин, получаемые характеристики подобны представленной на фиг. 132

* См. Dubs, Z. d. V. d. I., 1924, S. 873.

для нормального типа. Для пропеллерных турбин наблюдается даже несколько большее снижение кривой к. п. д. при увеличении высоты напора.

§ 17. Опорные подпятники.

Так же как регуляторы, подпятники являются одной из важнейших частей турбин и необходимы при вертикальном расположении валов. Опоры вала, находящиеся на фундаменте нижней водяной камеры и называемые *подводными подпятниками*, в настоящее время уже больше не встречаются, и теперь применяются лишь так называемые *надводные цапфы* или *пяты*, помещаемые по возможности в доступных местах.

Еще 20 лет тому назад были очень распространены сплошные пяты (пяты Фонтэна), насаживаемые на опорные стержни, опирающиеся в фундамент. При этом вращающий момент передавался вверх посредством полого вала рабочего колеса (см. схематич. фиг. 51, 52 и т. д.). Сплошные пяты сказались однако мало пригодными для больших нагрузок, а кроме того, вследствие необходимости устройства полого вала, конструкция получалась дорогой, а потому ныне подобные пяты не изготавливаются.

В настоящее время применяются следующие виды подпятников:

А. Простой кольцевой подпятник.

Подобная конструкция в целом вместе с коническими колесами и соответствующими подшипниками для валов представлена на фиг. 133 и 134. Кольцеобразные опорные плиты выполнены частью из стали, частью же из бронзы. Опорные поверхности непрерывно смазываются маслом, которое подводится винченной во внутрь трубкой и поддерживается на одном уровне. Для установки по высоте служит калиброванное кольцо, опирающееся на двухполовинчатое кольцо, удерживаемое в круговой выточке вала.

Пята помещается в так называемой опорной раме, конструкция которой представляет особую важность, так как на нее передается вся нагрузка. На опоре рамы и под пятой расположены нормальные подшипники, из коих верхний состоит из двух частей. Общую конструкцию одной турбины с такой опорой представляет далее фиг. 141.

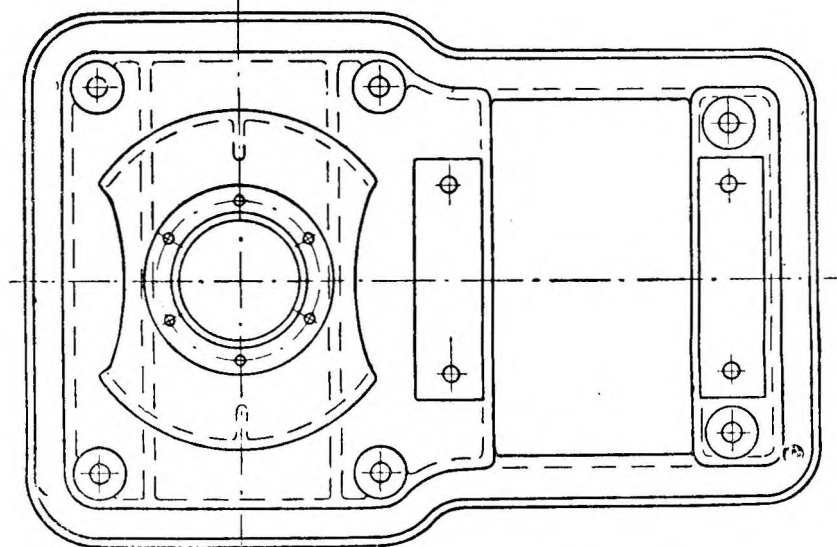
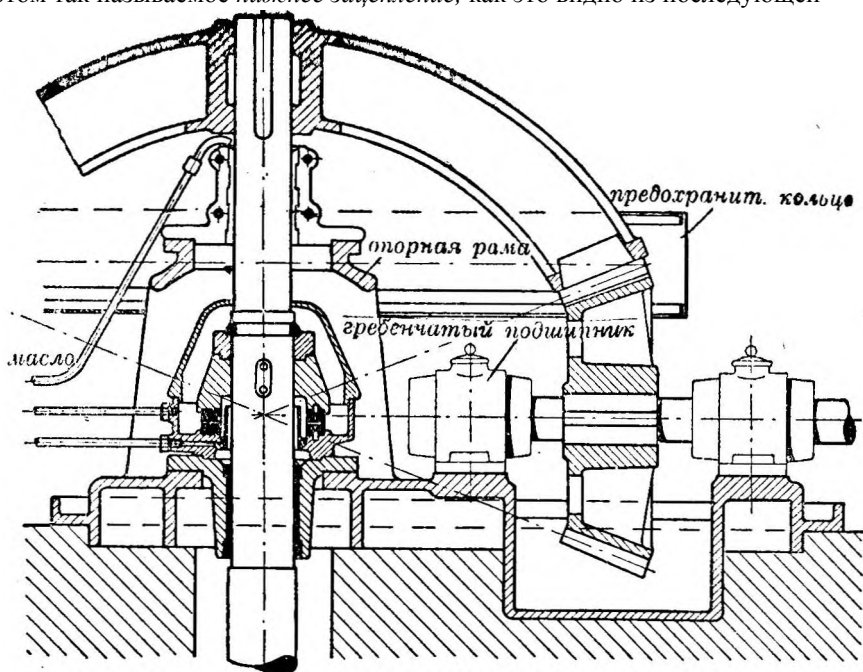
Чтобы уменьшить конструктивную высоту пяты вместе с опорной рамой и избежать вторичного укрепления турбинного вала, применяют конструкцию, изображенную на фиг. 140, т. е. опорные диски помещают непосредственно под коническое колесо и, следовательно, пяту над опорой. Установка по высоте и здесь возможна только с помощью калиброванного кольца.

Преимуществом этой конструкции, наряду с ее простотой, является то, что давление на зуб конического колеса пересекается в середине опоры, а потому не возникает в вале напряжений от изгиба, и обеспечивается спокойный ход.

Тот же результат достигается по фиг. 133 путем выбора определенной высоты подпятника.

Если требуется соединить несколько вертикальных турбин с одним общим горизонтально расположенным трансмиссионным валом, то для этой цели необходимо особое укрепление опорной пяты, а именно на

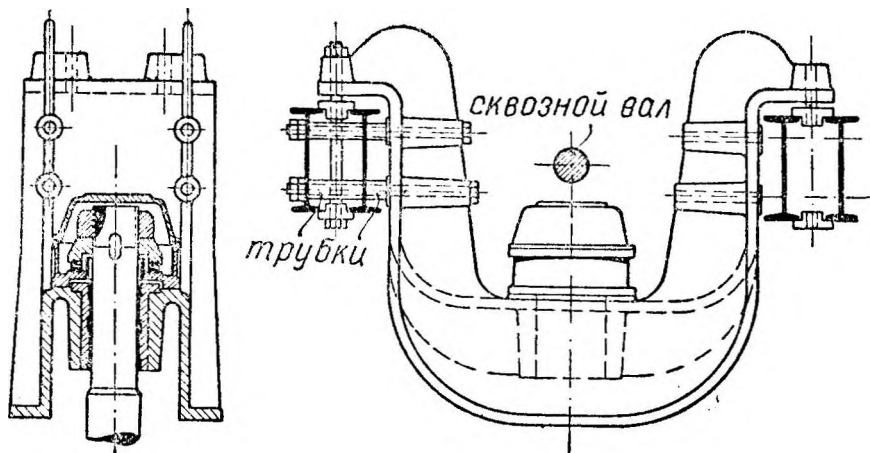
подвесках, согласно фиг. 135. Конические зубчатые колеса имеют при этом так называемое *нижнее зацепление*, как это видно из последующей



Фиг. 133 — 134. Кольцевой подпятник с опорной рамой.

фиг. 142, в то время как установка колес по фиг. 133 снабжена *верхним зацеплением*, что, вообще говоря, предпочитается. Чугунная выгнутая вниз подвеска с обеих сторон крепко привинчена к двутавровым

балкам и удерживает верхний подпятник турбинного вала и опорную плиту, имеющую описанную выше конструкцию, и отличающуюся лишь возможностью установки по высоте благодаря наличию нарезки на конце

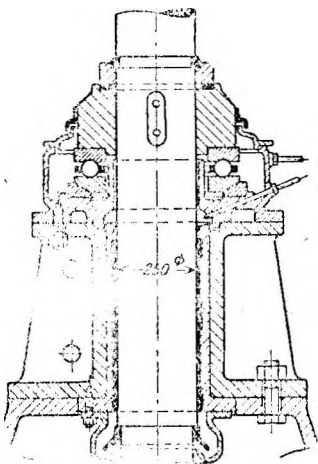


Фиг. 135. Кольцевой подпятник на подвеске.

вала. Очевидно, что в данном случае привертывание гайки к опорному кольцу должно производиться с помощью накладного ключа.

Б. Шариковый подпятник.

Конструкция этого типа для вала диаметром 250 мм представлена на фиг. 136. Собственно подпятник имеет обычную ныне форму со сферическим установочным кольцом. Закаленные и отшлифованные шарики вращаются в клетке между двумя половинками опорных колец обоймы. В данном случае имеется также короткая подводящая трубка, благодаря чему масло поддерживается на одном уровне. Обыкновенный направляющий подшипник вала получает смазку по отдельной трубе.



Фиг. 136.

В. Сегментный подпятник.

При больших нагрузках применяются почти исключительно так называемые *сегментные опорные подпятники*, вполне себя зарекомендовавшие в работе.

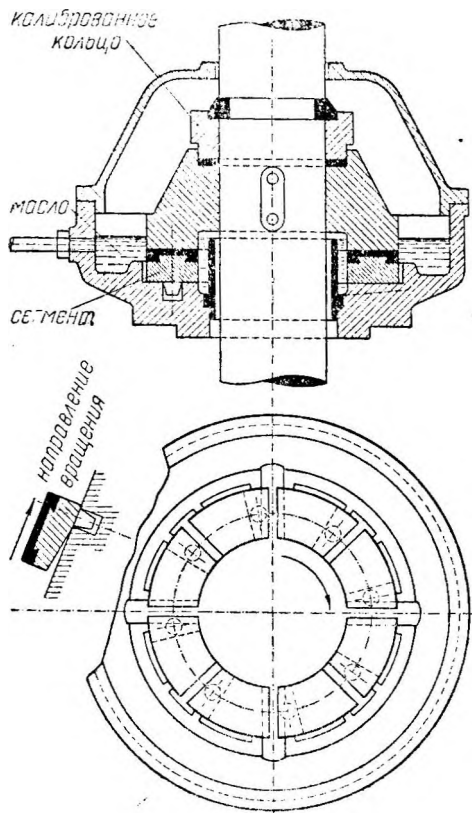
Они известны в судостроении под названием *однодисковых подпятников*, или *подпятников Мичеля* (Michel), и много лет с успехом применяются для валов гребных винтов. Расположенное в подпятнике опорное кольцо состоит, как показано на фиг. 137, из отдельных сегментов, не полностью лежащих на своем нижнем основании, но качающихся во-

круг опорной призмы и потому могущих быть установленными несколько косо. Вследствие этого при вращении вала и прикрепленного к нему опорного кольца вводится в получающийся клинообразный зазор масло и увлекается таким образом, что между обоими опорными кольцами постоянно остается тонкий слой масла, т. е., следовательно, автоматически достигается непрерывное плавание верхнего кольца на слое масла.

Сегменты изготовлены из чугуна и покрыты толстым слоем белого металла. Для предотвращения сдвига сегментов, последние снизу снабжены цапфами. Чтобы масло хорошо проникало в зазор, кромки слоя металла закругляют.

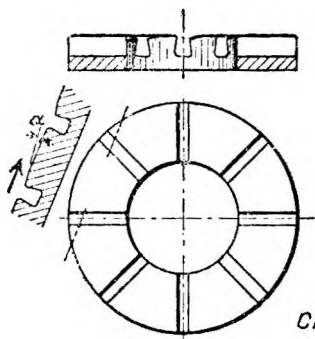
Сегментный подпятник завода Эшер-Висс (Escher, Wyss u. Co., Zurich) отличается в основном от вышеописанного тем, что сегменты соединены друг с другом (фиг. 138), образуя сплошное кольцо с радиальными вырезами. Поверхность сегментов имеет небольшой наклон (фиг. 138), благодаря чему масло легко засасывается (между трущимися поверхностями), каковая особенность полностью себя оправдала.

Фиг. 139 изображает большой сегментный подпятник, изготовленный заводом Фойт (Voith, Heidenheim), для нагрузки в 500 т при $n = 150$ об./мин. Отдельные сегменты имеют диаметры: внешний — 1,9 м и внутренний — 0,95 м; изготовлены они из чугуна, а трущиеся поверхности покрыты слоем белого металла. Для осуществления некоторой подвижности сегментов вокруг нижней средней точки, где поставлены удерживающие цапфы (как в предыдущем примере), а, следовательно, во избежание нежелательных последствий от косо́й установки, — нижняя поверхность сегментов делается сферической формы; кроме того, для получения надлежащей эластичности, сегменты снизу подпираются некоторым числом спиральных пружин (фиг. 139). В резервуаре подпятника для отвода возникающего от трения тепла подвешен охлаждающий змеевик (на фиг. не показан), погруженный в масло; это последнее, кроме того, непрерывно перегоняется зубчатым насосом через охладитель и затем обратно возвращается в резервуар. Следует иметь в виду, что масле под таким большим давлением всасывается в клинообразный зазор лишь при определенной скорости, благодаря чему возникает трение жид-

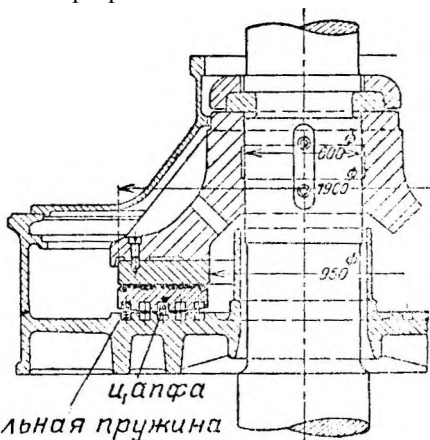


Фиг. 137.

кости. Поэтому при остановке больших турбин необходимо всегда торможение (см. например далее фиг. 162), чтобы по прекращении действия засасывания подпятник от вращения не перегрелся.



Фиг. 138.



Фиг. 139.

Г. Расчет подпятников.

Расчет всех опорных пят производится на сжатие поверхностей, а также на нагревание. Полная нагрузка, которую должна принять пята, составляется из:

1. Веса вала и вращающихся частей пяты;
2. Веса рабочего колеса, включая сюда и вес заключенной в нем воды;
3. Веса конического колеса и ротора генератора;
4. Избыточного давления в зазоре, т. е. разности давлений между верхней и нижней поверхностями рабочего колеса (у большинства рабочих колес благодаря каналам у втулки это давление частично уравнивается);
5. Вертикально направленной составляющей давления струи (§ 9 Б).

Указанные в п.п. 4 и 5 давления для разных типов колес бывают весьма различны. * Так, например, у нормальных колес эти силы могут дать результирующую вверх, так как давление струи может быть направлено вверх. У сверхбыстроходных же турбин (и особенно у пропеллерных) имеют место весьма значительные нагрузки (на подпятник), так как полное избыточное давление и почти все давление струй (вертикальные составляющие) направлены вниз. Подпятник по фиг. 139 для быстроходной турбины Френсиса воспринимает, например, нагрузку в 225 от веса всех подвешенных частей, а остальная нагрузка в 275 от приходится на избыточное давление в зазоре, давление струи и вес воды.

Пяты (под литерой *А*) должны быть рассчитаны таким образом, чтобы среднее давление на поверхность между опорными дисками не превышало $50 \div 70 \text{ кг/см}^2$. Шарик подпятника (под литерой *Б*) могут быть рассчитаны по формуле *Штрибека* (Striebeck):

$$P = i \cdot (50 \div 100) \cdot d^2,$$

* Суммарно по величине и по знаку. *Прим. перев.*

где P — нагрузка, l — число шариков и d — диаметр шариков (в см); или же они выбираются согласно допускаемым данным специальных фабрик.

В сегментных подпятниках для предварительного расчета принимают удельную сжимающую нагрузку от 10 до 20 кг/см²; однако в действительности, как показали опыты, удельные давления распределяются чрезвычайно неравномерно, возрастая от нуля (у краев) до 100 кг/см² (в середине) и более.

§ 18. Виды установок турбин Френсиса.

Установка в целом зависит, вообще, от высоты напора; при этом различают следующие главнейшие виды.

А. Водяная камера. Вертикальный вал.

На фиг. 140 изображена небольшая турбинная установка.

Направляющее колесо служит одновременно и фундаментным кольцом, посредством которого оно опирается на промежуточный пол, отделяющий верхнюю водяную камеру от нижней. К колесу подвешена всасывающая труба, которая, вообще, может иметь длину не более 3 м. Рабочее колесо закрыто сверху удобно поднимающейся крышкой. Вал подвешен на кольцевой пяте, которая помещена непосредственно под втулкой конического колеса и не требует особого регулирования. Далее вал удерживается в направляющих подшипниках под пятой и в крышке рабочего колеса, где устраивается также сальник. Регулирование производится от вертикально расположенного вала, который внизу вращает поворотный обод направляющего колеса (регулирующее кольцо) посредством рычага и тяг, а сверху приводится в движение при помощи рукоятки, шпинделя и ручного колеса. Рабочее колесо в данном случае принадлежит к нормальному типу; его крутящий момент передается вверх на горизонтальный вал посредством пары конических колес. Большое коническое колесо, снабженное деревянными зубьями большей частью обычной колоколообразной формы, имеет *верхнее зацепление*, допускающее подъем всего вертикального вала с заклиненными частями, не задевая при этом бокового вала.

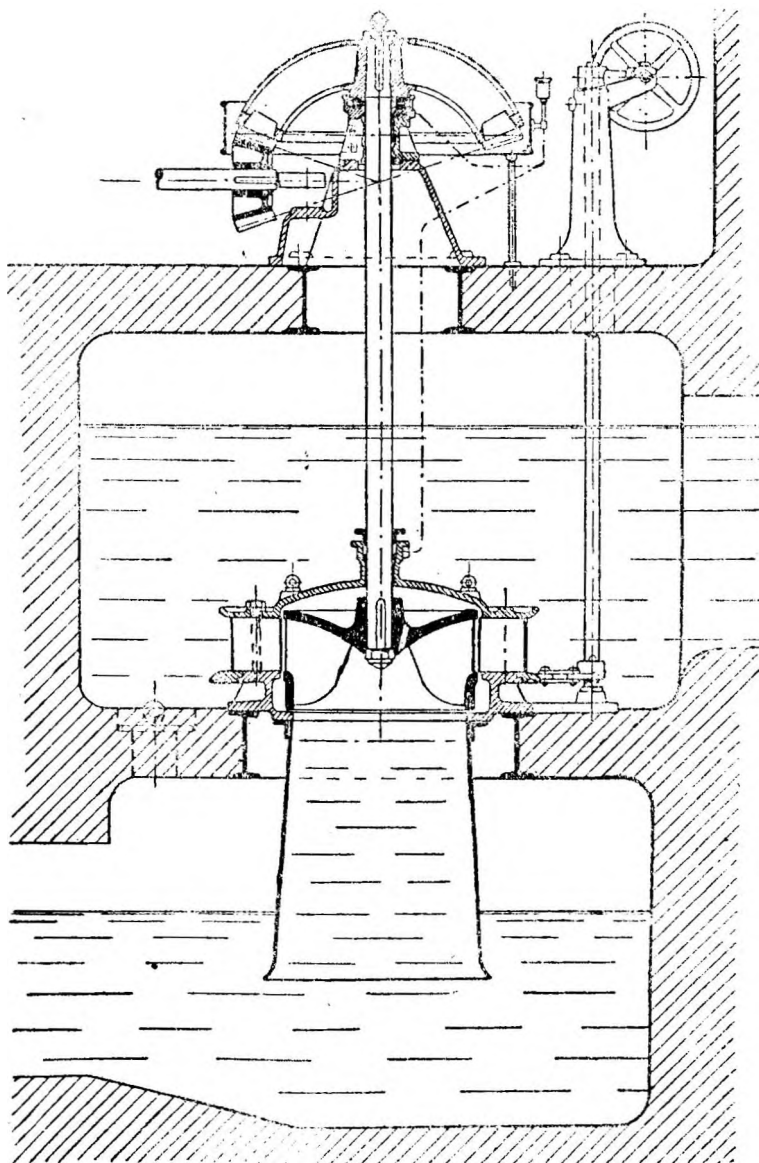
Смазка подводится к подшипникам, как показано на фиг. 140, на которой также изображено предохранительное кольцо из листового железа для конического колеса.

При установке турбины в водяную камеру имеет значение следующее: рабочее колесо должно помещаться по меньшей мере на 1 м ниже верхнего уровня воды, а всасывающая труба должна быть погружена не менее как на 0,1 м ниже нижнего уровня. Если же не представляется возможным получить требуемую высоту воды над рабочим колесом, то в этом случае необходимо крышку турбины расположить выше и создать нечто вроде сифона, как это представлено на фиг. 151 для горизонтальной турбины.

Турбинной камере придается ширина приблизительно в три раза больше диаметра рабочего колеса. Отводные и подводящие воду каналы должны иметь, по возможности, прямоугольное поперечное сечение (ши-

рина в 2 раза больше глубины), соответственно скорости воды в 0,8 — 1 м/сек.

Подобную установку, с опорной рамой и специальной пятой, выпол-

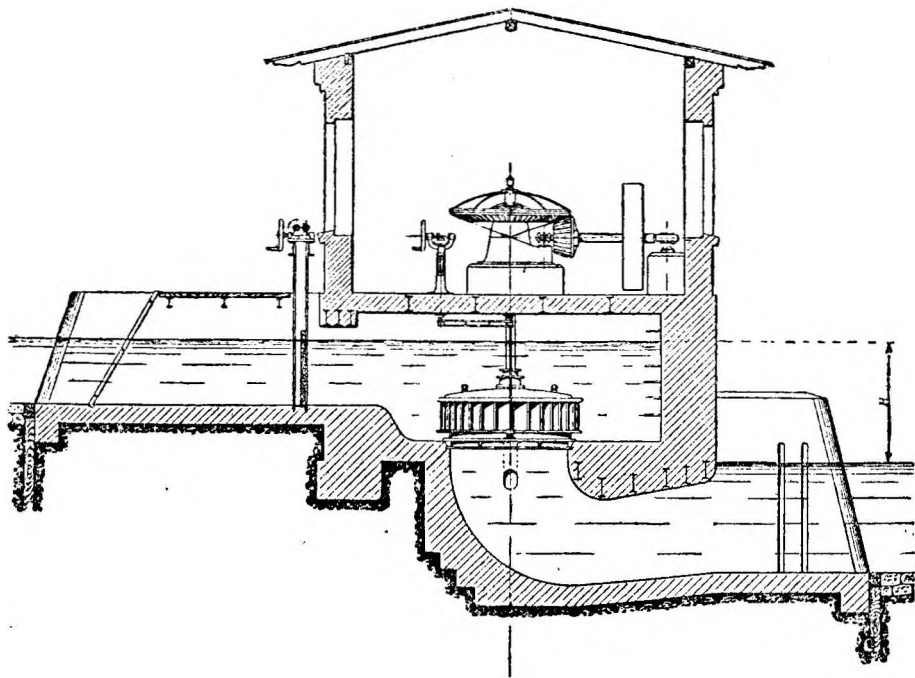


Фиг. 140. Вертикальная турбина Френсиса.

ненную заводом А.Ветциг (A. Wetzig, Wittenberg), представляет фиг. 141. Так как при небольших напорах устройство особой всасывающей трубы

затруднительно, то вода в этих случаях отводится в нижний канал при помощи бетонного криволинейного колена. На фиг. 141 показаны кроме того решетка и впускной щит, а также механизм для регулирования. Направляющее колесо укреплено на чугунном забетонированном кольце.

Так как при больших турбинах водяные камеры получают иногда очень большие размеры, отчего значительно увеличивается и необходимая



Фиг. 141. Вертикальная турбина Френсиса для малых напоров.

площадь основания, особенно в случае установки нескольких турбин рядом, — то устраивают спиральную водяную камеру, как показано на фиг. 142 и 143.

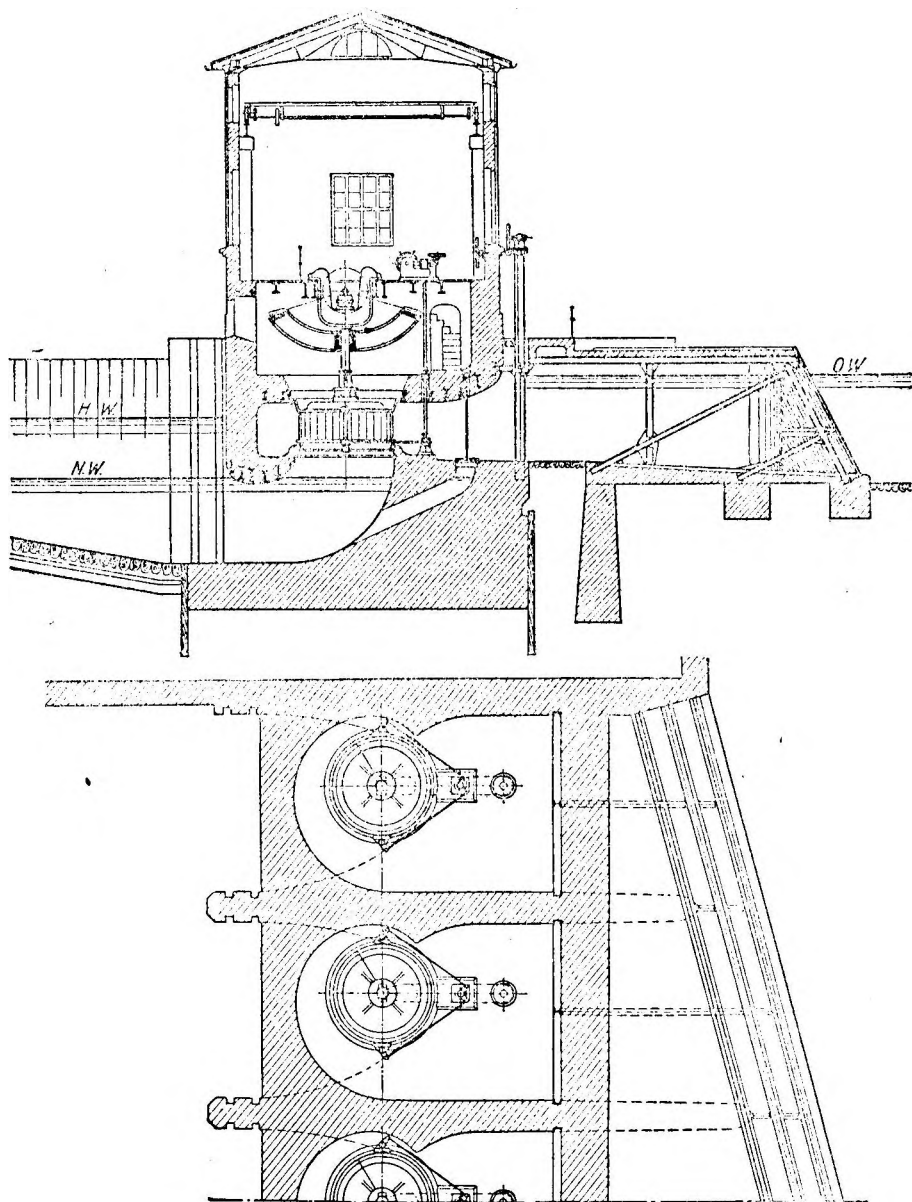
Последние представляют турбинную установку завода *Амме, Гизекке и Конеген* (Amme, Giesecke u. Konegen, Braunschweig), изготовленную для электрической станции *Бухгольц* (Buchholz) города *Целле* (Celle) и состоящую из 4 турбин, совместно приводящих в действие динамомашину.

Напор колеблется в зависимости от количества воды, подводимой рекой *Аллер*, от $H = 1,4$ до $2,8$ м. Чтобы рационально использовать установку при большом напоре H , приводятся в действие лишь 1 — 2 турбины, мощность которых может достигать приблизительно 500 лш. сил. При малых H , отвечающих большим расходам воды, работают все турбины и дают каждая около 200 лш. сил.

Конические колеса всех четырех турбин соединяются *нижним зацеплением* с колесами сквозного горизонтального вала, что вызывает необходимость особого укрепления опорной пяты в подвеске, о чем уже говорилось выше (фиг. 135).

Преимущества вертикального расположения вала заключаются в том,

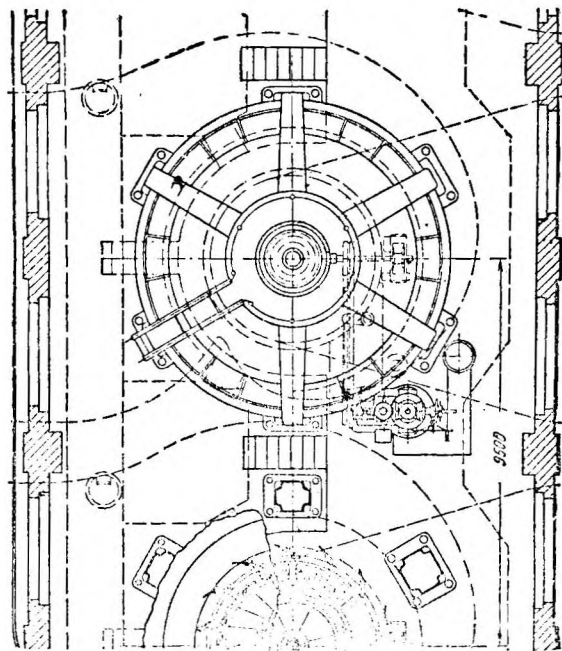
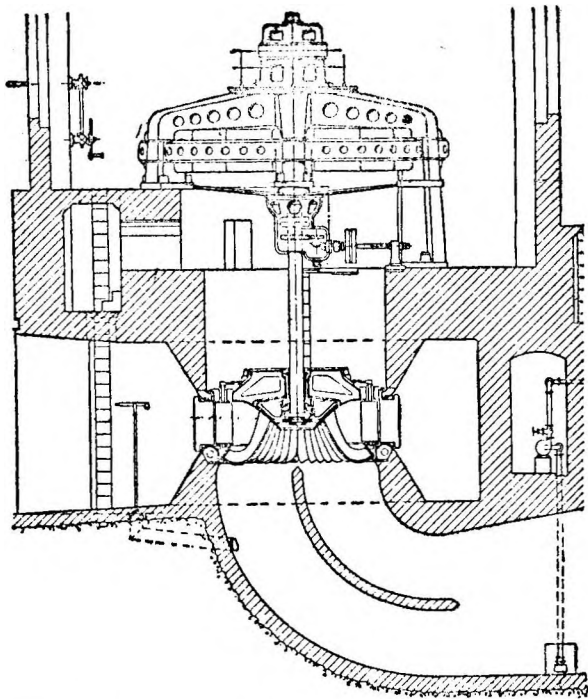
что, во-первых, пол машинного здания всегда может быть установлен над наивысшим уровнем воды, и во-вторых — представляется всегда возможным отводить воду при помощи металлической или бетонной всасываю-



Фиг. 142 и 143. Вертикальная турбина Френсиса со спиральной водяной камерой.

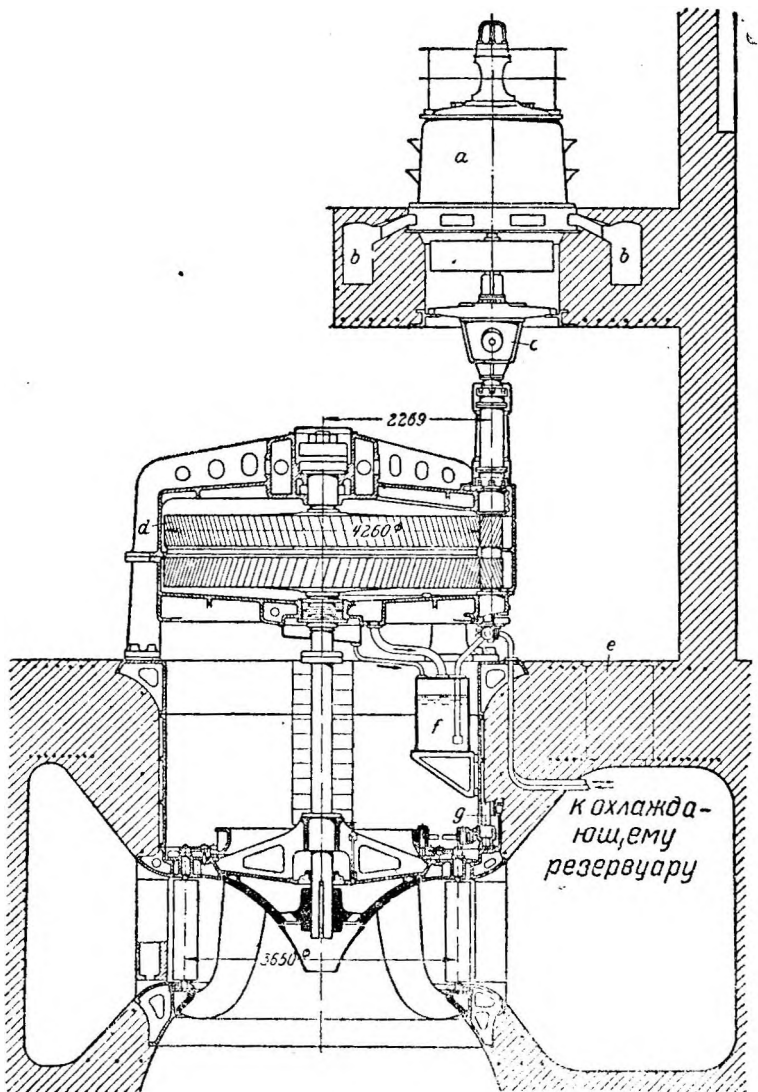
шей трубы с прямою осью или криволинейной. При этом, в-третьих, получается небольшая площадь в плане, необходимая для вертикальной установки, по сравнению с горизонтальной.

Так как при непосредственном соединении турбины с генератором, т. е. на общем валу, достигается лучший к. п. д. агрегата и упрощается вся установка в целом, то поэтому предварительно всегда прорабатывается вопрос о возможности выполнения такого соединения, что особенно важно при установке больших турбинных единиц. Фиг. 144 и 145 изображают подобную установку (силовая станция *Werra "Am letzten Heller"*), выполненную заводом *Фойт* и состоящую из двух турбин сверхбыстроходного типа, развивающих при напоре $H = 4,6$ м мощность 1700 л. с.; число оборотов в минуту 75. В этой установке также применены подводящие воды камеры спирального вида. В закруглении каждой всасывающей трубы поставлена направляющая железобетонная стенка, благодаря которой достигается лучший отвод воды от круглого сечения к прямоугольному и повышается к. п. д. на 2—4%, в зависимости от быстроходности турбины и расхода воды. Направляющие колеса снабжены так называемым *внешним регулированием*, т. е. регулируются извне, как это было изображено ранее на фиг. 125.



Фиг. 144 и 145. Вертикальная турбина Френсиса, непосредственно соединенная с генератором переменного тока ($N = 1700$ л. с.; $H = 4,6$ м; $n = 75$ об./мин.)

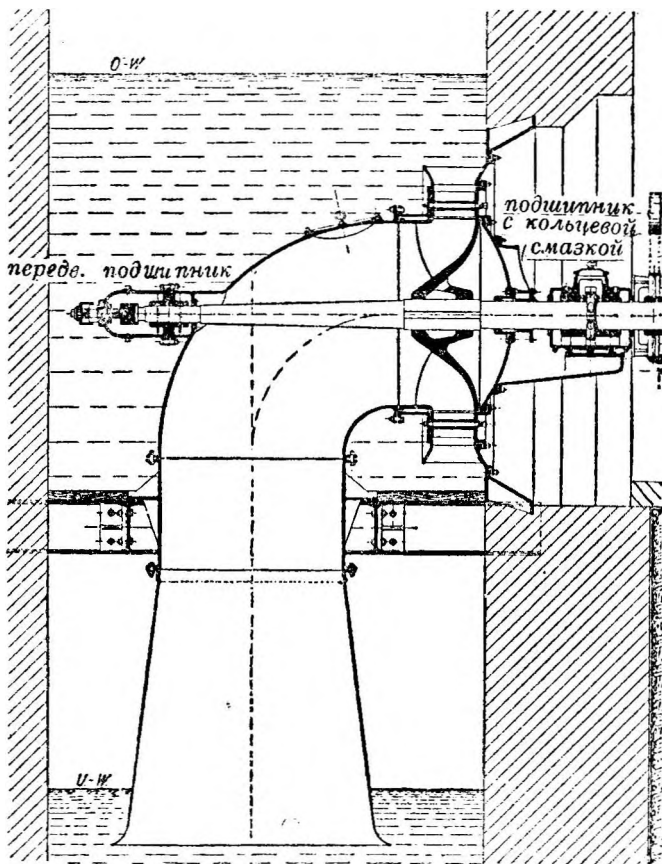
Так как генераторы большой мощности и с малым числом оборотов получают исключительно громоздкими, то ныне в установках с вертикальными валами применяются цилиндрические зубчатые передачи, благодаря чему генераторы нормального типа (так называемые *Schirm-Dynamos*)



Фиг. 146. Турбина Френсиса с цилиндрической зубчатой передачей ($N = 1500$ л. с.; $H = 3,5$ м).

и с большим числом оборотов могут быть приводимы в действие от турбин средней быстроходности. Подобная турбинная установка, выполненная заводом Ф. Шихау в Эльбинге, представлена на фиг. 146. Рабочее колесо — быстроходного типа и развивает при $H = 3,5$ м 48 об/мин. Цилиндрические колеса d изготовлены из стали и имеют для лучшего

зацепления косые зубья, обычные при быстровращающихся передачах Генератор *a*, который в данном случае получает весьма небольшие размеры, имеет мощность 1500 л. с. при $n = 750$ об./мин. Через каналы *b* отводится теплый воздух из генераторного помещения. Направляющее колесо, как и в предыдущем примере, имеет внешнее регулирование. Цилиндрическая зубчатая передача требует непрерывной и обильной смазки, для чего масляный насос забирает смазочное масло из резервуара *f*



Фиг. 147. Горизонтальная турбина Френсиса.

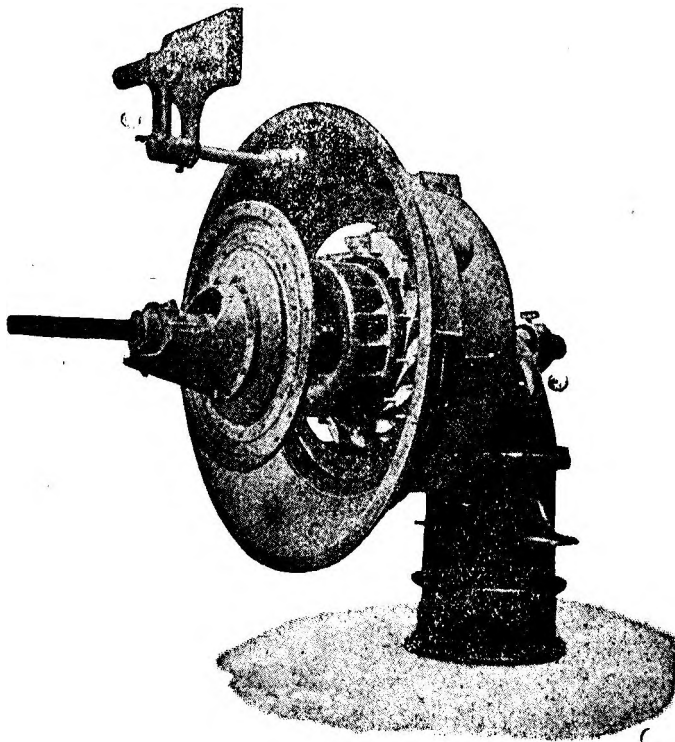
и через охлаждающий турбопровод, помещенный в водяной камере, подводит его к зубчатой передаче; после этого масло стекает опять в резервуар.

Цилиндрическая зубчатая передача выполняется с передаточным числом до 1 : 15 и выше, причем ее к. п. д. доходит до 98%, так что потери по сравнению с непосредственным соединением получаются весьма незначительные.

Б. Водяная камера. Горизонтальный вал.

Фиг. 147 представляет такую установку обычного типа. Всасывающая труба начинается закругленным чугунным коленом, насаженным на фундаментное кольцо, к которому примыкает далее собственно всасывающая

труба из листового железа. Направляющее колесо с расширяющимся ободом забетонировано в массивную разделительную стену между водяной камерой и машинным помещением, однако так, чтобы, несмотря на это, был возможен удобный осмотр внутренних частей. Фиг. 148 представляет внешний вид этих частей, причем крышка направляющего колеса вытянута для чистки направляющего аппарата и осмотра рабочего колеса. Вал укреплен с одной стороны в колене всасывающей трубы, а с другой — в подшипнике с кольцевой смазкой в крышке направляющего колеса. Подшипник в колене всасывающей трубы, как показывает фиг. 147, выполнен в виде упорного подшипника (подпятника) и вполне водонепроницаем. Он имеет также кольцевую смазку, чтобы не требовал за собой ухода.

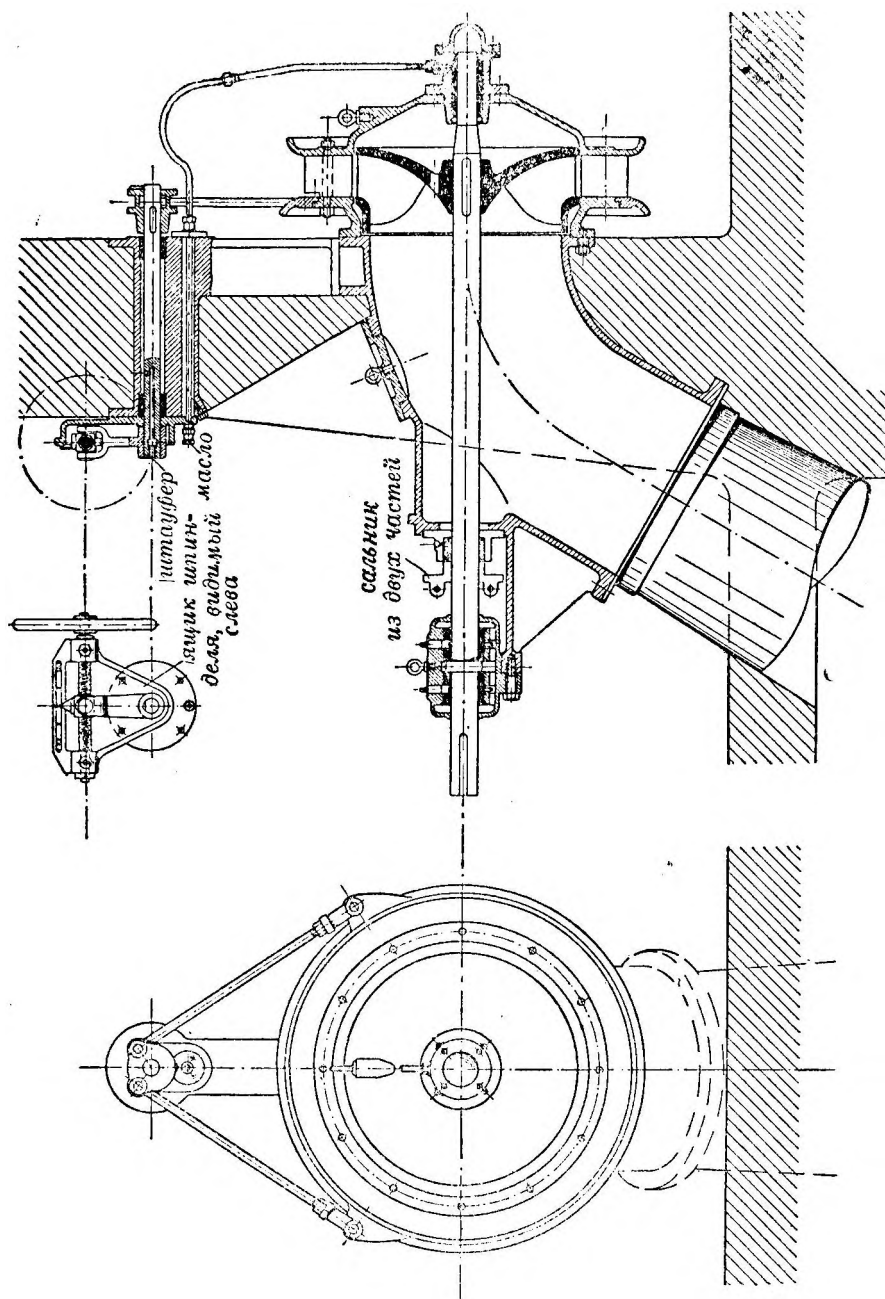


Фиг. 148.

Кроме конструкции на фиг. 147 и 148, в которой колено всасывающей трубы помещается в водяной камере и все главнейшие части турбины могут быть удалены через машинное помещение,— также довольно часто находят себе применение обратные устройства, а именно такие, в которых колено забетонировано в разделительную стену. Хотя при этом ухудшается доступность к турбине, но зато все устройство обходится значительно дешевле.

Фиг. 149 изображает подобную довольно распространенную ныне конструкцию. Колено изогнуто не под прямым углом, и всасывающая труба расположена наклонно, благодаря чему не ослабляется фундамент стены, и вода получает более благоприятное истечение.

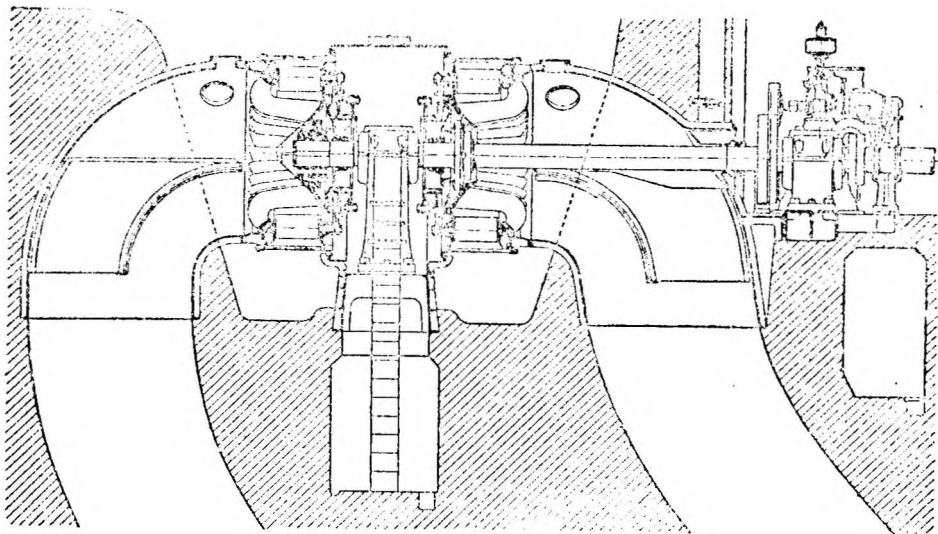
Главный подшипник турбинного вала—гребенчатый подшипник с кольцевой смазкой—помещается на консольной пристройке колена всасывающей трубы.



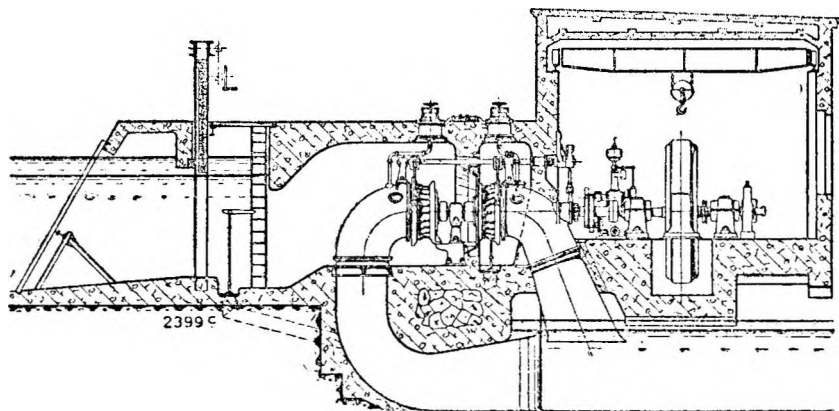
Фиг. 149. Горизонтальная турбина Френсиса с забетонированным криволинейным коленом всасывающей трубы.

Справа конец вала укрепляется в подшипнике с вкладышем из белого металла (баббит), к которому подводится масло по тонкому трубопро-

воду. Направляющей колесо вместе с крышкой и концевым подшипником привинчено не наглухо к заделанному в стену колену. Оба разреза показывают обычное при горизонтальных валах устройство приводного механизма при регулировании от руки. На стене помещается коробка шпин-



Фиг. 150. Сдвоенная турбина мощностью 7000 л. с. ($H=15$ м).



Фиг. 151. Сдвоенная сифонная турбина.

деля с ручным колесом, С регулирующим кольцом сцеплены две тяги, которые передвигаются двойным рычагом.

Для увеличения числа оборотов обычно применяются *сдвоенные турбины*, как представлено, например, на фиг. 150.

Если размеры всасывающей трубы получаются большими, то для улучшения условий протекания воды, особенно при пониженных расходах, в настоящее время часто выполняют турбины сдвоенными с двумя всасывающими трубами, обращая при этом внимание на то, чтобы главный опорный подшипник легко мог быть доступен в период работы машины.

Такую сдвоенную турбину, выполненную заводом *Фойт* для силовой станции *Мейтинген* на р. *Лех*, мощностью 7000 л. с., изображает фиг. 150. Турбина, несмотря на напор в 15 м, установлена в открытой водяной камере, имеющей глубину около 10 м. Обе всасывающие трубы, за исключением начальных закруглений, выполнены полностью из бетона. К расположенному между рабочими колесами главным подшипнику, с внутренним диаметром 375 мм, легко можно подойти снизу через шахту, из которой могут быть также осматриваемы и внешние регулирующие механизмы. Непосредственно в самой турбине подшипников больше не имеется, так как рабочее колесо слева расположено на консольном конце вала, а второй подшипник справа находится уже в машинном помещении вне закругления всасывающей трубы.

Имея в виду, что одним из условий правильного протекания воды в открытой турбинной установке является помещение самой турбины ниже верхнего уровня воды, поэтому при необходимости выполнить большие установки с горизонтальным валом также и для малых напоров *H*, строят так называемые *сифонные турбины*, помещаемые в закрытых камерах и работающие как сифон, вследствие отсасывания воздуха. Подобную сдвоенную турбину в сифонной камере, выполненную заводом *Фойт*, представляет фиг. 151. Конструкция самой турбины почти такая же, как и на фиг. 150, хотя средний подшипник уже недоступен; рабочее колесо слева насажено на свободный конец вала. Отсасывание воздуха происходит благодаря тому, что пространство, расположенное выше верхнего бьефа, соединяется обводным трубопроводом, закрываемым запорным клапаном, со всасывающей трубой.

В. Трубопровод. Кожуховые турбины.

Одна из употребительнейших для данного случая установок представлена на фиг. 152 и 153. Трубопровод, для экономии места, прокладывается через подвальный свод машинного здания, и, следовательно, присоединение тогда находится внизу.

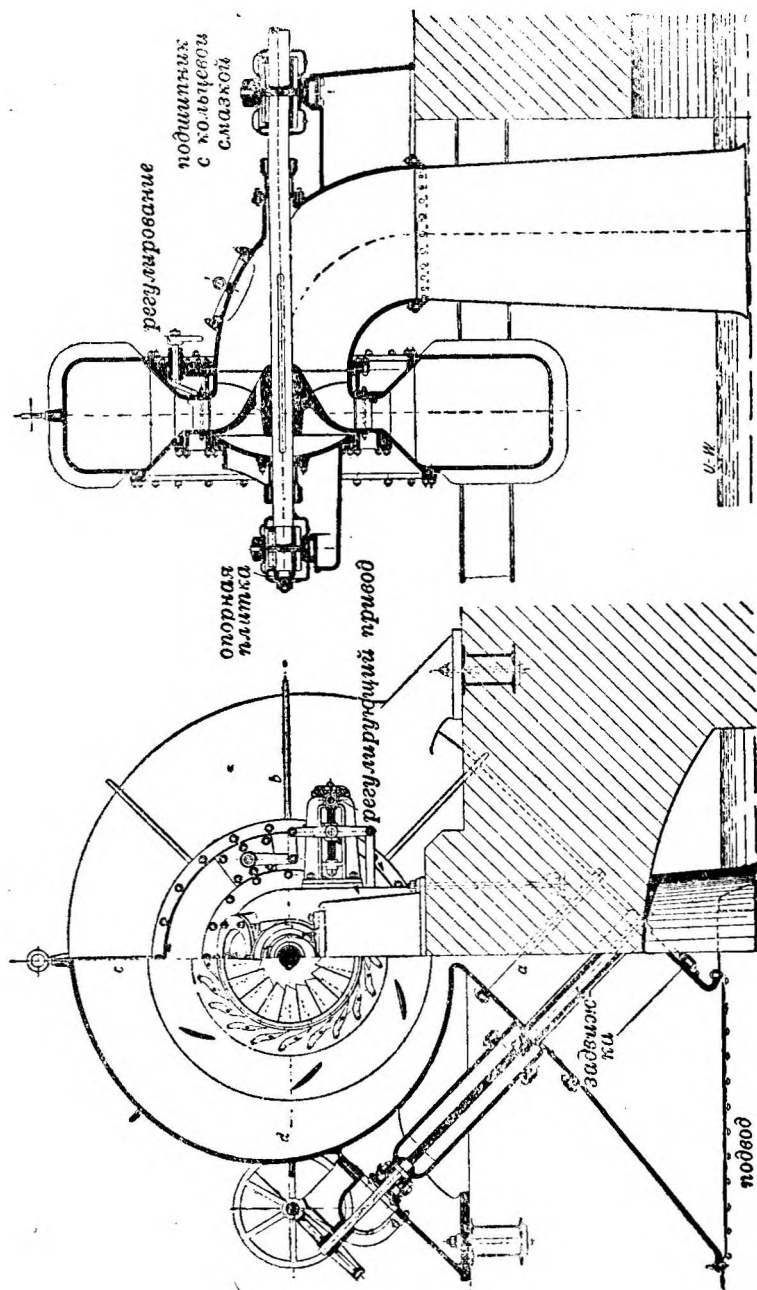
Турбина обыкновенно помещается в кожухе спиральной формы, почему турбины этого вида называются также *спиральными турбинами*. Спиральная форма представляет ту выгоду, что при ней возможен равномерный и непрерывный подвод воды, ибо поперечные сечения так рассчитаны, чтобы, при сохранении определенной скорости в пределах от 2 до 4 м/сек, через последние протекали: в сечении *a* — все количество воды, в *b* — $\frac{3}{4}$, в *c* — $\frac{1}{2}$ и в *d* только $\frac{1}{4}$. Сам трубопровод может быть закрыт задвижкой или дроссельным клапаном.

Регулирование производится упомянутыми уже способами.

Конструкция самого трубопровода также уже была объяснена (§ 3). Как там было сказано, при больших напорах необходим у конца трубы клапан холостого выпуска, автоматически открывающийся при внезапной остановке турбины. Механизм для поворота лопаток направляющего колеса представлен в увеличенном масштабе на фиг. 154. Все поворотные поводки (серьги) лопаток сцеплены с регулирующим колесом *r*, которое, в свою очередь, приводится в движение при помощи скользящего камня *g* и сцепленной с ним рукоятки. Последняя изолирована от воды и помещается в отдельной коробке, пристроенной к кожуху.

Фиг. 155—157 представляют небольшую спиральную турбину с диаметром рабочего колеса в 400 ÷ 600 мм.

Вход в спиральную камеру расположен сверху и, разумеется, может быть установлен под произвольным углом. В противоположность турбине,

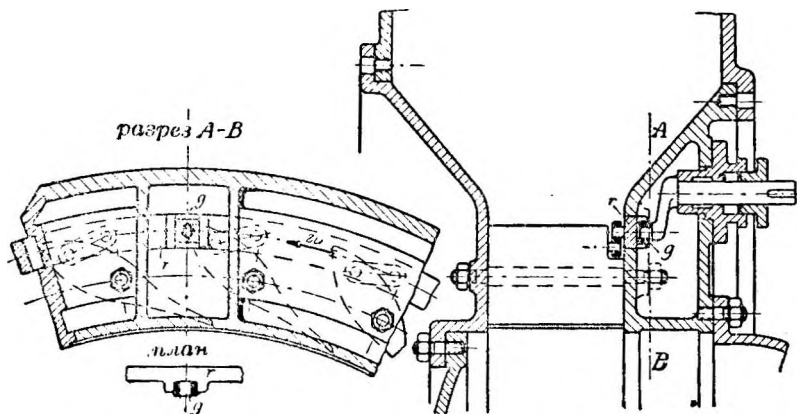


Фиг. 152 и 153. Спиральная турбина.

изображенной на фиг. 153, спиральная труба имеет круглое поперечное сечение, что упрощает соединение с трубопроводом.

Поворот регулирующего кольца производится тем же способом, как это было представлено на фиг. 154, хотя наружный механизм для поворота здесь проще и состоит из червяка и червячного сектора.

Если требуется использовать большие расходы при больших напорах, то это приводит в определенных случаях к *двойным колесам* с одной спиральной камерой, но с двумя всасывающими трубами, как показывают фиг. 158 и 159. Турбины выполнены фирмой *Амме, Гизекке и Конеген* в Брауншвейге. В зависимости от располагаемого напора, изменяющегося в пределах от 20 до 40 м, получаемая мощность колеблется между 1520 и 3750 л. с. при $n = 300$ об/мин. Направляющее колесо регулируется извне (внешнее регулирование); деталь присоединения тяги регулятора



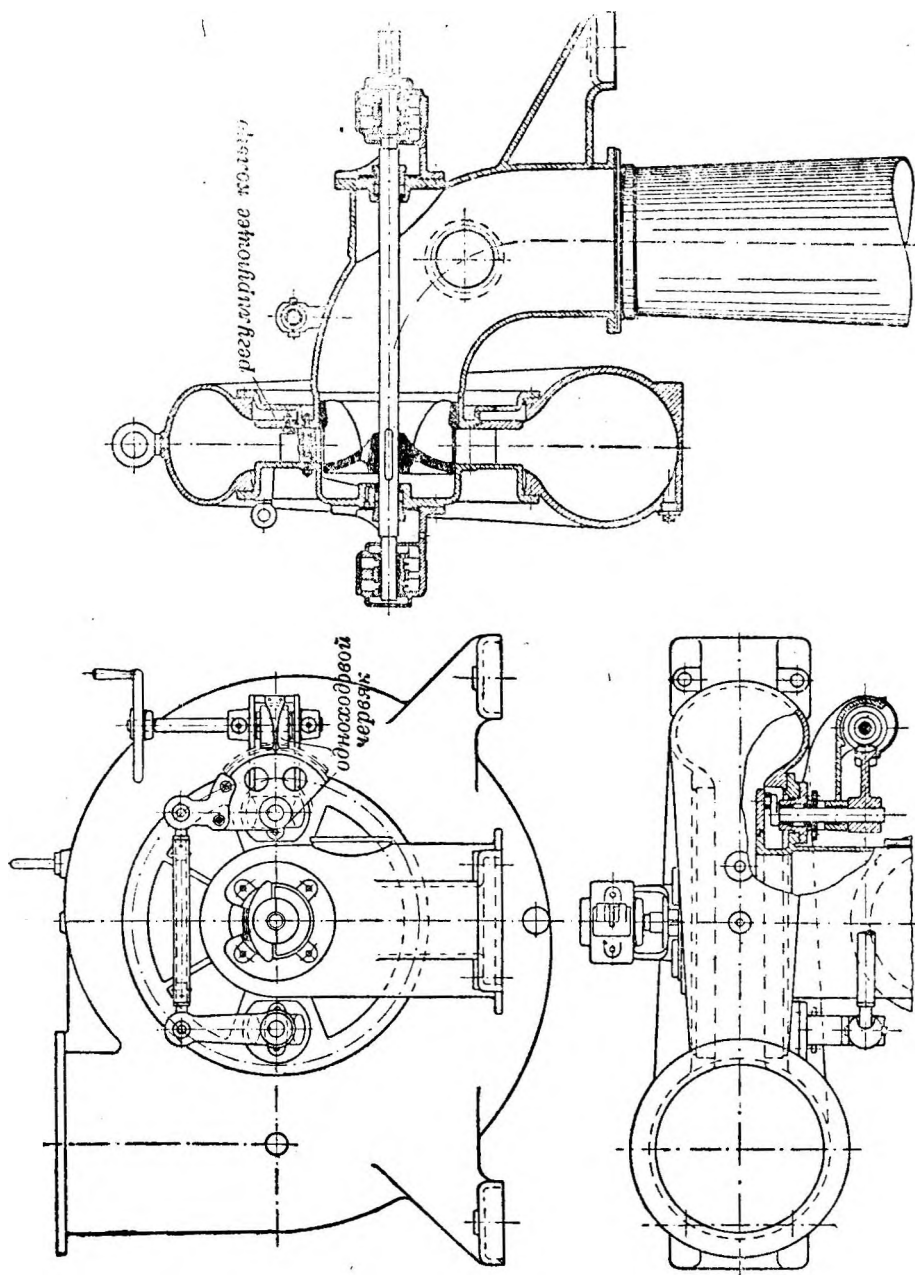
Фиг. 154.

к регулируемому кольцу с поводками (регулирующий привод) изображена отдельно на фиг. 158 (слева). Каждое рабочее колесо турбины почти нормального типа. Так как цельная чугунная отливка была бы очень тяжелой, то поэтому спиральная камера выполнена из отдельных листов с приклепанными уголками для придания конструкции большей жесткости, что ясно видно на фиг. 159.

Чтобы при больших турбинах избежать дорого стоящих в этом случае спиральных камер, помещают два направляющих и два рабочих колеса одновременно в одном цилиндрическом кожухе, к которому непосредственно и приклепывается подводящий трубопровод. Кожух выполняется достаточных размеров, с тем, чтобы вода в нем равномерно распределялась по периферии направляющих колес, вследствие чего исключается опасность неравномерного распределения расходов. Если трубопровод присоединяется сбоку кожуха, то в этом случае турбина называется *поперечно-кожуховой турбиной* (Querkesseelturbine).

Однако трудность, которую вызывает боковое прикрепление трубопровода большого диаметра к кожуху, привела к тому, что в настоящее время трубу присоединяют к торцевому концу кожуха. Этим получается еще та выгода, что трубопроводы могут быть присоединены без закругления на кожухе. Такую конструкцию называют *лобовой кожуховой турбиной* (Stirnkessel-turbine), как это представлено, например, на фиг. 160. Турбина изготовлена заводом *Фойт* для станции *Альц* и при напоре в 61 м развивает мощность в 10 000 л. с. К кожуху из стальных листов,

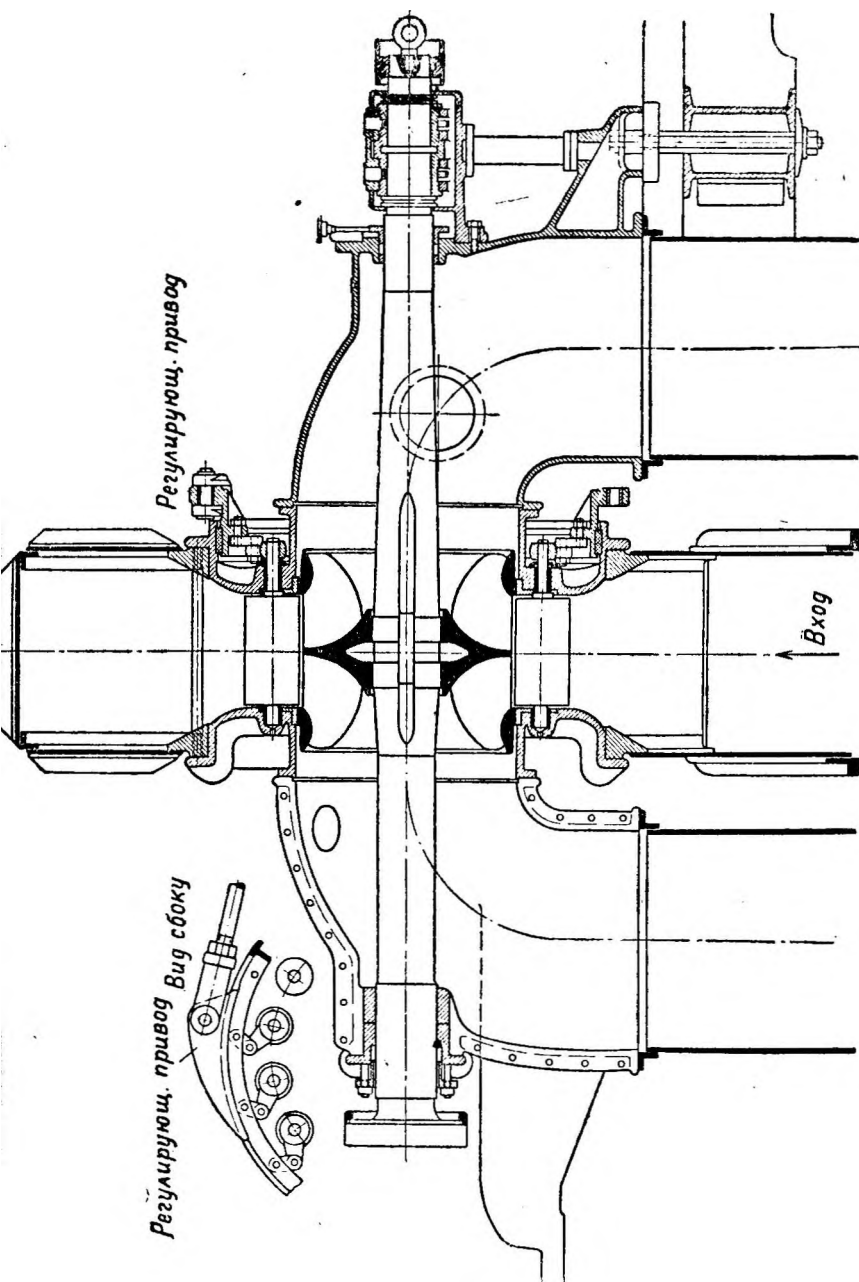
шириной в свету 3,2 м, прикрепаны: слева — стального литья крышка и справа — чугунная направляющая воду шахта, в которой расположен до-



Фиг. 155—157. Спиральная турбина с регулированием вручную для диаметров рабочего колеса в 400 + 600 мм.

ступный для осмотра подшипник. Рабочие колеса и направляющие лопатки изготовлены из стального литья. Собственно турбина имеет только один подшипник, помещенный в упомянутой выше шахте и охлаждаемый водой,

другой же конец турбинного вала вращается в подшипнике генератора
Трубопровод, диаметром в свету 3 м, проходит справа через стенку зда-



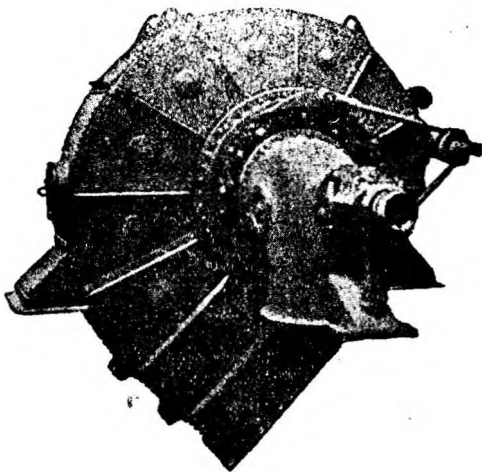
Фиг. 158. Спиральная двойная турбина мощностью 3750 л. с. ($H = 40$ м).

ния. Всего на станции установлено 5 таких турбин, которые совместно могут пропускать расход около $80 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Аналогичную кожуховую турбину мощностью 7200 л. с., той же

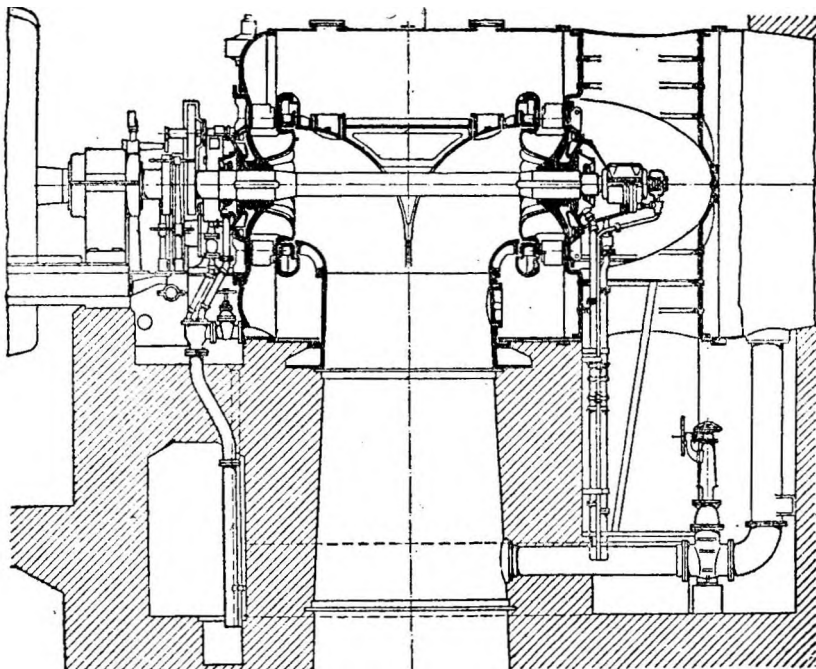
фирмы, для одной из норвежских установок, изображает фиг. 161. На фотографии часть боковой стенки кожуха удалена и через отверстие

видны закругления двойной всасывающей трубы и направляющая воду шахта.



Фиг. 159. Спиральная двойная турбина.

Вследствие различных преимуществ установок с вертикальным расположением валов по сравнению с установками в которых валы имеют горизонтальное положение (ср. стр. 112), вертикальные установки, особенно кожуховые одноколесные турбины, приобретают все большее и большее распространение. В этих случаях турбины выполняются всегда со спиральными камерами и непосредственно соединяются с генераторами. Такие конструкции выполняются

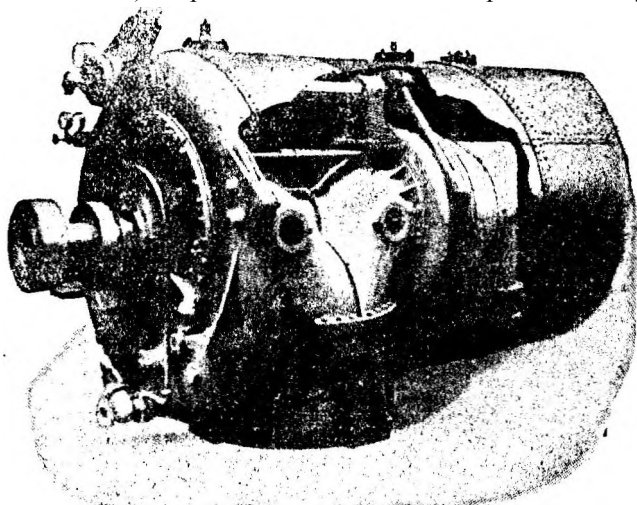


Фиг. 160. Лобовая кожуховая турбина мощностью 10 000 л. с. при $H = 61$ м.

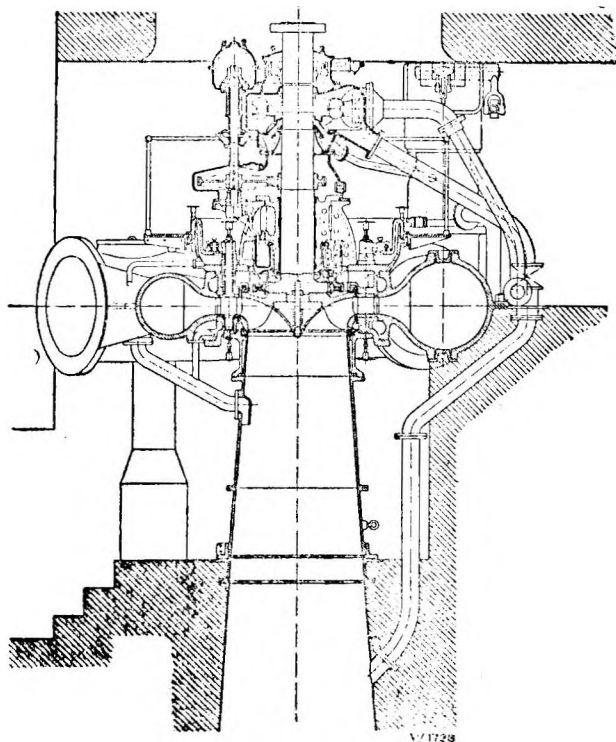
как для малых единиц, например при $H = 3,8$ м, $Q = 0,2$ м³/сек и $N = 8$ л. с., так и для больших установок.

Фиг. 162 изображает вертикальную спиральную турбину мощностью 12 000 л. с., изготовленную заводом Эшер-Вюос. При напоре $H = 180$ м

и $Q = 6 \text{ м}^3/\text{сек}$ турбина развивает $n = 750 \text{ об./мин.}$ Рабочее колесо (диаметром около 1 м) направляющие лопатки и спиральный кожух



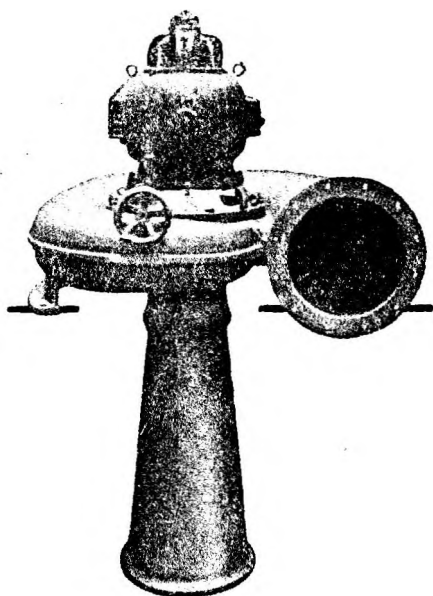
Фиг. 161. Лобовая кожуховая турбина мощностью 7200 л. с.



Фиг. 162. Вертикальная спиральная турбина мощностью 12000 л. с.

выпвлнены из стального литья. Вал турбины вверху соединен непосредственно с валом генератора; вращающиеся части подвешены на сегмент-

ном подпятнике. Для устранения причин, уменьшающих разгрузку рабочего колеса, между направляющим подшипником и колесом поставлен гидравлический сальник, частично охватывающий и подшипник. Потери воды через зазоры в рабочем колесе сведены до минимума устройством особого лабиринтового кольца. Над подшипником поставлена зубчатая



Фиг. 163. Малая спиральная турбина.

передача для регулятора и масляного насоса. Еще выше расположена небольшая тормозная турбина в виде тангенциального колеса, приводимого в движение от одной насадки и вращающегося в противоположную сторону. Благодаря этому обеспечивается быстрая остановка. Три таких турбины (фиг. 162), выполненных для одной испанской силовой установки, имеют к. п. д. 0,93.

Для использования небольших количеств водной энергии ныне изготавливаются *малые турбины*, непосредственно соединяемые с небольшими динамомашинами. Эти динамо, по конструкции *Петерсена*, имеют автоматическое регулирование напряжения, т. е. напряжение поддерживается почти постоянным при различных нагрузках и числах оборотов. Таким образом преимущество этой конструкции

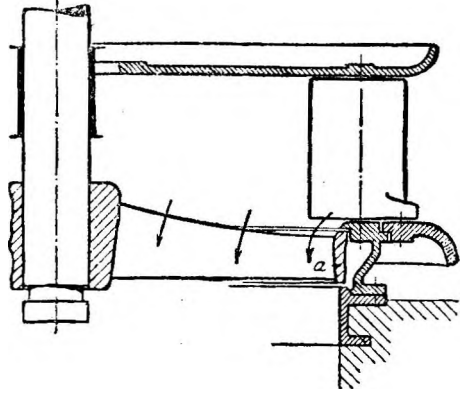
заключается в том, что турбина вообще не требует никакого регулятора, а, следовательно, устраняется необходимость надзора.

На фиг. 163 представлена такая малая турбина вместе с динамо, изготовленная заводом *Фойт*, и выполненная как вертикальная спиральная турбина, что дает исключительно простую конструкцию. Направляющие лопатки поворачиваются при помощи ручного колеса, однако лишь для остановки турбины или для отрегулирования на определенный располагаемый расход воды. Такие турбинные агрегаты изготавливаются для мощности от 0,5 до 3 *квт* и для напора от 2,5 до 150 м.

ТУРБИНЫ КАПЛАНА И ПРОПЕЛЛЕРНЫЕ.

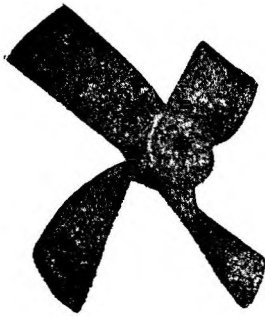
§ 19. Развитие, действие и выполнение.

Стремление получить турбины большой быстроходности привело, прежде всего, к турбинам Френсиса быстроходного и сверхбыстроходного типа с коэффициентом быстроходности до $n_s = 450$. Дальнейшее увеличение быстроходности оказалось возможным лишь после того, как решили отказаться от точного направления воды и допустили протекание последней в безлопачточном пространстве между направляющим и рабочим колесами (см. выше фиг. 84). При этом получилось, что благодаря укорочению лопаток и упрощению их формы удалось достигнуть достаточно высокого коэффициента полезного действия.



Фиг. 164.

Проф. Каплан в Брюнне пошел по этому пути еще далее и в 1912 г. построил турбину (фиг. 164), в которой хотя и сохранились вращающиеся направляющие лопатки турбины Френсиса и радиальный вход воды, но по отношению к рабочему колесу требовался чистый осевой впуск. Конструкции Каплана, сохранявшиеся в продолжение многих лет в строгой тайне, были обнаружены лишь в 1920 г., и на них взяты привилегии.

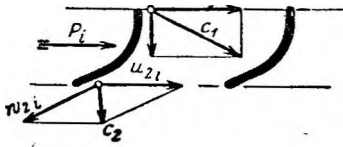


Фиг. 165.

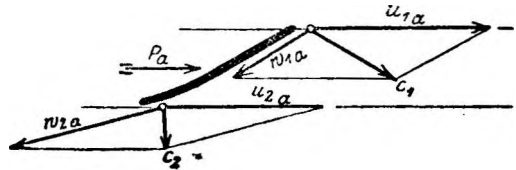
У первой турбины, как видно из чертежа, рабочее колесо состоит из втулки, узкого наружного обода a и нескольких лопаток. После протекания через лопатки направляющего колеса вода предоставляется самой себе.

Вследствие косо го направления абсолютной скорости, вода, кружась, втекает в полое пространство над рабочим колесом, отклоняясь при этом из радиального направления в осевое, и только после этого протекает через рабочее колесо. Так как последнее имеет лишь небольшое число лопаток (от 4 до 6), то все водяные струйки отклоняются равномерно; напротив, указывалось

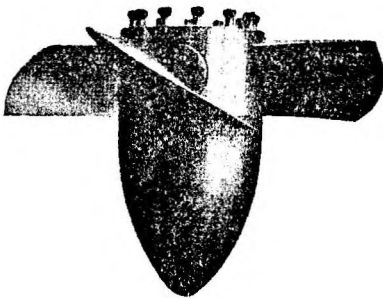
даже, * что некоторые частицы воды проходят совершенно ровно и лишь в определенном расстоянии под рабочим колесом принимают опять однообразное течение. Передача давления на лопатки для получения окружной силы может быть, следовательно, объяснена только тем, что все водяные частицы действуют друг на друга, вследствие чего создаются с обеих сторон лопатки давления различной величины, дающие окружную силу и, прежде всего, тем, что последнему содействуют также еще имеющие место уравнивания скоростей и давлений под рабочим колесом,



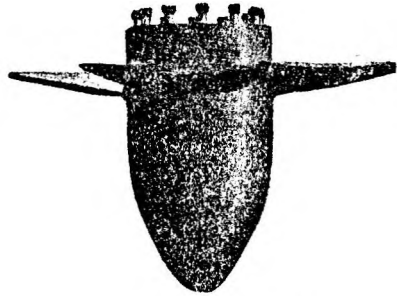
Фиг. 166.



Фиг. 167.



Фиг. 168. Лопатки открыты.



Фиг. 169. Лопатки закрыты.

Таким образом, течение воды по такой лопатке аналогично обтеканию воздуха по поддерживающим поверхностям аэроплана.

При дальнейшем развитии внешний обод рабочего колеса оказался лишним, причем колесо получило форму гребного винта, как представлено на фиг. 165. На чертеже ясно можно видеть различные наклоны лопатки внутри и снаружи. Приняв одинаковую скорость притекания c_1 , можно поучить эту разницу наклонов, исходя из различных окружных скоростей у крайних точек, а именно: у втулки имеется небольшая окружная скорость u_1 ; если втекание должно быть безударным, то наклон лопатки следует выбирать отвечающим входной относительной скорости w_{1i} . В этом месте лопатка, следовательно, должна начинаться довольно круто, как показывает фиг. 166.

Снаружи (на внешней стороне) имеется значительно большая окружная скорость $u_{1\alpha}$, и лопатка получает небольшой наклон (фиг. 167), так как и в данном случае должно быть, по возможности, безударное втекание.

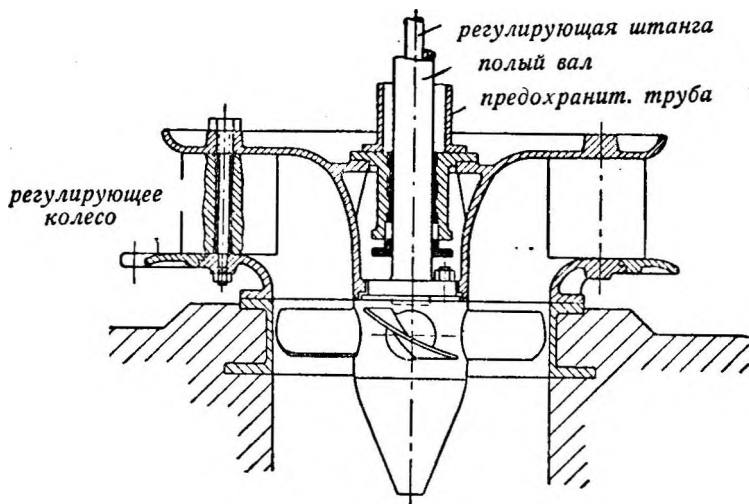
На чертежах изображены также выходные параллелограммы и направления лопаток в предположении одинаковых скоростей истечения c_2 .

На фиг. 168 и 169 представлено современное рабочее колесо тур-

* Ср. Thoma, Z. d. V. d. I., 1921, S. 683.

бины Каплана. Существенной его особенностью являются поворотные лопасти (лопатки), значительно улучшающие конструкцию (см. об этом § 20). Лопатки на внутреннем и внешнем диаметрах колеса имеют различную кривизну, что соответствует фиг. 166 и 167. Втулка выполнена значительно толще и составляет около 0,4 диаметра всасывающей трубы, что благоприятно сказывается на протекании воды; подробнее об этом будет сказано при изложении расчетных данных (§ 21). Коэффициент быстротходности таких колес составляет $n_s = 500 \div 800$.

В настоящее время принято называть турбинами Каплана такие про-



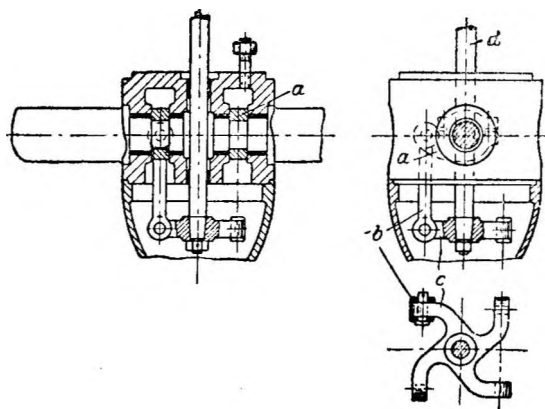
Фиг. 170.

пеллерные турбины, которые имеют поворотные лопасти рабочего колеса в отличие от просто *пропеллерных турбин*, имеющих неподвижные лопасти и не подходящих под *патент Каплана*.

Фиг. 170 изображает довольно распространенную ныне типовую установку турбины Каплана с вертикальным валом. Поворотные лопасти направляющего колеса при полном открытии немного выступают в пространство над рабочим колесом и имеют такую же форму, как и в турбинах Френсиса. Изготавливаются они большей частью из стального литья, числом от 8 до 24, в зависимости от величины турбины. Верхний направляющий обод загибается ко втулке рабочего колеса, а нижний обод, имеющий короткое закругление, прикрепляется к заданному в бетон опорному кольцу. На этом же ободе расположено и регулирующее кольцо, служащее для поворота направляющих лопаток, если только не применено вышеуказанное *внешнее регулирование* (см. ранее § 16). Направляющий подшипник вала должен возможно плотнее примыкать ко втулке колеса, чем достигается нужное уплотнение. У малых и средних по величине турбин применяют короткие сальники и подшипник имеет вкладыш из белого металла. У больших турбин ставят лабиринтовое уплотнение, а подшипник делается с бокаутным вкладышем; при этом в качестве смазки служит вода. Втулка колеса, называемая иначе лопастной головкой, выполняется в последнее время толщиной, приблизительно, в 0,4 от

диаметра рабочего колеса и заканчивается внизу заостренным колпаком, улучшающим условия втекания воды во всасывающую трубу.

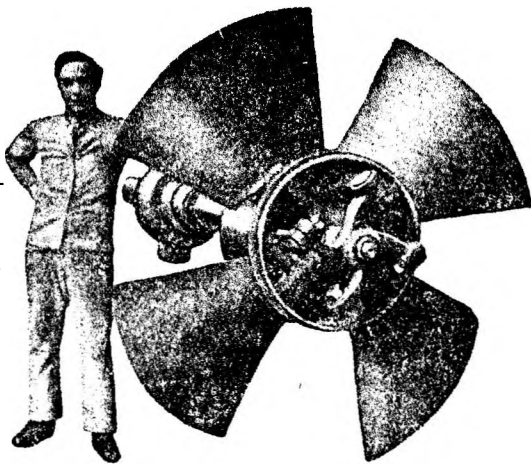
Внутри втулки находятся подшипники и поворотный механизм рабочих лопаток или лопастей, что изображено на принципиальной



Фиг. 171.

регулирующих органов будет показано на различных конструктивных примерах, а также в отдельном § 20. На фиг. 172 представлена фотография открытой снизу втулки, выполненной заводом *Фойт* В этой конструкции, ради уменьшения трения, поверхность лопаток сглаживается небольшой подвижной шлифовальной машиной.

Фиг. 173 изображает полную установку небольшой вертикальной турбины Каплана мощностью $N = 80$ л. с.; H около 2 м и $n = 214$ в мин.; турбина изготовлена заводом *Эшер-Висс*. Так как число оборотов, несмотря на большой коэффициент быстроходности n_s , получается относительно не б о л ь ш и м вследствие малого напора, то поэтому в рассматриваемой установке применена коническая зубчатая передача, благодаря которой горизонтальный вал вращается с числом оборотов генератора $n = 750$. Указанная коническая передача, заключенная в масляной ванне, выполнена из стали и имеет косые зубцы, обеспечивающие спокойный ход. Перестановка направляющих лопаток в этой турбине производится, как и в турбинах Френсиса, регулятором непрямого действия; рабочие же лопатки поворачиваются вручную, в зависимости от величины нагрузки. Находящимся снаружи ручным колесом требуемое усилие передается с помощью рычажного механизма через шариковый подпятник на регу-



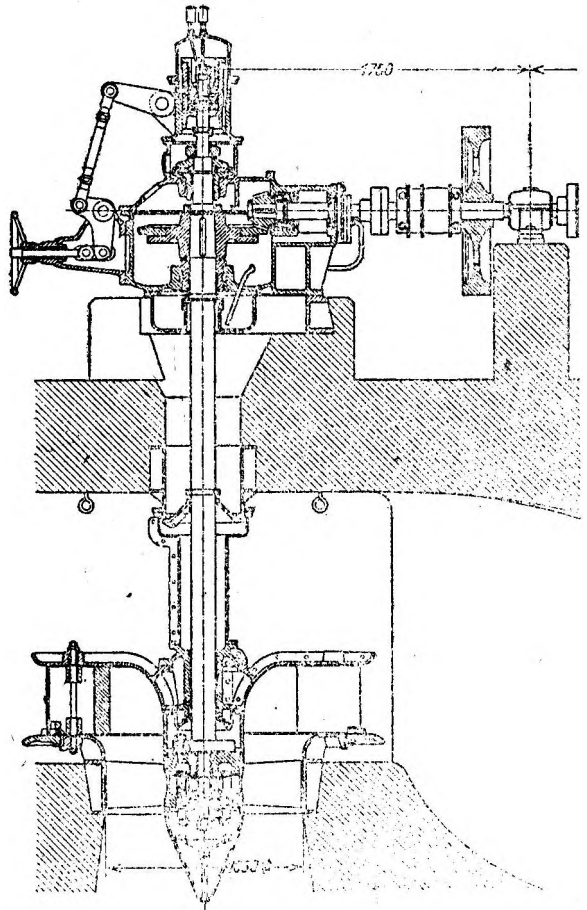
Фиг. 172.

лирующую штангу, которая уже и осуществляет описанный выше поворот рабочих лопаток.

На фиг. 174 представлена изготовленная тем же заводом большая турбинная установка Каплана, выполненная для силовой станции *Ляденбург* на р. *Неккар*. Эта турбина при расходе $Q = 35 \text{ м}^3/\text{сек}$ и напоре $H = 8,2 \text{ м}$, развивает мощность $N = 3120$ л. с. при $n = 167$ в мин. Турбина соединена непосредственно с генератором трехфазного тока. Лопатки рабочего колеса приводятся в действие автоматическим регулятором с вращающимся сервомотором, о котором подробнее будет сказано в § 20. Направляющие лопатки имеют известное уже нам внешнее регулирование.

Фиг. 175 изображает полностью выполненную заводом *Фойт* большую установку для силовой станции *Зибенбрунн* в Верхней Австрии. На станции установлено 2 турбины Каплана для $Q = 16,4 \text{ м}^3/\text{сек}$ на каждую, которые при $H = 5,4 \text{ м}$ развивают мощность 925 л. с. и делают 250 оборотов в минуту. Направляющее колесо с внешним регулированием и бетонной спиральной камерой того же типа, что и для больших турбин Френсиса. Рабочее колесо, диаметром 1,9 м,

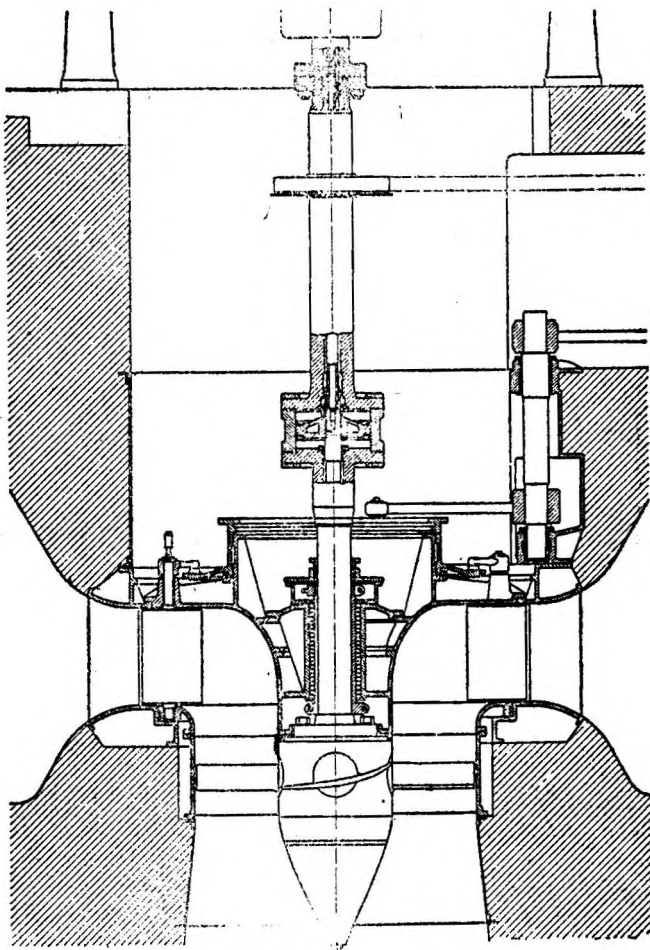
имеет 4 поворотных бронзовых лопатки, весьма большой прочности, с описанным уже выше внутренним регулирующим механизмом. Помещенная в пустотелом вале поднимающаяся регулирующая штанга захватывается поперечным клином, который движется в цилиндрическом прорезе. К поперечному клину снаружи присоединяются посредством вращающейся муфты две тяги, которые при помощи рычагов перемещаются вверх или вниз горизонтальным регулирующим валом. Этот последний, равно как и вертикальный вал для поворота направляющих лопаток, приводится в действие от двух рабочих поршневых золотников (сервомоторов) гидравлического регулятора. По-



Фиг. 173. Турбина Каплана мощностью 80 л. с. при $H \sim 2 \text{ м}$.

средством особого распределителя регулятор автоматически производит согласованный поворот тех и других лопаток. Как усматривается из фиг. 175, турбина непосредственно соединена с расположенным над ней генератором, который при указанном выше числе оборотов получает сравнительно небольшие размеры.

Турбины Каплана ныне имеют коэффициент полезного действия в 90% и даже выше и выполняются уже крупных размеров. Наибольшую до-



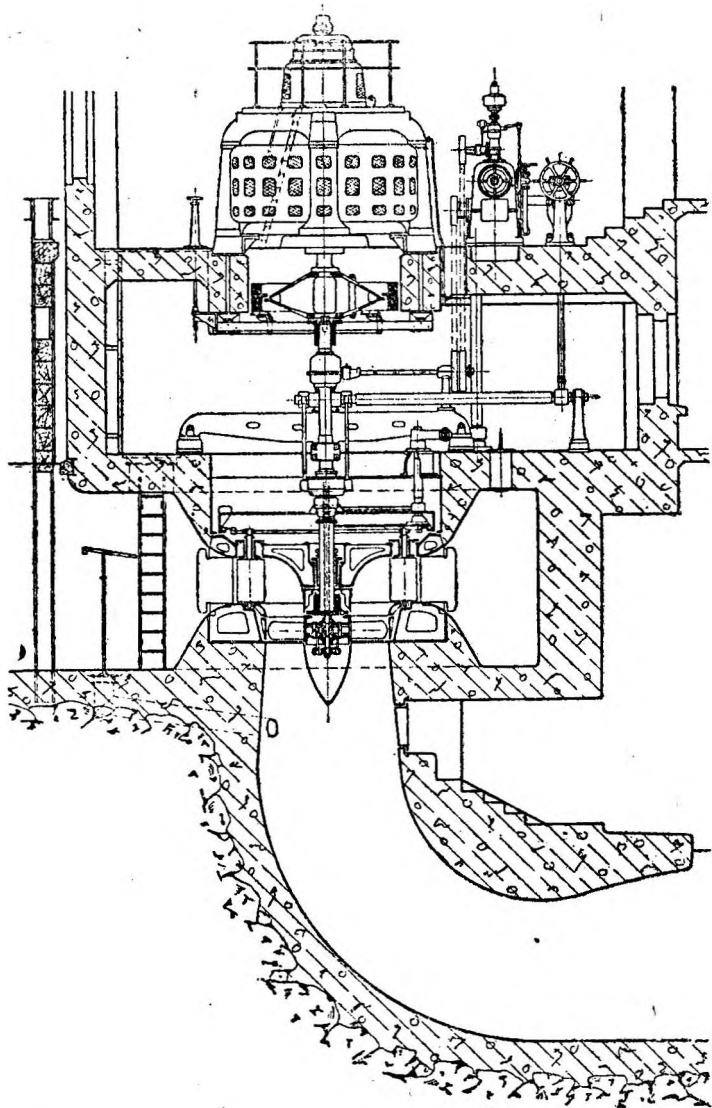
Фиг. 174. Большая турбина Каплана мощностью $N=3120$ л. с. при $H=8,2$ м.

стигнутую мощность должны развивать турбины в $N=38\ 000$ л. с. при напоре $H=12$ м для строящейся силовой станции *Шверштадт* на р. *Рейн*. Колеса имеют диаметр 6,8 м.*

За последнее время и пропеллерные турбины, т. е. не имеющие поворотных лопаток рабочего колеса, также получили распространение и стро-

* В октябре и декабре 1930 года пущены уже в эксплуатацию две первых турбины этой установки. *Примеч. перев.*

ются уже значительных размеров. Колеса имеют такую же форму, как и в турбинах Каплана, хотя обычно выбирают большее число лопаток, так как благодаря этому достигается улучшение условий протекания воды. Одно такое колесо, выполненное заводом Эшер-Висс (фиг. 176) с 6-ю неподвижными лопастями или лопатками, позволяет заключить, что лопатки

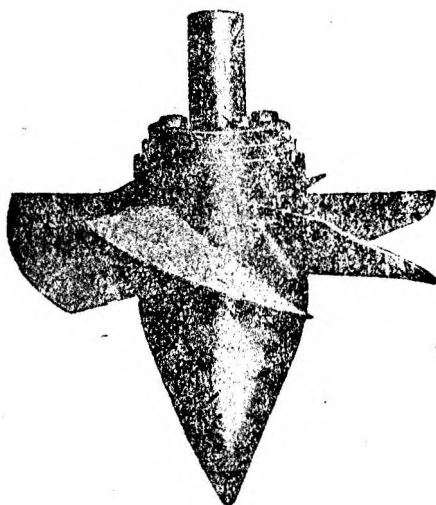


Фиг. 175. Вертикальная турбина Каплана мощностью $N = 925$ л. с.
и $n = 250$ об./мин. при $H = 5,4$ м.

имеют несколько большую длину в направлении движения воды и, благодаря этому, частично перекрывают друг друга, что не наблюдается при поворотных лопатках.

Фиг. 177 изображает, наконец, большую установку с пропеллерными

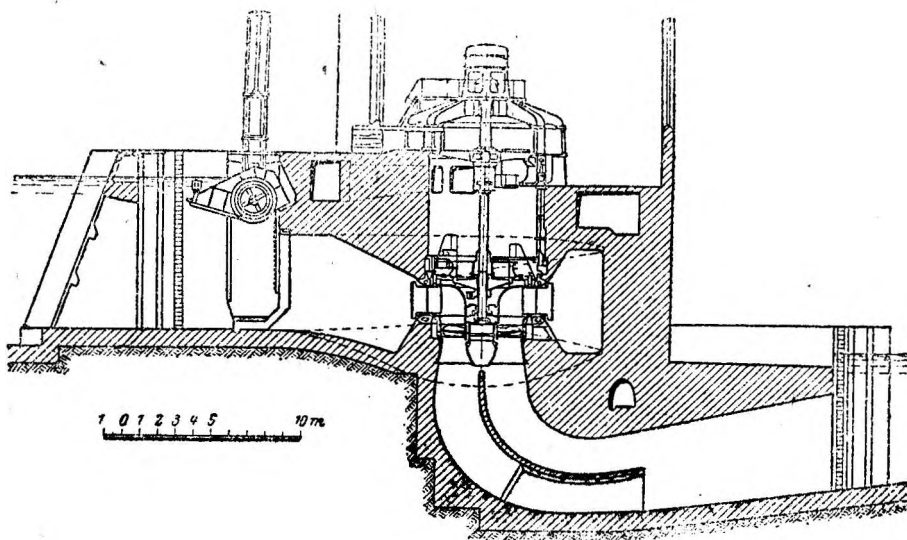
урбинами для Дунайской силовой станции *Кахлет*. На станции установлено 8 вертикальных турбин диаметром 4,6 м для расхода в 90 м³/сек на каждую, и при наивысшем напоре в 9 м, развивающих мощность по



Фиг. 176.

9000 л. с.; $n = 75$ оборотов в минуту. Турбины приводят в действие непосредственно соединенные с ними генераторы. Установка аналогична ранее описанной. Необходимо, однако, принять во внимание, что в данном примере регулирование значительно проще, так как применены поворотными только направляющие лопатки. Эти турбины имеют коэффициент полезного действия 90% и выше, однако кривая коэффициента полезного действия сильно снижается при незначительном уменьшении расхода, что в следующем параграфе будет освещено подробнее. В место впускных щитов на данной установке применены вальцовые затворы, которые успели себя достаточно зарекомендовать.

К пропеллерным колесам с неподвижными рабочими лопатками принадлежат также и *диагональные колеса Лавачека*, являющиеся переходной сту-



Фиг. 177. Пропеллерная турбина мощностью 9000 л. с. при $H = 9$ м.

пенью от колес Френсиса к пропеллерным. Колеса в разрезе имеют ту же форму, что и сверхбыстроходные типы (см. ранее фиг. 85), но с той лишь разницей, что у диагональных колес отсутствует внешний обод и число

лопастей уменьшено до $6 \div 8$. Такие диагональные турбины в настоящее время применяются довольно часто; в качестве примера можно указать на единицы мощностью по 2000 л. с. при $H = 5,3 \text{ м}^*$ и 11000 л. с. при $H = 6,5 \text{ м.}^{**}$ Коэффициент полезного действия их доходит до $\eta = 0,88$.

§ 20. Регулирование пропеллерных турбин и турбин Каплана.

Конструктивная часть регулирования, касающаяся помещенного во втулке рабочего колеса механизма и связанных с ним деталей, была изложена в предыдущем параграфе. Здесь же надлежит коснуться вопроса о влиянии регулирования на движение воды и коэффициент полезного действия, а также подробнее рассмотреть наиболее распространенные ныне способы приведения в действие регуляторов.

А. Влияние на движение воды и коэффициент полезного действия.

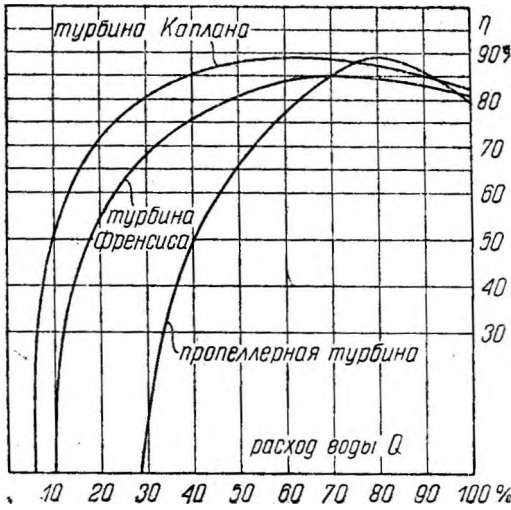
Как было уже упомянуто, *пропеллерными турбинами* называют такой тип турбин, который имеет неподвижные лопасти рабочего колеса, в противоположность *турбинам Каплана*, которые снабжены вращающимися лопатками или лопастями.

Пропеллерные турбины регулируются только поворотными направляющими лопатками, подобно тому как это обычно применяется ныне в турбинах Френсиса. При повороте этих лопаток сохраняются, следовательно, те же условия, каковые были ранее рассмотрены в § 13 В. Угол α_0 изменяется, а с ним одновременно изменяется направление и величина абсолютной выходной скорости c_0 из направляющего колеса. В пропеллерных турбинах имеет, конечно, место отклонение струй в свободном пространстве между направляющими и рабочими лопатками. Но так как вследствие поворота направляющих лопаток расход становится меньше, то должна также уменьшиться и скорость при входе в рабочее колесо. На основании вышеприведенных соображений пропеллерные турбины рассчитываются часто так, чтобы они имели наивысший коэффициент полезного действия при несколько пониженном расходе. Таким образом, при регулировании изменение параллелограммов скоростей происходит аналогично тому, как это было ранее подробно объяснено на фиг. 105 и 106. При входе в рабочее колесо получается потеря на удар, а при выходе — увеличение и больший наклон абсолютной выходной скорости c_2 . То и другое ведет к уменьшению коэффициента полезного действия, причем последний снижается, как об этом уже ранее упоминалось, тем быстрее, чем больше быстроходность турбины. Из фиг. 178 усматриваем, что коэффициент полезного действия пропеллерной турбины достигает своего наибольшего значения при расходе, например, около 80% и что это последнее даже несколько превосходит наибольшую величину коэффициента полезного действия турбины Френсиса. В новейших опытах был получен коэффициент полезного действия в 90% и выше. Однако кривая коэффициента полезного действия быстро снижается в обе стороны, при полном расходе падает приблизительно до 0,80 и уже при расходе около 30% доходит до 0, отчего и полезная мощность турбины тогда обращается в 0.

* Силовая станция *Фирэт* на р. *Майне* (Z. d. V. d. I., 1924, S. 1211).

** Силовая станция *Лилля Эдит*, Швеция (Z. d. V. d. L, 1928, S. 1875).

В турбинах Каплана для регулирования выполняются поворотными, кроме направляющих лопаток, еще и лопатки рабочего колеса, так как проф. Каплан сделал наблюдение, что благодаря повороту лопаток рабочего колеса коэффициент полезного действия может сохранить высокие значения в пределах больших колебаний расходов. В новейших конструк-

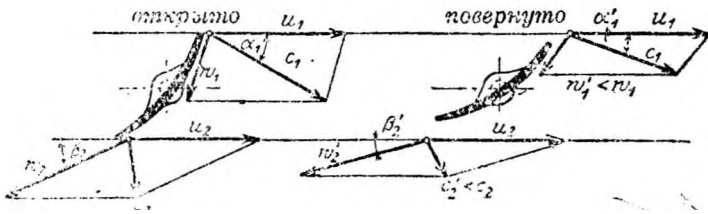


Фиг. 178

циях действительно получаются весьма плавно изменяющиеся кривые коэффициента полезного действия, как следует, например, из фиг. 178. При полном расходе кривая коэффициента полезного действия начинается при η около 83%, далее повышается до наибольшего значения в 87% и при расходе в 30% снижается только до 80%. Эта кривая была получена на установке Зибенбрунн, представленной на фиг. 175.

Фиг. 179 и 180 позволяют выяснить причину улучшения кривой коэффициента полезного действия благодаря повороту лопаток рабочего

колеса. Они представляют схематически разрез лопатки около втулки, где окружные скорости не очень велики. Положение лопатки, при котором должно иметь место наибольшее значение η , показывает фиг. 179. Абсолютная входная скорость c_1 разлагается на u_1 и w_1 , и лопатка



Фиг. 179.

Фиг. 180.

наклонена в направлении последней, так что имеет место безударный вход. При выходе углы выбираются так, чтобы абсолютная выходная скорость c_2 получила требуемое значение и была бы направлена перпендикулярно к u_2 или под углом несколько менее 90° . Если же при уменьшенном расходе повернуть лопатки рабочего колеса, то получим, приблизительно, то, что представлено на фиг. 180.

Абсолютная скорость в данном случае становится меньше, чем при полном открытии, потому что свободное пространство над рабочим колесом для малых расходов воды остается прежним и неизбежно поэтому уменьшение скорости.

При входе лопатка может быть повернута, приблизительно, в направлении w_1' , что исключает потерю от удара. Но существенное преимущество при истечении заключается в том, что, вследствие изменения угла β_2 на β_2' , абсолютная скорость c_2 уменьшается, что как раз и требуется в виду уменьшения расхода воды. Уменьшившийся же расход воды наполняет теперь поперечное сечение всасывающей трубы приблизительно так, как полный расход наполнял бы ее при прежней большей скорости c_2 . Кроме того, скорость c_2' отклоняется от нормального положения не так сильно, как это наблюдается при неподвижных лопатках, и даже, при известных предположениях, можно достигнуть того, что скорость c_2 всегда сохранит свое направление. Как было объяснено в § 13 В, углы и скорости в данном случае также могут быть приближенно определены из основного уравнения турбины. Совместное действие поворотных лопаток направляющего и рабочего колес вполне, следовательно, соответствует теоретическим требованиям целесообразного регулирования.

Из сравнения с кривой η турбины *Френсиса* заключаем, что турбина *Каплана* с поворотными рабочими лопатками превосходит турбину *Френсиса* в отношении большего постоянства кривой коэффициента полезного действия при регулировании.

Вследствие наличия двойного регулирования у турбин *Каплана*, — таковые обходятся всегда дороже турбин *Френсиса* той же мощности. Поэтому турбины *Каплана* применяются в тех случаях, когда необходимо получить большую быстроходность и хорошую регулируемость. Если же последнего не требуется, т. е. турбина будет работать большей частью с постоянной нагрузкой, то предпочитается пропеллерная турбина, которая, конечно, проще турбины *Френсиса*, хотя область применения таких турбин ограничена вследствие возможности появления кавитационных явлений (см. § 21).

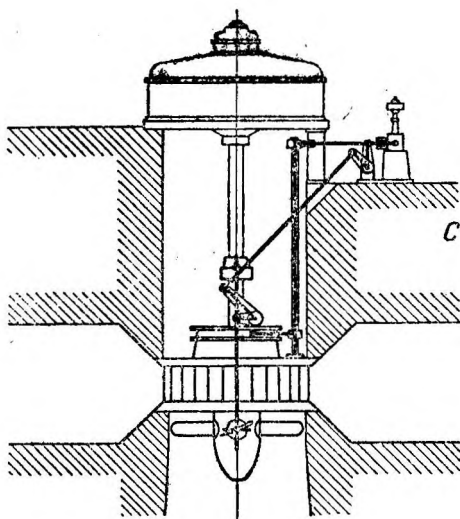
Б. Регулирующий привод в турбинах *Каплана*.

Регулирующие штанги, проходящие в вертикальных пустотелых турбинных валах, ныне приводятся в действие главным образом тремя следующими способами.

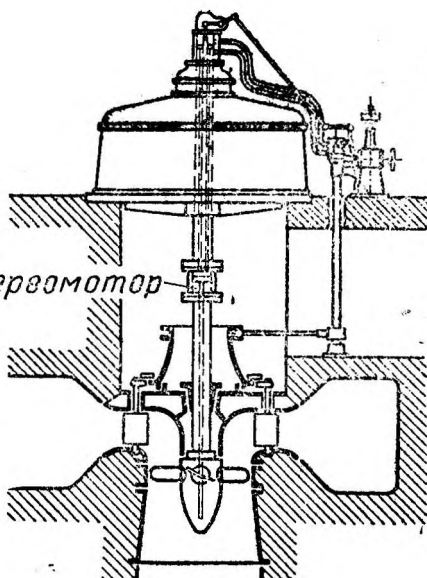
Малые турбины имеют регулирующее устройство, представленное на фиг. 173. Посредством рычажного механизма требуемое усилие для перемещения регулирующей штанги передается на последнюю через опорный шариковый подпятник; производится это или вручную или от небольшого регулятора непрямого действия, т. е. при помощи сервомотора (*Эшер-Висс* и *К°*).

В турбинах средней величины, которые должны быть снабжены автоматическим регулятором, находит применение двойное регулирование согласно фиг. 181. Регулятор посредством двух сервомоторов производит поворот направляющих лопаток и лопаток рабочего колеса. Каким образом при этом передается действующая сила на вращающуюся муфту и на регулируемую штангу, — было уже сказано при описании установки, изображенной на фиг. 175.

На больших установках заводы *Эшер-Висс* и *Фойт* осуществляют двойное регулирование по схеме согласно фиг. 182. Регулятор известным уже способом производит поворот направляющих лопаток при помощи

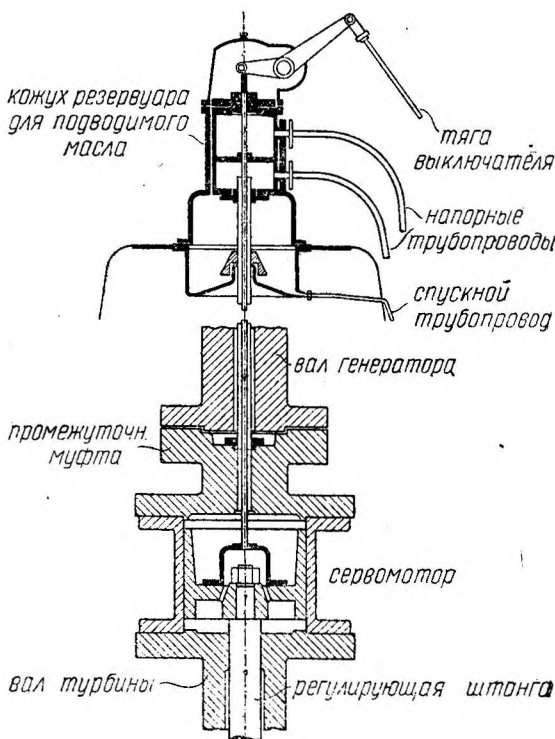


Фиг. 181.



Фиг. 182.

распределителя (распределительного клапана) и сервомотора. Лопасти же рабочего колеса при этом могут быть овпорачпваемы следующим образом:



Фиг. 183.

посредством особого распределительного клапана масло под давлением подводится по тонким трубкам к распределительному резервуару на верхнем конце вала. Оттуда оно поступает по двум входящим одна в другую трубкам к одному, вращающемуся вместе с валом, сервомотору. Последний в увеличенном масштабе изображен на фиг. 183. По внутренней трубке масло попадает под поршень сервомотора, а по большей внешней — сверху поршня; при этом, когда с одной стороны поршня производится давление, — с противоположной стороны распределитель позволяет маслу свободно вытекать. От поршня непосредственно приводится в действие регулирующая штанга. Этот способ по данным обоих заводов. вполне себя зарекомен-

довал; кроме того, способ этот для больших установок обходится значительно дешевле, чем регулирование с муфтой согласно ранее представленной фиг. 175.

§ 21. Основы расчетов.

А. Общие понятия.

Как было уже показано в § 19, — в пропеллерных турбинах и турбина Каплана отсутствует равномерное движение воды в лопаточных камерах. Передача давления на лопатки пропеллерного вида происходит благодаря взаимодействию частиц воды при их отклонении, отчего и создается разность давлений на передней и задней поверхностях лопаток. Поэтому расчет таких колес с весьма малым числом лопастей и осевым протеканием воды покоится совсем на иных началах, чем расчет рабочих колес нормальных турбин Френсиса. Эти положения, основанные на действии "*поддерживающей силы*", впервые достаточно исчерпывающе были освещены *Бауэрсфельдом*, * подтвердив при этом практическую пригодность *основного уравнения турбин* для произвольного сечения лопатки.

На основании *модельных испытаний* устанавливаются наиболее целесообразные формы лопастей и конструкции, благодаря чему на практике получаются пропеллерные колеса с достаточно высоким коэффициентом полезного действия. Как было сказано при конструировании лопаток турбин Френсиса (стр. 86), в настоящее время еще невозможно настолько теоретически охватить явления протекания воды в турбинных колесах, чтобы на этом мог быть основан их точный расчет. Однако приближенный расчет все же может быть произведен, исходя из общеизвестной *струйной теории*, служащей основой для расчета модельных колес. Нижеприводимые данные поэтому должны быть понимаемы именно в этом смысле.

В данном случае может быть поэтому использовано, как и для всех турбин вообще, *основное уравнение* для определенного сечения лопатки:

$$u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

которое при угле $\alpha_2 = 90^\circ$ и по замене $u_1 \cos \alpha_1$ через c_{u1} , соответственно упрощается:

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

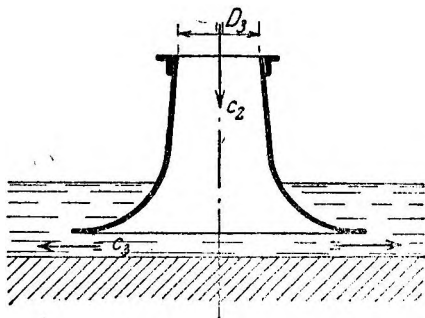
Угол β_1 , как уже упоминалось на стр. 126, будет при этом иметь неодинаковые значения для различных сечений входной кромки рабочей лопатки. Угол этот в направлении к периферии уменьшается и на внешнем диаметре доходит иногда до 10° . Какое влияние оказывают углы β_1 и α_1 на быстротходность турбины и форму лопатки, — было уже указано при рассмотрении турбины Френсиса (§ 13 А); в разбираемом случае имеем совершенно аналогичную картину. Большое число оборотов получается лишь при уменьшении и при увеличении угла α_1 , который для пропеллерных турбин выбирается в пределах от 45 до 60° .

При выходе из рабочего колеса имеет большое значение выбор абсолютной скорости c_2 и, прежде всего, скорости c_3 при входе во всасывающую трубу, так как только путем выбора возможно большей скорости c_3 удастся получить небольшие диаметры всасывающей трубы D_3

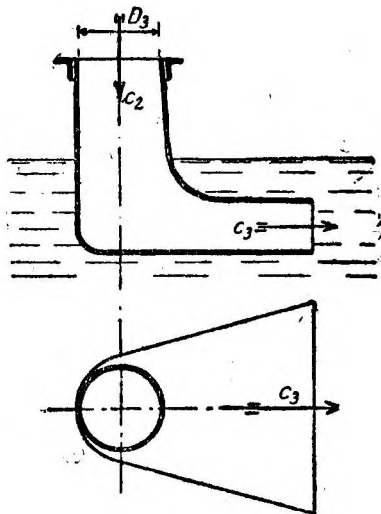
* См. *Bauersfeld* (Z. d. V. d. I., 1922, S. 461).

и рабочего колеса, что необходимо для получения больших чисел оборотов. На основании изложенного скорость c_3 принимается из расчета 20 — 40% от высоты напора H , причем всасывающая труба расширяется книзу и притом настолько, чтобы перед входом в отводящий канал скорость c_4 была бы около 1,5 м/сек, благодаря чему значительно уменьшается энергия вытекающей воды. Таким образом и здесь мы видим полную аналогию с турбинами Френсиса. Всасывающая труба обычно принимает форму, изображенную на ранее представленной фиг. 99. На фиг. же 184 и 185 представлены две новейших формы всасывающих труб, запатентованных проф. Капланом и отличающихся сильным расширением книзу, что особенно обнаруживается при воронкообразной форме.

В пропеллерных турбинах особо важную роль играет вопрос о допу-



Фиг. 184.



Фиг. 185.

стимой высоте всасывания H_s . Как было уже сказано ранее (стр. 74), при коротких лопатках и имеющих при этом место пониженных давлений на заднюю стенку последних, возникает опасность образования пустот (явление кавитации), ведущая к сильным разьедам. В пропеллерных турбинах, вследствие небольшого числа коротких лопаток и вытекающей из этого значительной разности давлений, указанная опасность увеличивается. Для вычисления допустимой высоты всасывания H_s служит коэффициент кавитации σ , предложенный проф. Тома (Тома); коэффициент этот может быть представлен в виде функции от коэффициента быстроходности n_s (см. диаграмму на фиг. 100), как показано в нижеприводимой небольшой табличке:

$n_s =$	500	600	700	800
$\sigma =$	~ 0,6	~ 0,8	~ 1,5	~ 2,1

Высота всасывания H_s получается тогда из выражения: *

$$H_s \leq B - \sigma \cdot H,$$

* См. примечание ва стр. 75,

где B — барометрическое давление, выраженное в метрах водяного столба. Таким образом H_s уменьшается при возрастании H и увеличении быстроходности.

Если, например, $H = 10$ м и давление атмосферы $B = 10$ м, то при m получается:

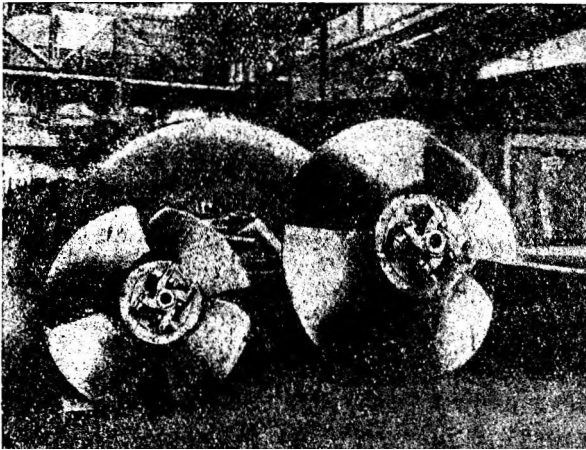
$$21 \cdot 0 \leq \sigma \cdot 10,$$

откуда

$$\sigma \leq 0,8,$$

т. е. в данных условиях могла бы быть применена только турбина средней быстроходности и с возможно длинными лопатками, примерно соответствующая турбине, представленной на фиг. 186 (завод *Фойт*).

Если взять такое же колесо, то при $H = 15$ м и $B = 10$ м получается $H = 10 - 0,8 \cdot 15 = - 2$ м т. е. такая установка оказывается уже



Фиг. 186. Колеса турбин Каплана с длинными лопатками.

неприемлемой и следовало бы поэтому применить быстроходную турбину Френсиса вместо пропеллерной. Во всяком случае очевидно, что колеса высокой быстроходности ($n_s = 800$ и выше) могут быть применяемы лишь для малых напоров.

В нижеприводимом примере будет показан дальнейший ход расчета пропеллерных турбин, имея при этом в виду, что все эти расчеты являются лишь предварительными для установления наиболее приемлемых размеров и что колеса затем уже испытываются и поверяются на практике.

Б. Расчетный пример.

Требуется рассчитать пропеллерную турбину с вертикальным валом для напора $H = 3,5$ м и расхода $Q = 6$ м³/сек, определив ее основные размеры. Турбина должна иметь шесть неподвижных лопаток и наивысший коэффициент полезного действия при расходе в 80% (от максимального).

а) Мощность. Приняв коэффициент полезного действия при полном открытии $\eta = 0,85$, — получим:

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1000 \cdot 6 \cdot 3,5}{75} \cdot 0,85 = 240 \text{ л. с.}$$

б) Всасывающая труба. Для определения скорости c_3 при полном расходе будем исходить из расчета, что высота, соответствующая данной скорости, составляет 30% от высоты напора H ; тогда:

$$c_3 \cong \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,3 \cdot 3,5} = \sim 4,5 \text{ м/сек.}$$

При условии, что скорость c_3 направлена параллельно оси турбины, вычисляем далее верхний диаметр всасывающей трубы D_3 из равенства:

$$\frac{\pi \cdot D_3^2}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{6}{4,5} = 1,33 \text{ м}^2,$$

откуда:

$$D_3 = 1305 \text{ мм.}$$

Если площадь выхода из всасывающей трубы увеличить, примерно, в четыре раза, то действительная скорость истечения c_4 будет $\sim 1,1 \text{ м/сек}$, т. е. получится весьма небольшая выходная потеря.

в) Рабочее колесо и число оборотов. Приняв сравнительно небольшой зазор (фиг. 187), найдем внешний диаметр рабочего колеса:

$$D_2 = 1300 \text{ мм.}$$

Так как диаметр втулки, как сказано было выше, выбирается приблизительно в 0,4 от диаметра рабочего колеса, то поэтому:

$$D_n = 500 \text{ мм,}$$

а, следовательно, средний диаметр рабочего колеса будет равен:

$$D_1 = 900 \text{ мм.}$$

Для этого среднего диаметра вычислим входной треугольник. По основному уравнению при $\eta_h = 0,88$ имеем:

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H, = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 3,5 = 30.$$

Однако нельзя ограничиться одним только основным уравнением и необходимо принять еще во внимание так называемую *меридиональную составляющую* $c_{m1} = c_1 \cdot \sin \alpha_1$, так как определена уже площадь выхода

из рабочего колеса $\frac{\pi (D_2^2 - D_n^2)}{4}$. При расходе в 80% от максимального, при котором должен иметь место наивысший коэффициент полезного действия η , получаем:

$$0,8 Q = \frac{(D_2^2 - D_n^2) \pi}{4} \cdot c_{m1},$$

откуда

$$c_{m1} = \frac{0,8 \cdot 6 \cdot 4}{(1,3^2 - 0,5^2) \cdot \pi} = 4,2 \text{ м/сек.}$$

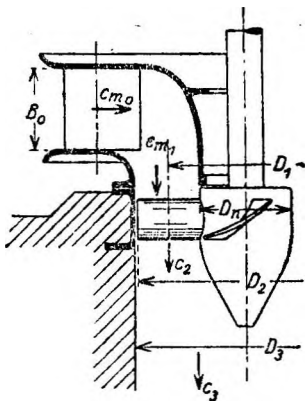
(В данном случае не принято во внимание сужение от шести лопастей, так как число их невелико и они при входе заострены.)

Чтобы получить большую окружную скорость u_1 , — в основном уравнении должен быть возможно меньше член $c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$, т. е. должен быть возможно больше угол α_1 . Выбрав, например, угол $\alpha_1 = 55^\circ$, получим, на основании фиг. 188:

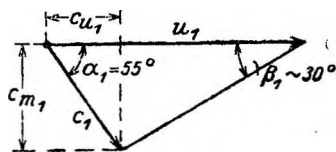
$$c_{u1} = 2,9 \text{ м/сек.}$$

Так как ранее имели: $u_1 \cdot c_{u1} = 30$, То находим далее: $u_1 = 30 : 2,9 = 10,3 \text{ м/сек}$ и, таким образом, можем окончательно построить входной треугольник. Из последнего получаем входной угол среднего сечения лопатки

$$\beta_1 \sim 30^\circ.$$



Фиг. 187.



Фиг. 188.

Наконец, определяем число оборотов колеса:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 10,3}{0,9 \cdot 3,14} = 220 \text{ об./мин.}$$

Если, например, желательно данную турбину соединить с генератором переменного тока, имеющим $n = 750 \text{ об./мин.}$, то это можно было бы осуществить при помощи цилиндрических или конических зубчатых передач.

г) Ширина направляющего колеса B_0 . При расходе в 80% от максимального, т. е. при частично прикрытых направляющих лопатках, можно принять внутренний диаметр направляющего колеса $D_0 \sim 1300 \text{ мм}$. Свободная поверхность выхода в данном случае выбирается несколько больше, чем площадь входа в рабочее колесо, а именно так, чтобы меридиональная составляющая c_{m0} была бы равна $0,7 \div 0,6$ от c_{m1} . Таким образом действительно большие скорости имеют место лишь в пределах рабочего колеса. В разбираемом примере примем:

$$c_{m0} = c_0 \cdot \sin \alpha_0 = 0,65 \cdot c_{m1} = 0,65 \cdot 4,2 = 2,7 \text{ м/сек.}$$

Производя расчет на $0,8 Q$ и принимая уже здесь во внимание сужение от направляющих лопаток (около 12 шт.) в 10%, — получим уравнение:

$$0,8 \cdot Q = 0,9 \cdot D_0 \cdot \pi \cdot B_0 \cdot c_{m0},$$

откуда

$$B_0 = \frac{0,8 \cdot 6}{0,9 \cdot 1,3 \cdot \pi \cdot 2,7} = 0,48 \text{ м.}$$

Выполняем:

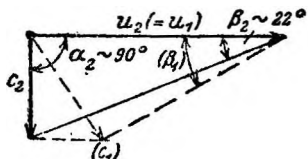
$$B_0 = 480 \text{ мм.}$$

д) Выход из рабочего колеса. Для среднего сечения (цилиндрического), фиг. 187, устанавливаем: $u_2 = u_1 = 10,3$ м/сек; далее: $c_{m2} = c_{m1} = 4,2$ м/сек. Так как при расходе $0,8Q$ колесо должно иметь наивысший коэффициент полезного действия, то, как известно, скорость c_2 должна быть перпендикулярна скорости u_2 , поэтому

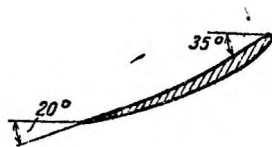
$$c_2 = c_{m2} = 4,2 \text{ м/сек.}$$

Выходной треугольник принимает при этом вид, представленный на фиг. 189. причем угол β_2 получается около 22° .

е) Сечения лопатки. На основании изложенного выше, входной треугольник скоростей частично накладывается на выходной треугольник, как это показано пунктиром на фиг. 189. Припоминая далее, что у тур-



Фиг. 189.



Фиг. 190.

бин с безлопаточным пространством в зазоре осуществляется так называемое *смещение углов* (как и у некоторых типов турбин Френсиса, см. стр. 71), вычисленные нами углы β_1 и β_2 практически могут быть изменены, а именно: угол β_1 увеличивается до 35° и угол β_2 уменьшается до 20° . После этого строим профиль лопатки для данного сечения, представленный на фиг. 190.

Подобным же образом могут быть определены профили и других цилиндрических сечений лопатки, так, например, на внешнем диаметре и у втулки. В первом случае имеем:

$$u_{1a} = u_{2a} = u_1 \frac{D_2}{D_1} = 1,3 \frac{1,3}{0,9} = 14,9 \text{ м/сек.}$$

Так как и здесь угол α_1 должен быть принят 55° , то поэтому скорость c_{u1} должна быть равна $2,9$ м/сек и $c_{m1} = 4,2$ м/сек, т. е. как и для среднего сечения.

Переписывая далее основное уравнение в общем виде:

$$u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} = \eta_h \cdot g \cdot H = 30 \text{ (см. п. в),}$$

получим:

$$14,9 \cdot (2,9 - c_{u2}) = 30 \quad \text{и} \quad c_{u2} = 2,9 - \frac{30}{14,9} = 0,85 \text{ м/сек.}$$

При наличии этих данных можно уже построить оба треугольника скоростей (фиг. 191), откуда определяется угол $\alpha_2 \cong 80^\circ$, т. е. скорость выхода c_2 имеет несколько наклонное положение при той же меридиональной составляющей $c_{m2} = 4,2$ м/сек, каковая соответствует выходной поверхности. Из фиг. 191 определяем также углы β_{1a} и β_{2a} и, следовательно, можно начертить и профиль лопатки на внешней окружности колеса, как это изображено на фиг. 192, опять-таки с небольшим *смещением углов*. При этом дл на лопатки, соответственно большему диаметру, будет также больше, чем в среднем сечении.

У втулки находим:

$$u_{1i} = u_{2i} = u_1 \frac{D_n}{D_1} = 10,3 \cdot \frac{0,5}{0,9} = 5,7 \text{ м/сек.}$$

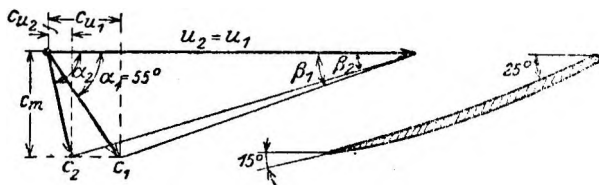
По аналогии с предыдущим получаем

$$5,7 \cdot (2,9 - c_{u2}) = 30$$

и, следовательно,

$$c_{u2} = 2,9 - \frac{30}{5,7} = -2,35 \text{ м/сек.}$$

Треугольники скоростей в последнем случае принимают вид согласно фиг. 193, откуда определяется угол $\alpha_2 \cong 115^\circ$ и при известных углах

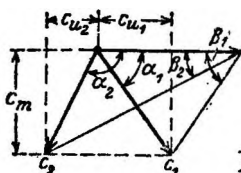


Фиг. 191.

Фиг. 192.

β_{1i} и β_{2i} вычерчивается сечение лопатки у втулки (фиг. 194), причем теперь уже длина лопатки будет соответственно короче.

Длина лопаток вообще может выбираться различной. Длинные лопатки, как известно, дают больше потерь на трение, особенно при больших скоростях, зато у них избыточное давление меньше (точнее — удельная нагрузка), благодаря чему понижается опасность кавитации (см. стр. 138). Наоборот, короткие лопатки дают меньшее трение и лучший коэффициент полезного действия η , однако, вследствие увеличения опасности образования пустот (кавитации), они могут быть применяемы лишь при малых напорах.



Фиг. 193.

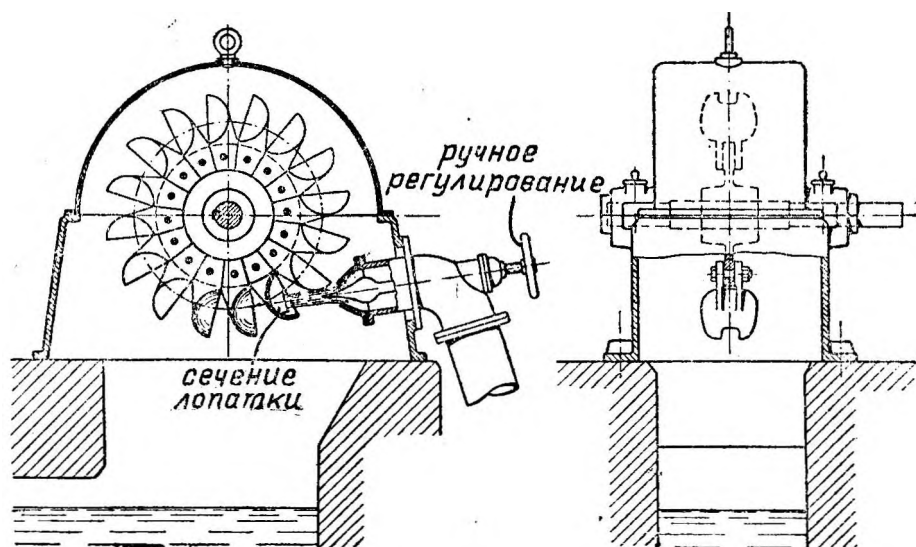
Фиг. 194.

Все вышеизложенные соображения являются до известной степени произвольными и могут быть проверены лишь опытным путем, если действительно хотят получить вполне надежную в работе турбину с высоким коэффициентом полезного действия.

СВОБОДНОСТРУЙНЫЕ ТУРБИНЫ.

§ 22. Общие понятия. Конструкция и регулирование.

Тангенциальными колесами или колесами Пельтона, а также ковшевыми турбинами называются, как уже было сказано в § 6, такие свободнотруйные турбины, которые наиболее приспособлены для больших напоров и незначительных количеств воды. Они применяются при напо-

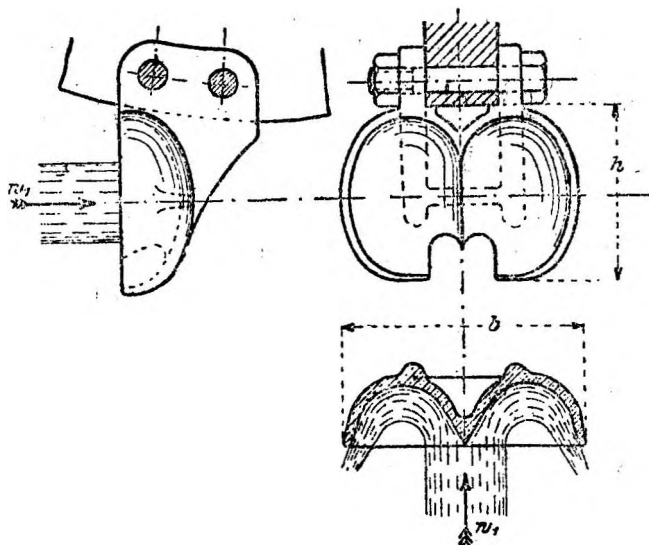


Фиг. 195.

рах от 60 ÷ 1500 м, причем достигается весьма высокий для гидравлических двигателей коэффициент полезного действия, доходящий до 90%. На фиг. 195 представлено, например, небольшое тангенциальное колесо с ручным регулированием. Соответственно небольшому расходу воды предусмотрено лишь так называемое частичное или парциальное наполнение, т. е. направляющий аппарат состоит только из одного сопла (насадки). При больших расходах доходят максимально до трех насадок. Через сопло (насадку) струя круглого поперечного сечения направляется на лопатку в строго тангенциальном направлении, отчего турбины этого вида и получили свое наименование.

Главнейшей конструктивной деталью турбины являются ковшеобразные лопатки, которые также могут быть названы просто *ковшами*. Они

представляют собой особые двойные лопатки свободнотруйной турбины, как показывают фиг. 196 и далее фиг. 212. Струя в точности направляется на нож, делящий лопатку на две половины, рассекается им и течет



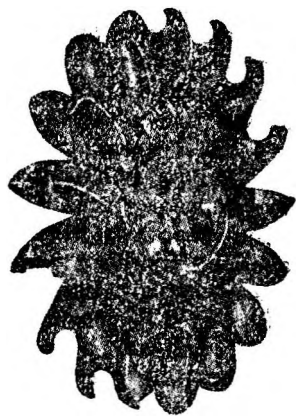
Фиг. 196.

двумя тонкими слоями по обоим лоткам лопатки, отчего происходит отклонение струй почти полностью на 180° . Видимый на ковшах вырез выбирается так, чтобы при правильном наполнении ковша полной струей, можно было придвинуть сопло очень близко к лопаткам. Для малых колес ковши выполняются как одно целое с колесом, чаще же прибалчиваются отдельно к ободу колеса. Из фиг. 195 усматриваем, что вся установка тангенциального колеса в составном из двух частей кожухе с подшипниками и соплом весьма проста и наглядна. Потребная для наполнения лопаток вода подается с определенной высоты и затем на выходе из колеса переходит в нижний отводящий канал.

На фиг. 197 изображено тангенциальное колесо с приболченными ковшами, выполненное фирмой *Брейер*, а на фиг. 198 — полная установка вместе с подшипниками и вручную регулируемым соплом.

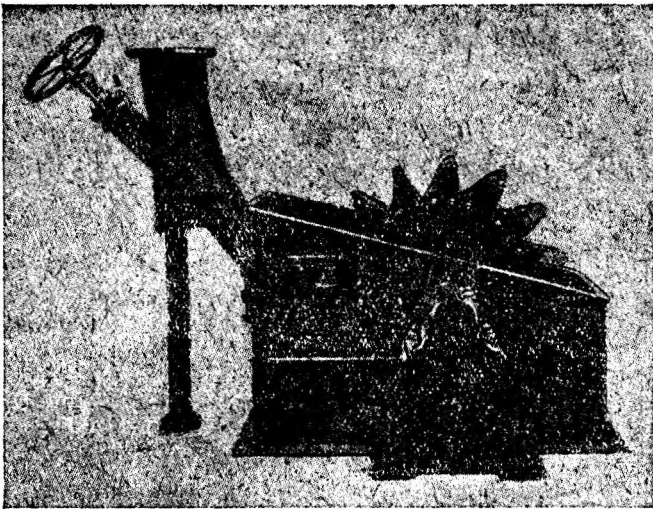
В настоящее время изменение подводимого расхода воды производится почти исключительно с помощью иглы особой формы (§ 23), позволяющей изменять живое сечение насадки. При ручном или же автоматическом регулировании и коротких трубопроводах достаточно применение одной только иглы, так как в трубе отсутствуют резкие повышения давления, возникающие вследствие действия инерции масс.

На следующих примерах выполненных установок будет показано,¹



Фиг. 197.

каким образом учитывать возможные колебания давлений в длинных трубопроводах при быстром закрывании регулятора. При автоматическом регулировании пользуются описанными уже при рассмотрении турбин Френсиса регуляторами непрямого действия с *сервомотором* (ср. § 16 В).



Фиг. 198.

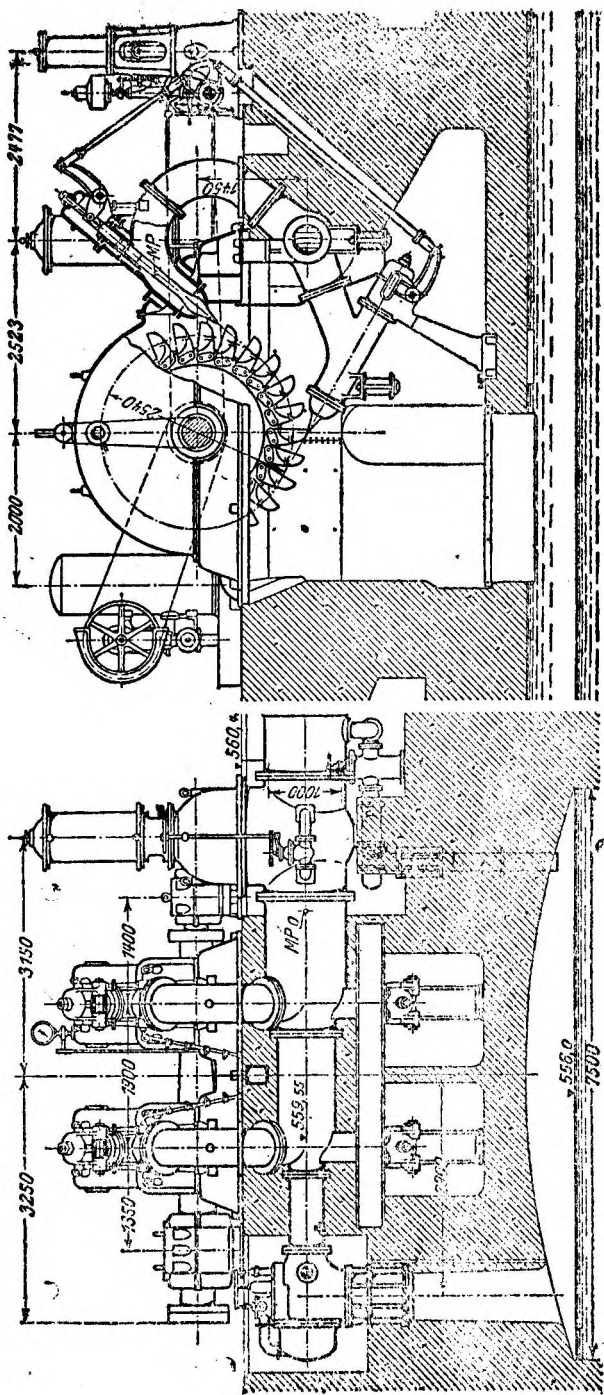
Фиг. 199 и 200 изображают двойную установку тангенциальных колес, выполненную фирмой *Фойт* (I. M. Voith, Heidenheim), которая при напоре $H = 276$ м развивает мощность $N = 13\,350$ лощ. сил.

Ковши имеют ранее рассмотренную эллиптическую форму; они отлиты из стали и весят 97 кг каждый. Прикрепление их к ободу колеса произведено посредством двойных фланцев и двух крепко привернутых болтов. К каждому колесу подводится вода из двух насадок, расположенных почти под прямым углом друг к другу и регулируемых при помощи иглы. Чтобы при внезапном продвижении иглы вперед не возникло в трубопроводе повышение давления, в конце трубопровода устраивается клапан *холостого выпуска*, который принудительно устанавливается механизмом регулятора таким образом, чтобы отверстие холостого выпуска соответствовало замыкательному движению иглы.

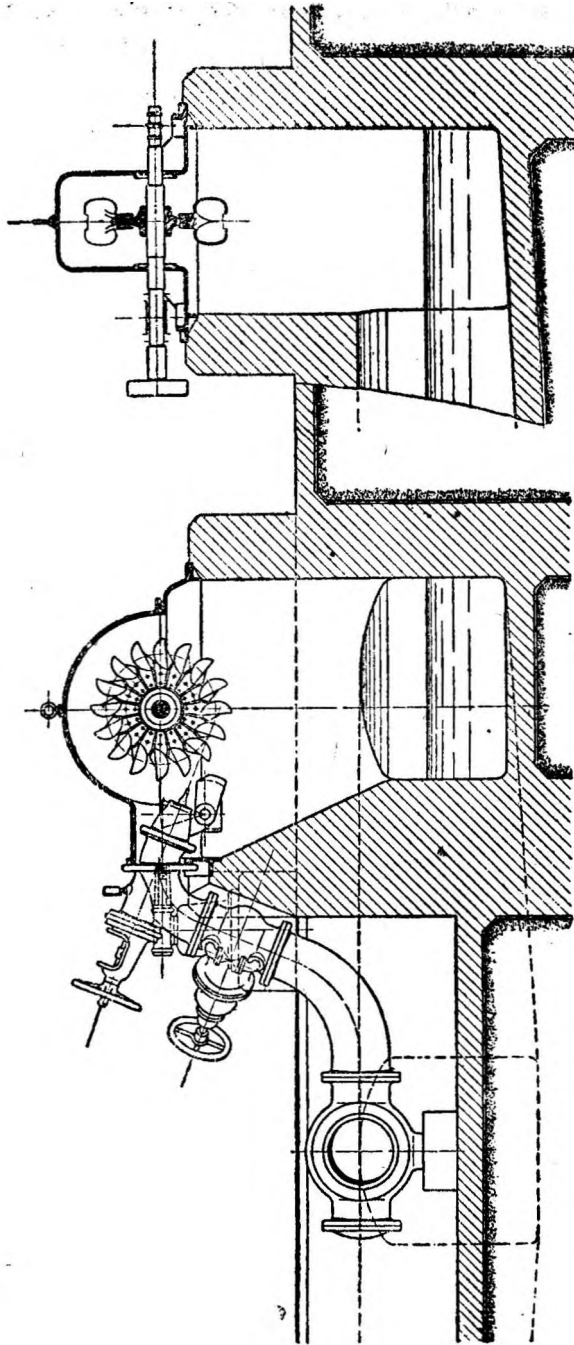
Во избежание длительной потери неиспользованной воды при задвинутых иглах, клапан выпуска закрывается вновь через известный промежуток времени посредством упругого выключателя.

На фиг. 199 на левом конце трубопровода видим клапан холостого выпуска, а справа перед ответвлением в турбины замыкающую задвижку.

Фиг. 201 и 202 изображает небольшую струйную турбину; вода подводится одним соплом и регулируется иглой. Кроме такого регулирования, производимого от руки, здесь применено дополнительно еще особое регулирование посредством *отклонителя струи*, который врезывается в струю и отделяет часть воды, которая стекает на сторону. Отклонитель струи обслуживается автоматическим регулятором и устраняет повышение давления в трубопроводе, так как при этом расход воды не изменяется. Чтобы



Фиг. 199 и 200. Установка тангенциальных колес мощностью $N = 13350$ л. с. ($H = 276$ м, $n = 250$ об./мин.).



Фиг. 201 и 202. Тангенциальное колесо с иглой и отклонителем струи.

избежать дальнейшей непроизводительной потери воды, игла в период действия отклонителя вручную выдвигается вперед. *

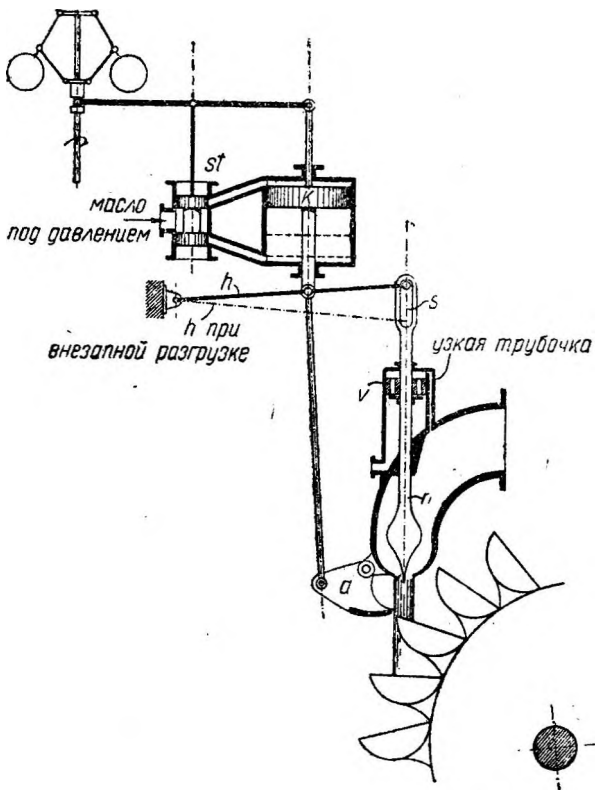
В крупных установках отклонитель и игла приводятся в действие автоматически, что достигается либо устройством особых двойных регуляторов, либо выбирается способ приведения в действие посредством одного регулятора, как представлено схематически на фиг. 203. При внезапной разгрузке регулирующий поршень k

(управляемый посредством распределительного клапана st) двигается вниз, рычаг h поворачивается вокруг неподвижной точки вращения, и отклонитель a отсекает струю. Игла медленно закрывает отверстие, так как она вследствие прорези s нажимается вниз не непосредственно рычагом h , а поршнем вентиля v , благодаря давлению воды, притекающей через узкую трубочку. При этом прорезь опять прилегает к болту рычага h , и дальнейшее замыкание иглой становится невозможным. При внезапной нагрузке поршень k , наоборот, поднимается, вызывая открытие иглой (благодаря поршню вентиля это происходит теперь очень быстро) и одновременное обратное движение отклонителя. В более совершенных конструкциях движения согласованы таким образом, что отклонитель при каждом новом установившемся режиме лишь касается струи. Каждый новый установившийся режим достигается посредством выключения (Nachführung), как это было объяснено ранее в § 16. В.

Двойное регулирование при помощи иглы и отклонителя струи выполняется в настоящее время многими заводами.

На фиг. 204, например, изображена свободнотруйная турбина завода Эшер-Висс, имеющая всего лишь одну насадку и описанное выше двойное регулирование; при напоре $H = 420$ м она развивает мощность $N = 7500$ л. с. Диаметр струи — 160 мм; колесо, диаметром 1300 мм, изго-

на фиг. 204, например, изображена свободнотруйная турбина завода Эшер-Висс, имеющая всего лишь одну насадку и описанное выше двойное регулирование; при напоре $H = 420$ м она развивает мощность $N = 7500$ л. с. Диаметр струи — 160 мм; колесо, диаметром 1300 мм, изго-

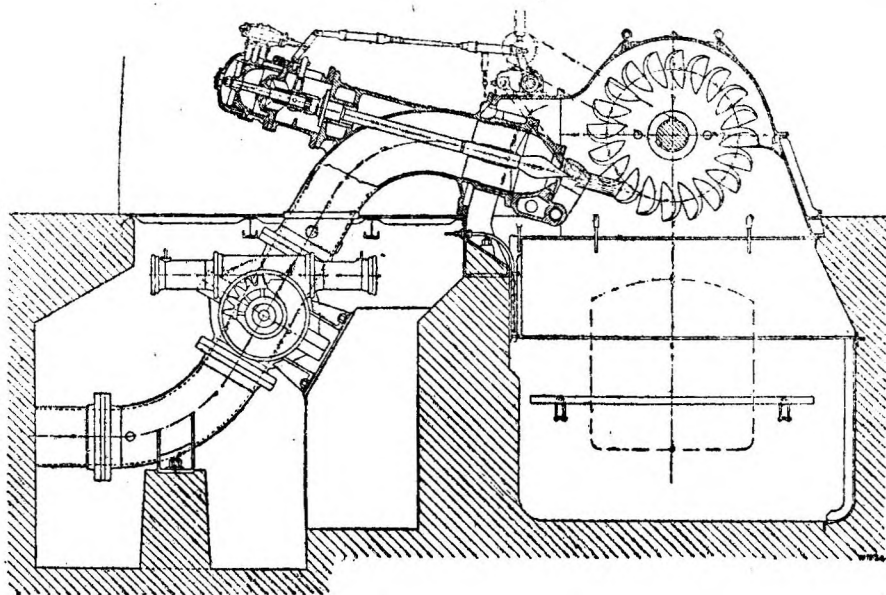


Фиг. 203.

* При этом и отклонитель одновременно возвращается в свое первоначальное положение, вследствие чего медленно уменьшается расход воды. Прим. перев.

товлено из стального литья и отлито как одно целое с лопатками (ковшами). Согласно приемочных испытаний к. п. д. получился несколько выше 87%. Коэффициент быстроходности колеса довольно высок ($n_g = n_I \cdot \sqrt{N_I} \cong 28$), так как число оборотов турбины $n = 600$.

Новинкой в области построения больших свободнотруйных турбин является применение таких колес на *вертикальном* валу, что представлено, например, на фиг. 205 и 206. Турбинная установка, изготовленная тем же заводом, имеет следующие данные: $N = 18\ 600$ лш. сил, $H = 204$ м и $n = 250$ об./мин. На плане турбины видим, что вода под-



Фиг. 204. Свободнотруйная турбина мощностью 7500 л. с.

водится к колесу по четырем насадкам, прикрепленным к кольцеобразному подводящему трубопроводу. Последний одновременно служит и опорой для генератора, что значительно упрощает установку, делает ее доступной для осмотра и уменьшает строительную высоту. Все четыре иглы приводятся в действие от общего сервомотора, видимого в плане; отклонитель же струй работает от другого сервомотора, расположенного да выступе рядом с генератором.

Из приведенных примеров видно, что конструирование тангенциальных колес чрезвычайно просто и понятно; кроме того, на сравнительно небольшом пространстве можно получить значительные мощности, что при других видах турбин является невозможным. До сего времени использованы напоры до 1 500 м * и достигнуты мощности отдельных турбин до 30 000 лш. сил.

* В Швейцарии на установке *Fully* использован уже напор в 1 720 м.

Прим. перев.

§ 23. Расчеты и данные для конструирования.

В § 8 при рассмотрении работы воды было получено *основное уравнение*, пригодное для всех видов турбин:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Но так как в струйных турбинах, согласно изложенному в § 5, вода свободно вытекает из направляющего колеса, то получается

$$\text{уравнение } \frac{c_1^2}{2g} = H_d, \text{ из}$$

которого, принимая во внимание коэффициент истечения φ , имеем:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_d}.$$

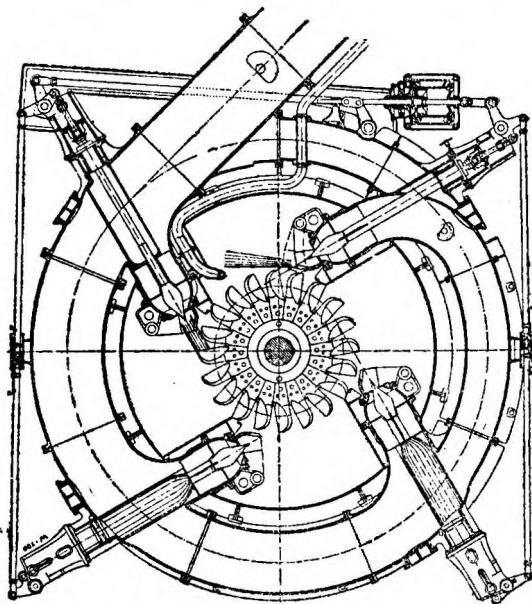
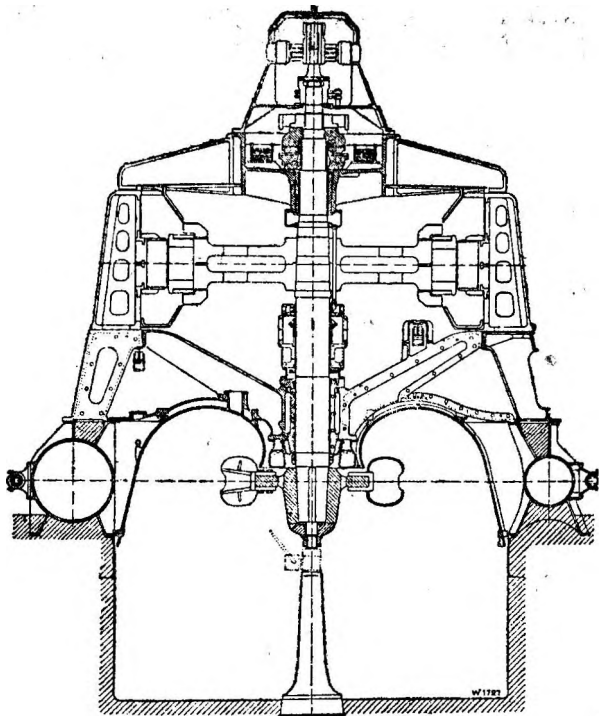
Таким образом, в противоположность напорной (реактивной) турбине, в данном случае абсолютная скорость истечения из направляющего колеса или сопла имеет одно значение, что, естественно, учитывается на ряду с основным уравнением.

Приняв коэффициент истечения

$$\varphi = 0,96 \div 0,98,$$

можем вычислить c_1 и при данном расходе Q также и поперечное сечение сопла. Если одного сопла недостаточно, то можно выбрать два, в крайнем случае — три сопла, или же иногда устанавливают на одном валу по несколько колес.

До настоящего времени получен наибольший диаметр струи в 200 мм, что, однако, требует очень больших лопаток.



Фиг. 205 и 206. Вертикальная свободнотруйная турбина мощностью 18 600 л. с.

Сравнивая теперь между собой оба основных уравнения:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H \text{ и } c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_d},$$

можно написать с достаточной точностью и последнее уравнение: $c_1^2 = \eta_h \cdot 2 \cdot g \cdot H$, так как η_h , как известно, учитывает все потери, включая сюда также и потерю высоты вследствие расположения турбины над нижним уровнем воды.



Фиг. 207.

Тогда получим выражение:

$$2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1^2.$$

или

$$u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{c_1}{2}.$$

Таким образом параллелограмм получает форму ромба (фиг. 207). Так как в тангенциальном колесе угол $\alpha_1 \cong 0$, как показывает фиг. 208, т. е. абсолютная скорость c_1 и окружная u_1 совпадают по направлению, то:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} = \frac{\varphi \sqrt{2gH_d}^*}{2}.$$

Далее, при втекании струи на лопатку рабочего колеса получим:

$$w = c_1 - u_1,$$

так что и относительная скорость в лопатке будет равна

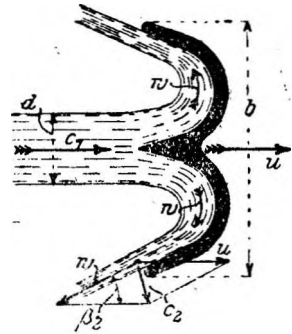
$$w = \frac{c_1}{2}.$$

Так как сила ускорения отсутствует, то поэтому скорость w может быть рассматриваема как постоянная. Равным образом скорость u по фиг. 208 имеет приблизительно одинаковые значения как при входе, так и при выходе, так что не является необходимостью различать u от u_2 .

При истечении, как и раньше, получаем параллелограмм скоростей. Зная скорости u и $w \cong u$ и выбрав угол β_2 , находим выходную скорость c_2 . Угол β_2 выбирается очень небольшим, приблизительно $4^\circ \div 8^\circ$, так как вследствие незначительного количества воды скорость c_2 тоже может быть незначительна, а, кроме того, с увеличением c_2 повысилась бы только потеря при выходе.

Форма лопаток получается на основании конструктивных соображений, принимая во внимание изображенный на фиг. 208 угол и опытные данные. У новейших лопаток ковши имеют форму эллипсоида, как было ранее представлено на фиг. 196.

Настоящего конструирования лопаток, как в турбинах Френсиса, здесь не производится, так как исключительное внимание должно быть обра-



Фиг. 208.

* Практически, при подстановке $H_d = H$ и $\varphi = 0,95$, получаем так постоянное значение.

$$u_1 \cong 2,1 \sqrt{H}$$

щено на получение возможно большей равномерности кривизны поверхности лопаток. Чтобы можно было поручиться за точность заводского изготовления лопаток, в этом случае также строят модели из отдельных досок и штампы.

Разделяющий лопатку нож направлен параллельно верхней поверхности ковша (фиг. 196) или же несколько наклонен назад, как это видно на фиг. 212.

Размеры лопаток целесообразно выбирать почти в четыре раза больше диаметра струи d . Произведенные опыты Рейхеля (Reichel) и Вагенбаха (Wagenbach) * доказали, что не следует выбирать слишком малых ковшей, и что выгоднее всего придерживаться следующих значений:

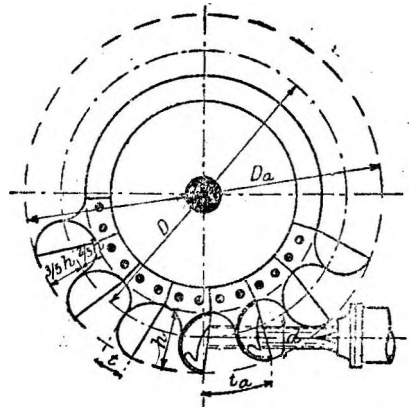
$$\text{Ширина ковша } b \cong 3,75 \cdot d (\cong 2\sqrt{Q_i})$$

$$\text{Высота ковша } h \cong 3,50 \cdot d (\cong 1,9\sqrt{Q_i})$$

$$\text{Глубина ковша } t \cong 1,50 \cdot d (\cong 0,8\sqrt{Q_i})$$

Здесь Q_i обозначает расход воды, отнесенный к напору $H = 1\text{ м}$ (ср. § 10), а именно тот расход воды, при котором достигается наилучший коэффициент полезного действия. На основании произведенных опытов можно было бы считать максимальный допустимый расход воды $Q_{\text{max}} = 2 Q_b$ и, следовательно, соответственно больший диаметр струи d , причем, однако, коэффициент полезного действия понизился бы тогда на несколько процентов.

Относительно прикрепления ковшей или лопаток к колесу и положения сопла по отношению к самим ковшам необходимо заметить следующее: ковши, как показывает фиг. 209 и предыдущие фигуры, устанавливаются не радиально, а таким образом, чтобы струя, полностью попадающая на нож ковша, была направлена к нему почти перпендикулярно. Ковши сдвигают на один шаг лопатки в сторону сопла. Последнее должно быть придвинуто к лопаткам возможно ближе, насколько позволяет конструкция. Далее, струя должна попадать на лопатку по возможности глубже в направлении обода колеса, чтобы меньше были потери при выходе. Поэтому лучше всего направлять струю так, чтобы ее средняя линия, касательная к расчетному диаметру D , отстояла от основания ковшей примерно на $\frac{2}{5}$ всей высоты последних h , как представлено на фиг. 202.



Фиг. 209.

Внешний шаг ковша t_a определится, наконец, следующим образом. Было установлено, что большее число лопаток при соответственно небольшом шаге t_a является очень выгодным, чему, однако, ставится предел, обуславливаемый возможностью прикрепления лопаток к колесу. С другой стороны, шаг лопаток не должен быть слишком велик, чтобы часть воды не выливалась из лопаток неиспользованной. Исследуем это

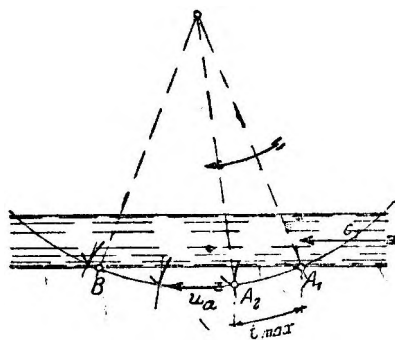
* Ср. Z. d. V. d. I., 1913, S. 441 u. f., а также 1918, S. 822 u. f.

явление, пользуясь фиг. 210. Для того, чтобы внешняя струйка воды, которая уже не улавливается ножом ковша A_1 , захватывалась еще последующим ножом A_2 , эта струйка должна притти в точку B не позже точки A_2 . Струйка движется со скоростью c_1 и должна пройти расстояние $\overline{A_1B}$. Нож ковша A_2 , в свою очередь, движется с окружной скоростью u_a и должен пройти дугу $\overline{A_2B}$. Таким образом получаем время, по истечении которого произойдет их встреча в точке B :

$$\frac{\overline{A_1B}}{c_1} = \frac{\overline{A_2B}}{u}$$

на что и следует обращать внимание при конструировании, т. е. так выбирать t_a , чтобы, по возможности, было удовлетворено неравенство:

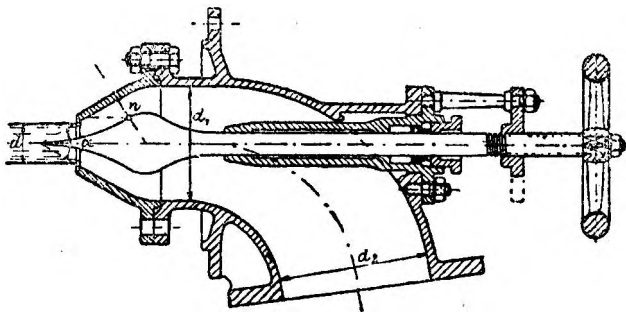
$$\frac{\overline{A_1B}}{c_1} < \frac{\overline{A_2B}}{u}$$



Фиг. 210.

Небольшие ковши делаются из бронзы или чугуна, ковши же больших размеров — из литой стали. Внутренние поверхности следует, по возможности, чисто отшлифовать и отполировать. Закрепление должно производиться весьма тщательно в виду значительных окружных скоростей и центробежных сил (ср. § 24).

Сопло и регулирующая игла проектируются на основании следующих



Фиг. 211.

соображений: форма иглы должна быть такова, чтобы было возможно более равномерное ускорение воды в направлении струи. Поэтому, как показывает фиг. 211, точка перегиба w профиля иглы не должна лежать внутри d , так как иначе при вдвинутой игле получалось бы ненужное расширение поперечного сечения, что способствовало бы рассеянию струи и вызывало бы сильные разбедания. Внутри сопла следует выбирать большое ускорение, поэтому внутренний диаметр в конце трубы берется $d_1 = 2,5 \div 3d$, и угол $\alpha = 60^\circ \div 80^\circ$. Необходимо помнить, что вполне отодвинутая назад игла несколько уменьшает выходное поперечное сечение, хотя игла лишь немного выступает из насадки. Самые сопла делаются сменными и изготавливаются из бронзы, а при больших размерах —

из литой стали. Во избежание рассеяния струи необходима тщательная обработка, отчего получается хороший коэффициент полезного действия. Сопло соединяется с подводящей трубой диаметра d_2 и представляет конструкцию (фиг. 211), применяющуюся в тех случаях, когда игла облуживается ручным колесом и шпинделем.

§ 24. Примерный расчет.

Пусть имеется для использования расход $Q = 0,15 \text{ м}^3 = 150 \text{ л/сек}$ при напоре $H = 120 \text{ м}$. В виду небольшого количества воды уместно применить тангенциальное колесо, которое рассчитаем следующим образом.

а) Мощность турбины. Приняв коэффициент полезного действия в 0,75, получили бы $N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 180 \text{ лш. сил}$. Если же принять коэффициент полезного действия в 85%, что встречается при нормальных условиях, то имели бы:

$$N_e = 180 \cdot \frac{0,85}{0,75} \cong 200 \text{ лш. сил.}$$

б) С о п л о. Согласно § 23 абсолютную скорость истечения из сопла находят из уравнения:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_d}.$$

Приняв $\varphi = 0,97$ и подставив $H_d \cong 120 \text{ м}$, так как величина превышения рабочего колеса над нижним уровнем имеет мало значения при общем напоре в 120 м, — получим:

$$c_1 = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot 120} = 47 \text{ м/сек.}$$

Сечение струи должно было бы, следовательно, равняться:

$$f = \frac{0,150}{47} = 0,0032 \text{ м}^2 = 32 \text{ см}^2.$$

Приняв обычное ныне круглое поперечное сечение струи, получим из $\frac{\pi \cdot a^2}{4} = 32 \text{ см}^2$ диаметр струи, равный

$$a = 64 \text{ мм.}$$

в) Диаметр рабочего колеса и число оборотов. Диаметр рабочего колеса, разумеется, может быть выбран произвольной величины в пределах, допускаемых конструкцией, если только он заранее не связан требованием получения определенного числа оборотов. В данном случае выберем произвольно: $D = 800 \text{ мм}$, причем, согласно фиг. 209, это будет диаметр круга, касательного к срединной линии струи. На основании §23 имеем: $u = \frac{c_1}{2} = 23,5 \text{ м/сек}$, а, следовательно, получим:

$$n = \frac{60 \cdot 23,5}{0,8 \cdot \pi} = 500 \text{ об./мин.}$$

г) Размеры и число ковшей. Согласно § 23 можно написать:

$$\begin{aligned} b &= 3,75 \cdot d = 3,75 \cdot 64 \cong 240 \text{ мм} \\ h &= 3,5 \cdot d = 3,5 \cdot 64 \cong 220 \text{ " } \\ t &= 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 64 \cong 96 \text{ " } \end{aligned}$$

Согласно фиг. 209 ковши должны быть так размещены, чтобы внешний ограничивающий диаметр колеса отстоял от расчетного диаметра на $\frac{3}{5}$ всей высоты лопатки; тогда внешний диаметр колеса будет равен:

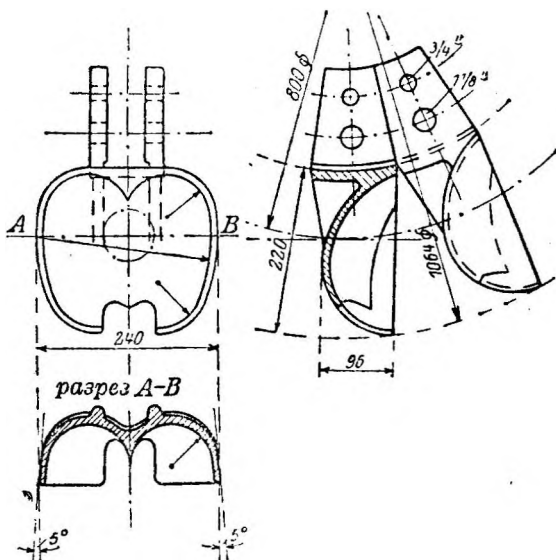
$$D_a = D + 2 \cdot \frac{3}{5} \cdot h = 800 + 264 = 1064 \text{ мм.}$$

Выбрав теперь внешний шаг ковшей $t_a \cong h$, что часто встречается в обычных конструкциях, получим число ковшей:

$$z = \frac{D_a \cdot \pi}{t_a} = \frac{1064 \cdot \pi}{220} = 15,2.$$

Для правильного деления колеса целесообразнее всего, конечно, выбрать $z = 16$ ковшей. При этом необходимо еще проверить — не разбрызгивается ли бесполезно некоторая часть воды между лопатками, как это было объяснено при рассмотрении фиг. 210. Достаточность выбранного числа ковшей окончательно устанавливается при точном вычерчивании, о чем здесь лишь упоминается.

д) Проектирование ковшей. Сначала наносятся, согласно п. I, полученные размеры, и выбирается угол истечения, который может быть принят



Фиг. 212.

$\beta_2 = 5^\circ$, после чего вычерчивается дальнейшая форма лопатки таким образом, чтобы получить более равномерное искривление поверхностей, как это видно на фиг. 212.

Скрепляющие болты, на основании изложенного выше, должны быть выполнены очень прочными. Предположив, что рабочее колесо остановилось на один момент, и, следовательно, только одна из лопаток будет находиться полностью под действием струи, получим, пользуясь выводами в § 9 Б относительно *давления струи*, окружную силу:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} (c_1 \cdot \cos 5^\circ - c_1 \cdot \cos 180^\circ) = \frac{1000 \cdot 0,15}{9,81} \cdot 47 \cdot (0,996 + 1),$$

или:

$$X = 1435 \text{ кг.}$$

Эта громадная сила воспринимается лопаткой кратковременно и преимущественно толчками.

ВОДЯНЫЕ КОЛЕСА.

§ 25. Описание различных видов. Основные данные для расчета.

Водяные колеса отличаются от турбин, главным образом, характером действия в них воды. Обычно вода в водяных колесах производит работу благодаря собственному весу, при чем наполненные лопаточные камеры двигаются вниз и заставляют этим вращаться колесо.

Дальнейшее различие заключается в том, что в водяном колесе вода вытекает из лопаточных камер с той же стороны, с которой она в них втекает, в то время как в турбинах происходит непрерывное протекание воды через лопатки. Наконец, существенное различие заключается еще в конструкции, числе оборотов и т. д., что будет ясно из последующих объяснений.

Водяные колеса делятся в зависимости от способа впуска воды на: *верхненаливные колеса, среднебойные колеса и нижнебойные колеса.*

А. Верхненаливные колеса.

Подобное колесо представлено на фиг. 213. Вследствие своей конструкции оно было бы применимо для напоров в 4—10 м и лишь для небольших расходов воды.

Как видно из фиг. 213, вода втекает в колесо почти в наивысшей точке. Медленно омываемые лопаточные камеры частью наполняются водой, которая своим весом приводит колесо во вращение.

Для того, чтобы наилучшим образом использовать энергию воды, необходимо стремиться увеличивать, по возможности, путь в направлении действия силы тяжести.

Для этой цели колесо устраивают так, чтобы лопатки наполнялись возможно ближе к верхнему уровню и начинали опорожняться почти у самого нижнего уровня.

Диаметр верхненаливного колеса, как показано на фигуре, должен быть, следовательно, сообразован с полезным напором H . В канале или лотке, подводящем верхнюю воду, требуется лишь незначительный уклон для получения требуемой скорости притекания c_1 . Далее, под колесом должна оставаться некоторая высота для свободного висения над нижним уровнем, зависящая от наивысшего горизонта нижнего бьефа, так что диаметр колеса получился бы:

$$D = H - (h_1 + h_a).$$

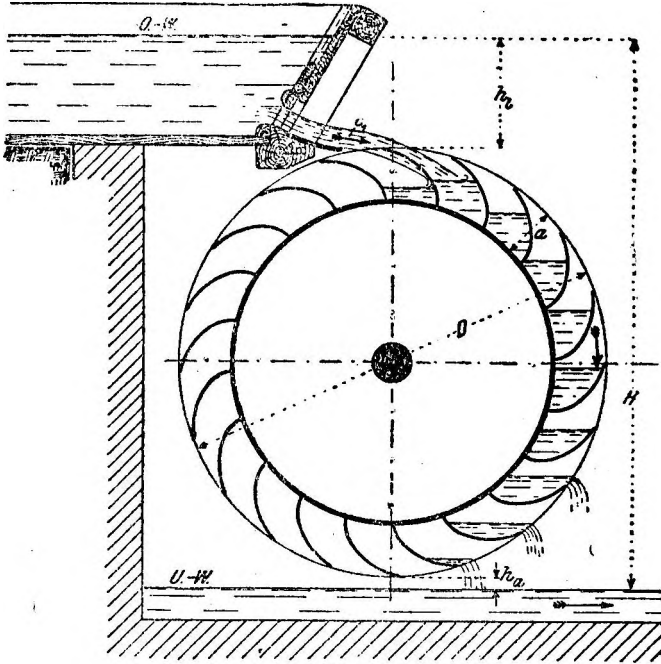
* Глава шестая сохранена в том виде, как она изложена в 6-м немецком издании 1926 г.

Необходимые для проекта верхненаливного колеса значения большей частью определяются по приближенным или эмпирическим формулам.

Окружная скорость обычно выбирается не более:

$$u = 1,5 \div 2,5 \text{ м/сек},$$

так как иначе, вследствие Действия центробежной силы, лопатки слишком рано начали бы опорожняться. Поэтому получаем очень незначительное число оборотов колеса в минуту: $n = 4 \div 8$.



Фиг. 213.

Ширина колеса b получается из величины расхода Q . Глубину лопаток a обычно выбирают по эмпирической формуле:

$$a = 1/4 \text{ до } 1/8 \sqrt[3]{H}.$$

Приняв далее, что лопаточные камеры до четверти или половины должны быть наполнены водой, получим уравнение:

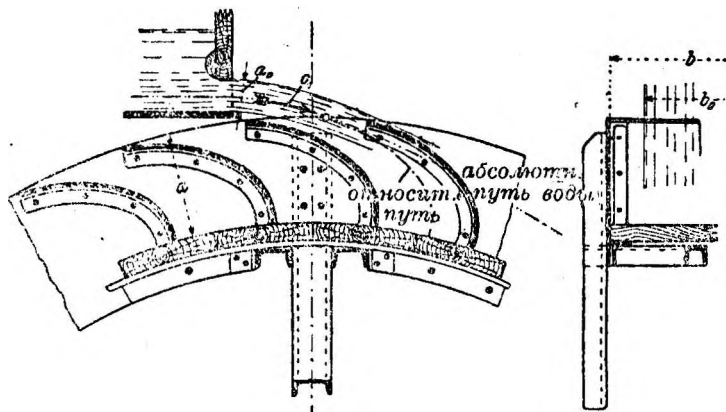
$$Q = (1/4 \text{ до } 1/2) a \cdot b \cdot u.$$

Ширина струи b_0 (см. фиг. 214) должна быть на $200 \div 400$ мм. уже ширины колеса для того, чтобы камеры колеса могли хорошо наполняться. Наконец, толщина струи a_0 может быть получена из уравнения $Q = a_0 \cdot b_0 \cdot c_1$ причем обычно принимается $c_1 = u + (0,5 \text{ м до } 1 \text{ м})$. Соответственно с этим определяется и уклон канала или лотка.

В колесе, как и в турбинах, самым важным является конструирование лопаток. Наверху лопатка должна правильно захватывать струю, внизу — возможно позже опорожняться. При конструировании чертят относительный путь струи и соответственно этому придают кривизну ло-

патке, как это представлено на фиг. 214. Относительный путь (в колесе) получается из абсолютного пути водяной струи, представляющего собой параболу.

Конструктивное выполнение верхненаливных колес бывает весьма различно. Недорогие конструкции делаются целиком из дерева и имеют плохой коэффициент полезного действия, так как не допускают сколько-нибудь хорошего изготовления. Лучшие конструкции выполняются из железа, за исключением дна лопаток. Лопатки делаются из листового железа и прикрепляются к ободу, как представлено на фиг. 214. Колесо целесообразно составлять из двух железных ободов с деревянной опалубкой (для уменьшения шума), соединенных посредством спиц с втул-



Фиг. 214.

кой. Спицы (или ручки) в большинстве случаев делаются из корытообразного железа и, как видно из последующей фиг. 218, привинчиваются к чугунным дискам втулок. При этом часто рассчитывают систему спиц на каждые 1,5 м ширины.

При лучших конструкциях, которые, однако, обходятся дороже, достигают коэффициента полезного действия до 80%. Обычно последний доходит только до 70% и меньше.

Б. Среднебойные колеса.

Подобное колесо представлено на фиг. 215. Вода попадает в колесо почти на высоте вала, частично наполняет лопаточные камеры и действует также, главным образом, собственным весом.

Воду в этом случае лучше всего подводить при помощи направляющего аппарата, так называемого *кулсного впуска*, при применении которого, благодаря хорошему подведению воды и лучшему использованию скорости струи, увеличивается коэффициент полезного действия.

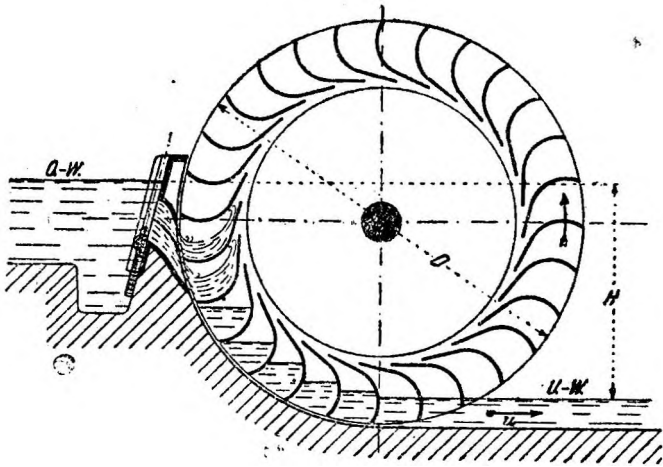
Очень часто само колесо окружается близко примыкающим кожухом или *жолобом*. Благодаря этому вода удерживается возможно дольше в открытых со всех сторон лопаточных камерах. В силу своей конструкции это колесо было бы пригодно лучше всего для небольших напоров между 1,5 и 5 м, а также равным образом для незначительных расходов.

Диаметр колеса и здесь зависит от напора. Что касается числа обо-

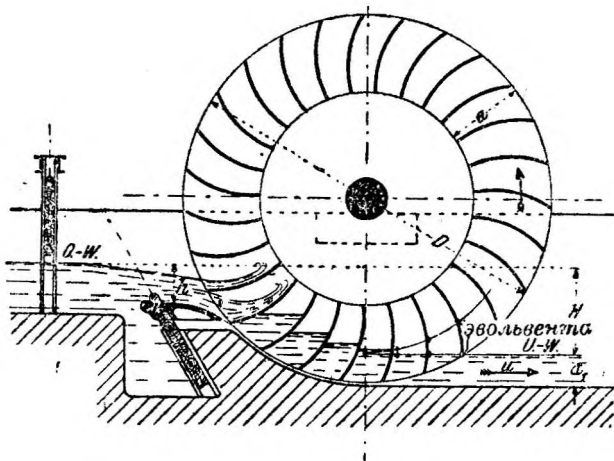
ротов, ширины колеса и т. д., то можно сослаться на сказанное в п. А, так же как на приведенный ниже пример.

Для конструирования лопаток в кулисе и колесе следует сперва, как и в турбинах, начертить параллелограмм скоростей, чем и устанавливается направление лопаток.

Лопатки колеса, как видно из фигуры, должны быть сильно искри-



Фиг. 215.



Фиг. 216.

влены кверху, по возможности вскоре после входа, так как вода при вступлении, благодаря своей относительной скорости, начинает высоко подниматься, прежде чем она придет в состояние покоя.

Относительно конструкции колеса приложимо также сказанное в п. А и в последующем примере. Хорошее выполнение среднебойных колес, особенно вследствие устройства кулисы, исключительной их величины, тяжести и малой мощности, обходится так дорого, что настоящие средне-

бойные колеса находили и находят себе крайне редкое применение, почему является излишним входить здесь в дальнейшие подробности их конструкции.

При хорошем выполнении коэффициент полезного действия мог бы достигать до 85%.

К среднебойным колесам причисляются еще следующие виды колес: *заднебойные колеса* (впуск выше средней линии колеса) и *низкобойные колеса* (впуск ниже средней линии колеса).

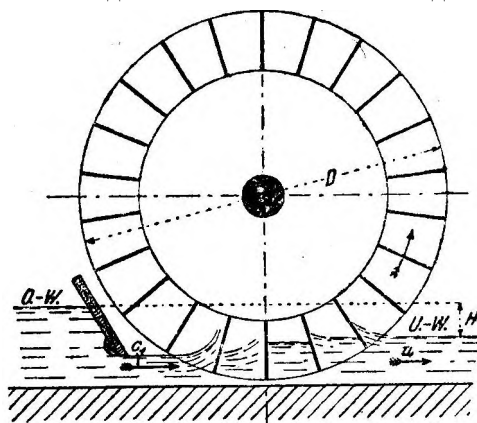
Последние образуют переходную ступень к нижнебойным колесам. Вследствие своей обычной конструкции они часто называются *колесами с водосливным впуском*, или *зобовыми колесами* (см. фиг. 216).

Так как последние могут быть пригодны в случае использования очень малых напоров от 0,4 до 1,5 м (для которых турбинные установки обошлись бы слишком дорого), то поэтому в § 26 будет дано краткое описание их конструкции и расчета.

В. Нижнебойные колеса.

Подобное колесо схематически представлено на фиг. 217. Как видно, здесь не может быть речи о действии воды собственным весом. В данном случае имеется исключительно удар струи о лопатку.

Колесо или непосредственно погружается в текущую воду, или же устраивается особый впускной щит, как показано на фигуре. Точное определение размеров большей частью исключается. Колеса эти находят себе применение крайне редко; в лучшем случае их коэффициент полезного действия может быть принят в 30—35%.



Фиг. 217.

Область применения водяных колес выясняется лучше всего из нижепомещенной небольшой таблицы, в которой приведены одновременно требуемый диаметр колеса, допустимое число оборотов, а также нормальный коэффициент полезного действия η ; из таблицы также видно, что в настоящее время устройство водяного колеса может оказаться уместным лишь в очень редких случаях.

Вид колеса	H в м	Q в м ³ /сек	n об/мин.	D в м	η
Верхненаливные колеса.....	4 ÷ 10	до 1 м ³	8 ÷ 4	3,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Заднебойные колеса.....	2,5 ÷ 6	» 1 »	8 ÷ 4	4,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Среднебойные колеса.....	1,5 ÷ 5	» 2 »	7 ÷ 3	5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Водосливные колеса.....	0,4 ÷ 1,5	» 3 »	7 ÷ 3	2 ÷ 6	0,5 ÷ 0,65
Нижнебойные колеса.....	0,1 ÷ 1	—	—	—	0,3 ÷ 0,35

§ 26. Расчет и конструкция водосливных, или зубовых, колес.

Подобное колесо уже было схематически представлено на фиг. 216. Так называемый *кожух*, окружающий колесо по смачиваемому периметру, оканчивается у *передвижного водослива*. Самый кожух бетонируется при помощи шаблона, вращающегося вокруг заранее установленных подшипников. Кожух окружает колесо снизу и с боков с наибольшим зазором в $5 \div 10$ мм. Коэффициент полезного действия этих колес не превосходит обычно $60 \div 65\%$. Их конструкция чрезвычайно проста и поэтому недорога, так что они, как было уже упомянуто, и в настоящее время находят себе в определенных случаях применение.

Изложенное необходимо пояснить следующим примером.

Пример. Некоторому промышленному заводу требуется недорогая насосная установка, которая постоянно подводит бы воду, необходимую для целей производства, из небольшой вблизи расположенной реки. Последняя может дать $0,5$ м³ воды в секунду для приведения в действие установки. Кроме того, возможно получить напор, в среднем равный $0,75$ м, посредством небольшой запруды и короткого отвода.

В виду того, что турбинная установка обошлась бы заводу слишком дорого, приходится пренебречь хорошим коэффициентом полезного действия и спроектировать для приведения в действие насоса возможно более простое колесо с водосливом.

Это было бы достигнуто следующим образом: приняв коэффициент полезного действия равный 60% , что соответствовало бы простейшей конструкции, представленной на фиг. 218, получили бы эффективную (действительную) мощность колеса:

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot 0,6}{75} = 3 \text{ лш. силы.}$$

Размеры колеса получаются так: диаметр обычно принимается равным $D = (3 \text{ до } 4) \cdot H$, поэтому в данном случае можно было бы иметь:

$$D = 4 \cdot 0,75 \pm 3 \text{ м.}$$

Далее выбирается ширина $b = 2$ м.

Окружная скорость для подобного рода колеса должна быть выбрана возможно меньшей, так как вытекающая вода имеет ту же скорость и поэтому должна рассматриваться как потеря. Следовательно, приняв $u = 0,8$ м/сек, получим число оборотов в минуту:

$$n = \frac{0,8 \cdot 60}{3 \cdot \pi} \cong 5.$$

Исходя из расхода воды Q и скорости u , находим глубину погружения a_1 (фиг. 216).

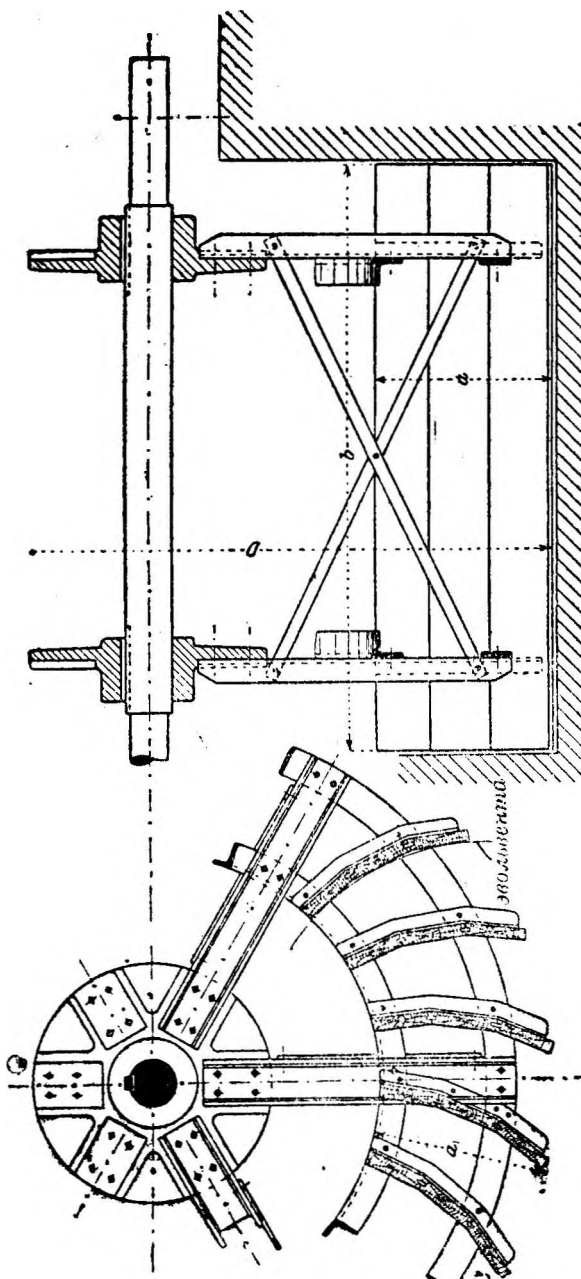
$$\text{Так как } Q = a_1 \cdot b \cdot u, \text{ то, следовательно, } a_1 = \frac{0,5}{2 \cdot 0,8} = 0,31 \text{ м,}$$

так что всю глубину лопаток a можно принять приблизительно равной $a = 700$ мм.

Остается определить еще среднюю высоту воды h над водосливом. Имеем:

$$Q = \mu \cdot b_0 \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h},$$

где b_0 обозначает ширину струи, которую опять следует принять на $20 \div 40$ см уже ширины колеса b ; подставив далее $\mu = 0,45$,



Фиг. 218. Конструкция зубового (водосливного) колеса.

получили бы для разбираемого случая, при $b_0 = 1,7$ м,

$$h \sqrt{h} = \frac{0,5}{0,45 \cdot 1,7 \cdot \sqrt{2 \cdot g}} = 0,15,$$

откуда

$$h \cong 0,28 \text{ м.}$$

Конструкция колеса, а также лопаток, может быть выполнена так, как представлено на фиг. 218. Лопатки здесь составлены из трех еловых досок, которые расположены приблизительно по эвольвенте. Последняя кривая выбирается с таким расчетом, чтобы лопатки выходили из нижнего уровня воды перпендикулярно последнему. Для этой цели, согласно фиг. 216, следовало бы построить эвольвенту, начальная окружность которой являлась бы одновременно кругом, касающимся нижнего уровня воды.

Лопатки прикрепляются затем железными уголками к ободу. Последний состоит с каждой стороны только из двух колец углового и плоского железа.

Для спиц выбрано корытообразное железо, которое присоединяется к двум чугунным дискам втулок и к ним прочно привинчивается.

Необходимая поперечная связь спиц достигается устройством перекрещивающихся тяг из плоского железа, что придает конструкции достаточную жесткость.

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ТУРБИНА БАНКИ.

Инж. Фл. Товстолес.

§ 1. Введение.

Знакомство с различными видами ныне применяющихся гидравлических турбин и сравнение их между собою при помощи коэффициента быстроходности приводит нас к естественному заключению, что на участке n_s от 30 до 50 существует разрыв в смысле более или менее рационального использования турбин Френсиса или колес Пельтона, если не говорить вообще о возможности последовательного соединения рабочих колес турбин Френсиса по способу *Пфарра* или *Баудиша*, * что увеличивает n_s отдельных колес, если таковой для всего турбинного агрегата получается ниже 50, — или же применения колес Пельтона с несколькими насадками, что также дает возможность повесить n_s выше 30, каковой способ в частности и применяется на практике.

Так или иначе, но всякого рода усложнения агрегата путем создания комбинации из нескольких рабочих колес или увеличения числа насадок являются вообще конструктивно нежелательными, а применение колес Пельтона и турбин Френсиса, форма которых отвечает коэффициентам быстроходности около 50, влечет за собою помимо этого еще и уменьшение коэффициента полезного действия турбины. Правда, в некоторых случаях такое уменьшение к. п. д. не является решающим для турбинной установки, особенно там, где отпадает вопрос о желательности возможно более полной утилизации гидравлической энергии, как, напр., при частичном использовании энергии реки и пр., т. е. при наличии одной или двух рабочих машин. В тех же случаях, когда все усилия направлены к тому, чтобы данный источник был использован наилучшим образом, вполне понятным становится желание, чтобы и гидравлические турбины обладали наивысшим возможным к. п. д. Это последнее может быть достигнуто выбором таких турбин качественно и количественно, которые гарантировали бы наилучшую их отдачу, что будет, конечно, находиться в связи с наивыгоднейшим n_s для данного вида турбин.

Однако, несмотря на все высказанные соображения, конструкторы последнего времени немало занимались вопросом создания более простых двигателей, которые отвечали бы значениям для n_s , большим 400, а также промежуточным от 30 до 500, не ставя в последнем случае колес Пельтона с двумя и более насадками или отказываясь от очень тихих типов турбин Френсиса.

Крупным шагом последних лет явились, как мы уже знаем, турбины

* Z. f. d. ges. Turbw. 1918, H. I, S. 1.

Каплана и турбины пропеллерного типа, которые в одном колесе могут иметь n_s до 900 и выше.

В 1918 г. профессором *D. Bänki** предложена турбина (краткое описание приведено у инж. Л. Кванца в § 6), отличающаяся удивительной конструктивной простотой и по своим предельным значениям для коэффициента быстроходности (от 20 до 200) могущая частично заменить как турбину Френсиса, так и колесо Пельтона.

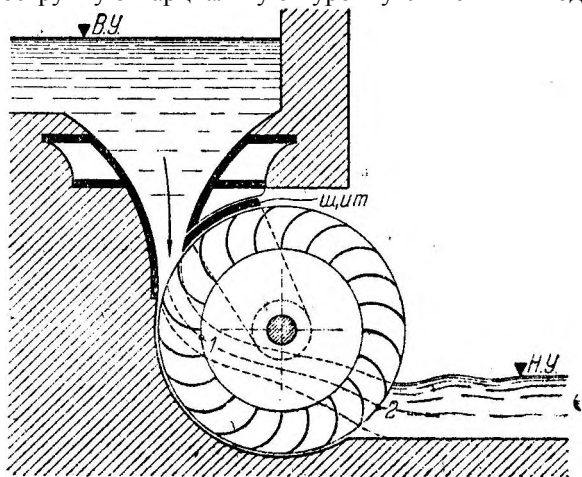
Помимо простоты, турбина Бänки по сравнению с водяными колесами, а также турбинами Френсиса и колесами Пельтона, работающими для возможности сравнения при одинаковых условиях, получается меньших размеров, что, конечно, также является ее весьма ценным экономическим достоинством.

Коэффициент полезного действия по опытам Бänки получается достаточно высоким (в среднем около 0,90), если будут выполнены требования, указанные ниже.

На основании сказанного представляется достаточно основательным дать описание турбины Бänки, ее теорию и расчет. Попутно следует лишь отметить, что турбина эта за границей как будто не нашла еще широкого применения, что объясняется, повидимому, малой ее пригодностью для больших мощностей, между тем как для малых мощностей турбина Бänки могла бы оказаться весьма уместной, с успехом заменив значительно устаревшие простые водяные колеса для мелких гидросиловых установок.

§ 2. Конструкция.

Турбину Бänки можно охарактеризовать, как активную или свободнотурбинную парциальную турбину с внешним подводом воды в направлении, близком к тангенциальному. Особенность ее заключается



Фиг. 219.

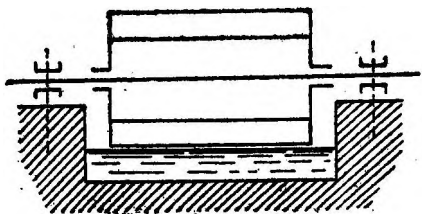
в том, что вода (фиг. 219), попадая на лопатки вращающегося рабочего колеса, пересекает их дважды, благодаря чему в значительной степени может быть использована энергия протекающей жидкости. ** Турбина должна быть спроектирована таким образом, чтобы возможно полнее был использован весь напор, т. е. чтобы

были сведены до минимума имеющие здесь место потери напора, что оказывается вполне осуществимым.

* Z. f. d. ges. Turbw., 1918, Н. 21 ÷ 24, S. 181 u. f., Schweizer. Bauzeit., 1918, Н. 24; E. Sonnek. "Theorie der Durchströmturbine", 1923 г.

** Та же идея в менее конструктивной форме высказана была еще A. G. Maldon Michell в Мельбурне, Австралия, 1903 г.

На фиг. 220, 221 и 222 представлены схематически продольные разрезы турбины. Фиг. 220 изображает турбину небольшой ширины; фиг. 221 — удлиненный тип с применением поперечных дисков для увеличения жесткости установки; наконец, фиг. 222 дает представление о турбине без внутреннего вала; эта конструкция может иметь применение в случаях опасности задевания водой вала.



Фиг. 220.

§ 3. Теория турбины.

А. Определение наилучших условий работы турбины.

Рассмотрим первоначально путь частицы жидкости, проходящей через рабочее колесо (фиг. 223). Вступление жидкости в колесо из насадки будет происходить с абсолютной скоростью

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_1}$$

и под углом α , к касательной в точке A .

Дальнейшее ясно из фиг. 223, причем, так как абсолютный путь рассматриваемой частицы будет Ab , то, следовательно,

$$\alpha_1'' = \alpha_2''.$$

Принимая параболический участок bC за прямую, получим

$$\alpha_1' = \alpha_2'.$$

Кроме того

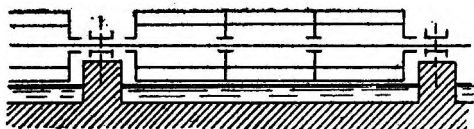
$$\beta_1' = \beta_2'$$

и

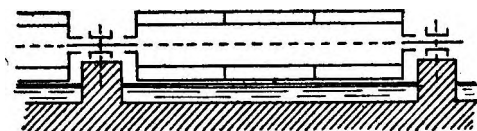
$$\beta_1 = \beta_2.$$

Абсолютный путь $AbCd$, показанный на фигуре, относится лишь к средней струйке; соседние же струйки следовать этому пути не могут и теоретически даже должны пересекаться внутри рабочего колеса, чего в действительности, конечно, происходить не будет; опыты показали, что движение воды на внутреннем участке колеса (от b до C) будет совершаться струйками, направления которых без заметной погрешности могут быть приняты параллельными между собой. Если же и окажется отклонение направлений, то таковое вообще столь незначительно, что почти не окажет вредного влияния на общий коэффициент полезного действия турбины.

Для выяснения условий, при которых последний будет возможно большим, — рассмотрим предварительно входной и выходной скоростные тре-



Фиг. 221.

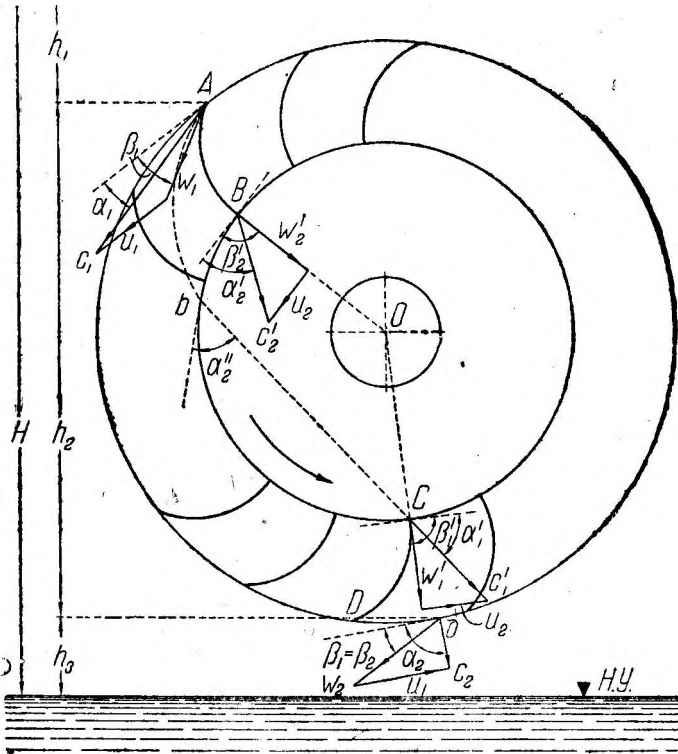


Фиг. 222.

угольники, совмещенные направлениями относительных скоростей (фиг. 224). Для работы свободнотруйной турбины при равных окружных скоростях имеем уравнение:

$$L_i = \frac{Q\gamma}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) u_1, \quad (1)$$

где Q — расход воды в $\text{м}^3/\text{сек}$; $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$; c_1 , c_2 и u_1 — скорости в м/сек ; следов. L_i — в кгм/сек .



Фиг. 223.

Для дальнейшего удобнее уравнение (1) написать в другой форме, заменив $c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u_1$, где заменим еще через

$$w_2 = \psi w_1 + \varphi' \sqrt{2gh_2}$$

$$w_1 = \frac{c_1 \cos \alpha_1 - u_1}{\cos \beta_1}.$$

После подстановок получим из уравнения (1)

$$L_i = \frac{Q\gamma}{g} \left[(c_1 \cos \alpha_1 - u_1) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) + \varphi' \cdot \sqrt{2gh_2} \cdot \cos \beta_2 \right] u_1 \quad (2)$$

В идеальном случае работа была бы равна $Q\gamma H$, где $H = h_1 + h_2 + h_3$ (фиг. 223).

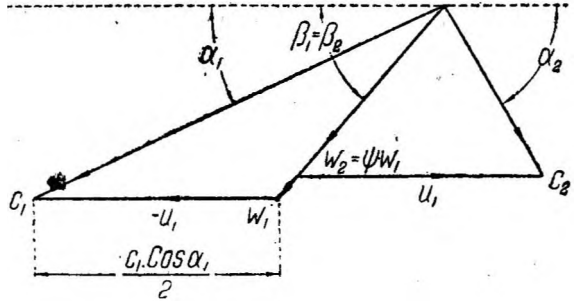
Высота h_3 должна быть по возможности меньшей, как действительная потеря напора. При устройстве особых диффузоров h_3 становится настолько незначительной, что весьма мало сказывается на понижении к. п. д.

Высоту h_2 также стремятся при конструировании колеса уменьшить до нуля, так как она не может быть использована совершенным образом.

Игнорируя поэтому высотами h_2 и h_3 , — получим, принимая еще во внимание равенство

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2gh_1},$$

выражение для гидравлического коэффициента полезного действия:



Фиг. 224.

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q\gamma h_1} = \frac{L_i}{Q\gamma \frac{c_1^2}{2g}} = 2\varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u_1}{c_1} \right) \frac{u_1}{c_1} \quad (3)$$

и при $\beta_2 = \beta_1$:

$$\eta_i = 2 \cdot \varphi^2 (1 + \psi) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u_1}{c_1} \right) \cdot \frac{u_1}{c_1}. \quad (4)$$

Из уравнения (4) при $\frac{d\eta_i}{d\left(\frac{u_1}{c_1}\right)} = 0$ следует, что гидравлический к. п. д.

будет наибольшим при

$$\frac{u_1}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}, \quad (5)$$

т. е.

$$(\eta_i)_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \varphi^2 (1 + \psi) \cdot \cos^2 \alpha_1. \quad (6)$$

При этом получается, что абсолютная выходная скорость c_2 при $u_1 = \frac{1}{2} c_1 \cdot \cos \alpha_1$ в общем случае не будет радиальна (фиг. 224), и только при $\psi = 1$ скорость c_2 станет нормальной к окружной скорости u_1 , чего в действительности не произойдет из-за наличия внутренних потерь.

Б. Определение углов.

Уравнение (6) показывает, что для увеличения η_i необходимо выполнить угол α_1 возможно малым.

В этом отношении турбины с внешним подводом воды выгоднее, чем таковые с внутренним (напр., турб. Швамкруга). Конструктивно легко получить угол $\alpha_1 = 16^\circ$, для которого $\cos \alpha_1 = 0,96$ и $\cos^2 \alpha_1 \cong 0,924$.

Коэффициенты φ и ψ , согласно прежним опытам *Вейсбаха* и *Цейнера*, получаются не менее $0,97 \div 0,95$.

Более позднейшие опыты с насадками показали, что коэфф. φ при хороших условиях может быть доведен до $0,9956 \div 0,9973$.

Если даже принять $\varphi = \psi = 0,98$, то получим

$$(\eta_i)_{\max} = 0,878.$$

Так как коэффициент φ в формуле (6) входит в квадрате, то, следовательно, должны быть принимаемы соответствующие меры к возможному уменьшению потерь в направляющем аппарате.

Из условия (5) и входного треугольника скоростей имеем

$$2 w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1;$$

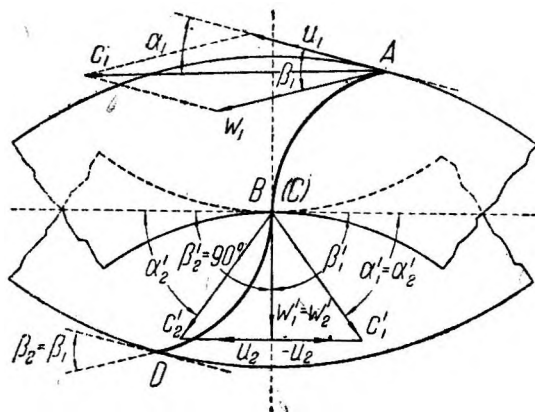
$$2 \cos \beta_1 = \frac{c_1}{w_1} \cdot \cos \alpha_1; \quad \frac{c_1}{w_1} = \frac{\sin(180^\circ - \beta_1)}{\sin \alpha_1} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha_1};$$

$$2 \cos \beta_1 = \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha_1} \cdot \cos \alpha_1,$$

и окончательно

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 2 \operatorname{tg} \alpha_1, \quad (7)$$

т. е. известная формула, дающая возможность определять угол β_1 , если дан угол α_1 . Так, при $\alpha_1 = 16^\circ \dots \beta_1 = 29^\circ 50' \sim 30^\circ$.



Фиг. 225.

Для определения внутреннего угла наклона лопаток β_1' (или β_2') поступим следующим образом.

Совместим точки *B* и *C* (фиг. 223) так, чтобы они имели общую касательную (фиг. 225). Если теперь допустим, что $c_2' = c_1'$, то, следовательно, $\alpha_1' = \alpha_2'$ и соответственные скорости w_2' и w_1' совпадут. При требовании безударного входа в точке *C* должен быть $\beta_2' = 90^\circ$, то есть должен быть радиальный вход. В дей-

ствительности, благодаря разнице высот в точках *B* и *C*, скорости c_1' и c_2' будут различны. Если бы струя внутри колеса не имела потерь, то в случае положительного значения k (разница высот) скорость c_1' увеличилась бы:

$$c_1' = \sqrt{2 g k + c_2'^2}.$$

В предположении $\beta_2' = 90^\circ$ (фиг. 226) скорость w_1' не совпадает с w_2' и произойдет удар, и чтобы последнего избежать, следует сделать $\beta_2' > 90^\circ$ (фиг. 227).

Разница между скоростями c_1' и c_2' будет, в обычных случаях, благодаря малости k по сравнению с полным напором, также незначительной, так что внутренний угол лопатки может быть смело выбран также в 90° .

В. Определение основных размеров турбины.

1. Ширина венца. Для определения радиальной ширины венца a (фиг. 223) будем исходить из следующих рассуждений. Не принимая во внимание толщину лопаток, ширина входного отверстия будет равна:

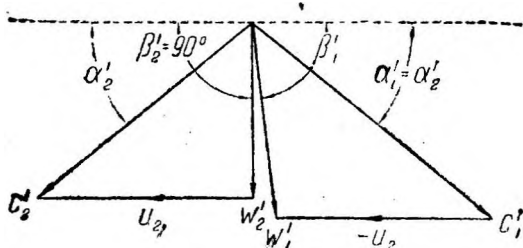
$$s_1 = t \cdot \sin \beta_1. \quad (8)$$

В предположении $\beta_2' = 90^\circ$ определяется выходная ширина при любой ширине венца:

$$s_2 = \frac{r_2}{r_1} \cdot t. \quad (9)$$

Пока a мало, — поперечное сечение канала не будет заполнено водой; с возрастанием же a уменьшится s_2 , и мы дойдем до предела a , при котором выходное сечение будет уже заполнено водой, что произойдет при

$$s_2 = \frac{w_1}{w_2'} \cdot s_1. \quad (10)$$



Фиг. 226.

Недопустимо ширину венца делать большей, так как через уменьшенное выходное отверстие не могло бы протекать все потребное количество воды.

Также не рекомендуется делать ширину a меньше указанного предела, так как в этом случае из смежных друг к другу каналов вода вытекала бы отдельными струями, что невыгодно для вторичного ее вступления в рабочее колесо изнутри.

Чтобы определить на основании высказанных соображений ширину венца, — необходимо знать скорость w_2' и характер ее изменения (здесь следовало бы учесть влияние центробежной силы).

Игнорируя трением и весом воды, напишем зависимость для данного случая между окружными и относительными скоростями:

$$w_1'^2 - w_2'^2 = u_1^2 - u_2^2,$$

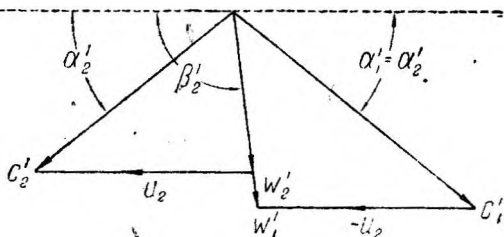
или

$$w_2'^2 = u_2^2 + w_1'^2 - u_1^2. \quad (11)$$

Из равенства (10) совместно с (8) и (9) имеем:

$$w_2' = w_1 \frac{s_1}{s_2} = w_1 \frac{r_1}{r_2} \sin \beta_1. \quad (12)$$

Подставляя уравнение (11) вместо w_2' ее значение из равенства (12) и вместо $u_2 = \frac{r_2}{r_1} u_1$, а также заменяя $\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 = x$, — последовательно получим:



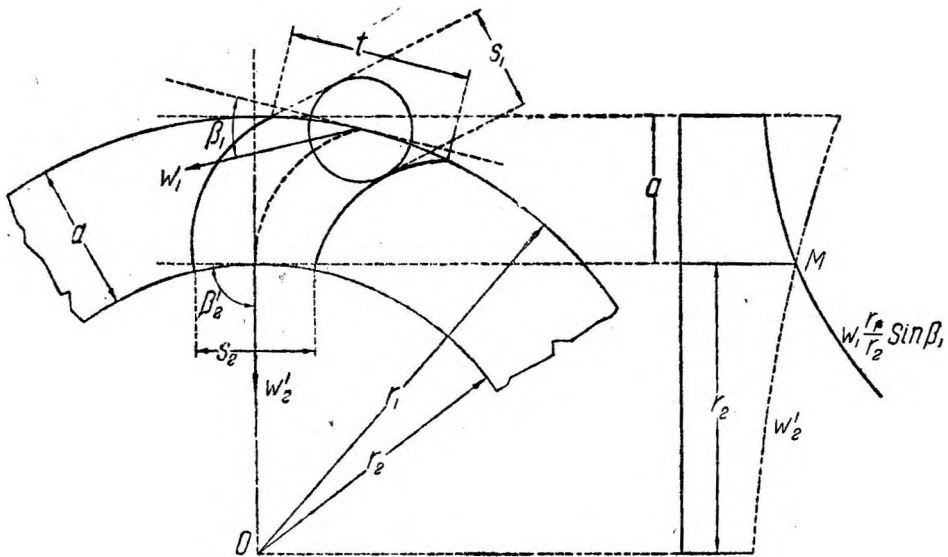
Фиг. 227.

$$\omega_1^2 \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \sin^2 \beta_1 = \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 u_1^2 + \omega_1^2 - u_1^2;$$

$$\omega_1^2 \frac{1}{x} \sin^2 \beta_1 = x u_1^2 + \omega_1^2 - u_1^2,$$

и окончательно:

$$x^2 - \left[1 - \left(\frac{\omega_1}{u_1} \right)^2 \right] x - \left(\frac{\omega_1}{u_1} \right)^2 \sin^2 \beta_1 = 0. \quad (13)$$



Фиг. 228.

Предполагая наивыгоднейшую окружную скорость $\left(u_1 = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha_1 \right)$, — будем иметь

$$\frac{\omega_1}{u_1} = \frac{1}{\cos \beta_1}. \quad (14)$$

Если опять изберем угол $\alpha_1 = 16^\circ$, тогда $\beta_1 \cong 30^\circ$, и таким образом:

$$\frac{\omega_1}{u_1} = \frac{1}{0,866} = 1,1547; \left(\frac{\omega_1}{u_1} \right)^2 \cong 1,33.$$

$$1 - \left(\frac{\omega_1}{u_1} \right)^2 \cong -0,33; \sin^2 \beta_1 = \frac{1}{4}.$$

Тогда из уравнения (13):

$$x^2 + 0,33x - 0,332 = 0,$$

откуда

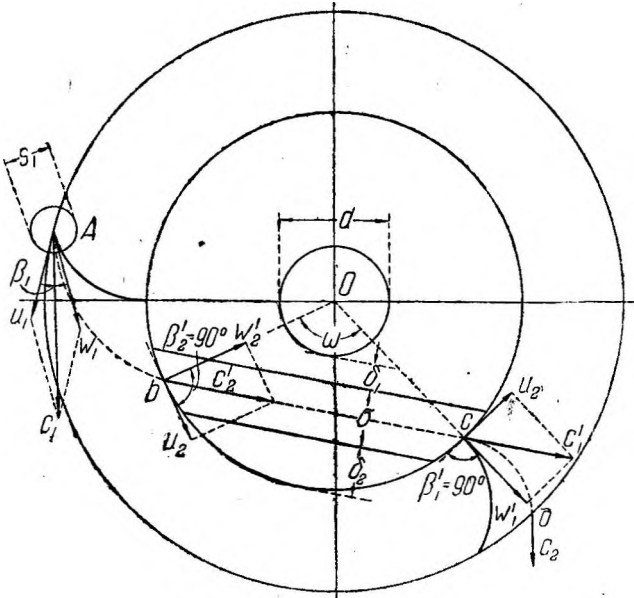
$$x = 0,435 \quad \text{и} \quad \sqrt{x} = \frac{r_2}{r_1} = 0,66;$$

при этом получается радиальная ширина венца

$$a = 0,17 \cdot D_1, \quad (15)$$

где

$$D_1 = 2r_1.$$



Фиг. 229.

На фиг. 228 изображен графический способ нахождения величины a где соответственные кривые изображают:

$$w_2' = \sqrt{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 u_1^2 + w_1^2 - u_1^2}$$

и

$$w_2' = w_1 \frac{r_1}{r_2} \sin \beta_1;$$

точка их пересечения M и определяет величину a .

2. Определение толщины струи. Чтобы теперь легко вчертить струю bC (фиг. 229) во внутреннюю часть колеса, — определим центральный угол $\omega = bOC$ и толщину струи σ .

Из выражения

$$w_2' = \sqrt{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 u_1^2 + w_1^2 - u_1^2}$$

при

$$\frac{r_2}{r_1} = 0,66 \quad \text{и} \quad w_1 = \frac{u_1}{\cos \beta_1} = \frac{u_1}{0,866}$$

получаем

$$w_2' = u_1 \sqrt{0,66^2 + 1,3303} - 1 = 0,875 u_1;$$

следовательно

$$\operatorname{tg} \alpha_2' = \frac{w_2'}{u_2} = \frac{0,875 u_1}{0,66 u_1} = 1,3257;$$

и

$$\alpha_2' \cong 53^\circ; \text{ откуда } \omega = 106^\circ.$$

Для определения толщины струи σ исходим из соотношения

$$c_1 s_1 = c_2' \sigma,$$

где заменяем

$$c_2' = \frac{u_2}{\cos \alpha_2'} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{u_1}{\cos \alpha_2'} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{c_1}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2'};$$

поэтому

$$\sigma = \frac{c_1}{c_2'} \cdot s_1 = \frac{2}{0,66} \cdot \frac{\cos \alpha_2'}{\cos \alpha_1} \cdot s_1 = 3,03 \cdot \frac{0,6}{0,961} \cdot s_1 = 1,89 \cdot s_1;$$

$$\sigma = 1,89 s_1. \quad (16)$$

Между поверхностью вала и пограничной линией струи должно быть ставлено небольшое пространство, чтобы при уменьшении числа оборотов турбины струя не задевала вала (δ_1 , фиг. 229).

Также необходимо оставить пространство (δ_2) между струей и внутренней поверхностью колеса.

Выражение

$$\delta_1 = r_2 \cdot \sin(90 - \alpha_2') - \frac{1,89}{2} \cdot s_1 - \frac{d}{2}$$

при

$$(90 - \alpha_2') = 37^\circ,$$

$$\frac{r_2}{r_1} = 0,66$$

и

$$s_1 = k \cdot D_1 \quad (17)$$

обращается в

$$\delta_1 = (0,1986 - 0,945 k) D_1 - \frac{d}{2}, \quad (18)$$

а также с подобной подстановкой

$$\delta_2 = (0,1314 - 0,945 k) \cdot D_1, \quad (19)$$

где

$$k = 0,075 \text{ до } 0,1.$$

Уравнения эти дают возможность теоретически проверить достаточность значений δ_1 и δ_2 ; в противном случае необходимо пересчитать, если вал не проходит вдоль всего колеса (фиг. 222), то условие (18) отпадает.

Приняв, как указано выше, k от 0,075 до 0,1 получим:

$$\delta_1 + \frac{d}{2} = (0,128 \div 0,104) \cdot D_1 \quad (18)$$

и

$$\delta_2 = (0,0606 \div 0,0369) \cdot D_1. \quad (19')$$

3. Диаметр рабочего колеса. При расчете обычно задаются Q , H и n . При этом диаметр D_1 определится из:

$$\frac{\pi D_1 \cdot n}{60} = u_1 = \frac{1}{2} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} \varphi \sqrt{2gH} \cdot \cos \alpha_1,$$

откуда

$$D_1 = A \frac{\sqrt{H}}{n}, \quad (20)$$

где

$$A = \frac{\cos \alpha_1}{2} \cdot \varphi \cdot \sqrt{2g} \cdot \frac{60}{\pi}.$$

В предположении ранее принятых $\alpha_1 = 16^\circ$ и $\varphi = 0,98$ определится коэффициент $A = 39,34$ и, следовательно, получим расчетную формулу:

$$D_1 = 39,34 \frac{\sqrt{H}}{n}. \quad (21)$$

Коэффициент A (формула 20) есть не что иное, как

$$D_s n_s = D_1 n_p, \quad (22)$$

где D_s — диаметр колеса единичной турбины и n_s — коэффициент быстроходности; n_p — приведенное число оборотов и равное $\frac{n}{\sqrt{H}}$.

Формула (21) показывает, что диаметр турбины Банки, при одном и том же коэффициенте быстроходности, будет меньше, чем таковой же у турбины Френсиса (при одних и тех же, конечно, задаваемых условиях), так как для последних величина $A = D_s n_s$ колеблется в пределах от 40 до 52 и даже более.

4. Аксиальная ширина колеса. Аксиальная ширина колеса зависит от толщины входной струи, причем последняя имеет несомненно серьезное влияние на коэффициент полезного действия.

При проходе воды через каналы направляющего аппарата большая толщина струи выгодна, так как уменьшаются потери в рабочем колесе при наполнении и опорожнении каналов последнего; однако при свободной струе, а также при внутреннем вступлении в колесо, разность углов, а потому и получающиеся при этом потери будут тем более, чем толще струя. Какая же толщина струи должна быть признана наивыгоднейшей — могут решить лишь опыты.

Теоретически осевая ширина колеса приблизительно равна ширине направляющего аппарата b , каковая находится из:

$$Q = \varphi \cdot s_1 \cdot b \cdot \sqrt{2gH} = \varphi \cdot k \cdot b \cdot D_1 \cdot \sqrt{2g} \cdot \sqrt{H};$$

отсюда

$$D_1 = \frac{Q}{\varphi k b \sqrt{2g} \cdot \sqrt{H}}$$

Сравнивая с формулой (21), получим:

$$\frac{Q}{\varphi k b \sqrt{2g} \cdot \sqrt{H}} = A \frac{\sqrt{H}}{n},$$

откуда

$$b = \frac{1}{A \cdot \varphi \cdot \sqrt{2g}} \cdot \frac{1}{k} \cdot n \cdot \frac{Q}{H}$$

При $A = 39,34$ и $\varphi = 0,98$ имеем:

$$b = 0,006 \cdot \frac{1}{k} \cdot n \cdot \frac{Q}{H}, \quad (23)$$

что при $k = 0,075 \div 0,1$ дает:

$$b = (0,08 \div 0,06) \cdot n \cdot \frac{Q}{H}. \quad (24)$$

5. Число лопаток. Сравнивая уравнения (8) и (17), — находим

$$s_1 = k \cdot D_1 = t \cdot \sin \beta_1;$$

или:

$$(0,075 \div 0,1) \cdot D_1 = \frac{t}{2},$$

откуда

$$t = (0,15 \div 0,2) \cdot D_1. \quad (25)$$

Так как $\pi D_1 = tz$, то $t = \frac{\pi D_1}{z}$.

Подставляя в формулу (25) вместо t полученное значение, найдем выражение для определения числа лопаток:

$$z = \frac{\pi}{2k} = \frac{\pi}{0,15 \div 0,2} \cong (20 \div 16). \quad (26)$$

Полученный результат определяет, строго говоря, нормальное z_{\min} , так как только при этом числе лопаток работа турбины будет наиболее выгоднейшей. Правильнее теоретически считать, что увеличение числа лопаток в большую сторону особого вреда не принесет, в чем здесь нас убеждают опыты, произведенные Банки в Будапеште над двумя моделями, из коих одна имела $z = 36$ и другая $z = 50$, причем при нормальной нагрузке и соответственном напоре был достигнут $\eta_z \cong 0,92$; потеря скорости выходящей воды не превышала 0,055.

6. Профилирование лопаток. Лопатку AB (фиг. 230) удобнее всего вычертить по дуге круга. Из треугольников OBC и AOC находим квадрат общей стороны OC^2 .

$$OB^2 + BC^2 = OA^2 + AC^2 - 2 AO \cdot AC \cdot \cos \beta_1.$$

Обозначая $AC = BC = \rho$ и заменяя $OB = r_2$ и $AO = r_1$, получим:

$$\rho = \frac{r_1^2 - r_2^2}{2r_1 \cdot \cos \beta_1},$$

что при $r_2 = 0,66r_1$ и $\cos \beta_1 = \cos 30^\circ = 0,866$ дает:

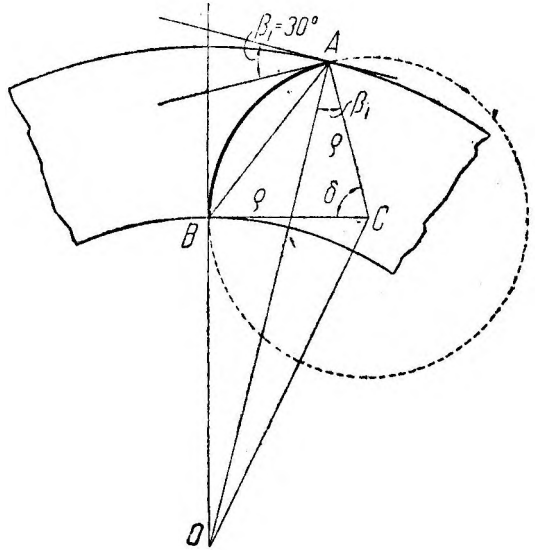
$$\rho = 0,326r_1. \quad (27)$$

Определим угол δ .

Из треугольника AOB :

$$\begin{aligned} \frac{r_1}{r_2} &= \frac{\sin \left(180 - \frac{\delta}{2} \right)}{\sin \left[90 - \left(\frac{\delta}{2} + \beta_1 \right) \right]} = \\ &= \frac{\sin \frac{\delta}{2}}{\cos \left(\frac{\delta}{2} + \beta_1 \right)}; \\ \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} &= \frac{\cos \beta_1}{\sin \beta_1 + \frac{r_2}{r_1}}; \end{aligned}$$

при $\beta_1 = 30^\circ$ и $\frac{r_2}{r_1} = 0,66$



Фиг. 230.

находим $\delta = 73^\circ 28'$.

Таким образом лопатки рабочего колеса можно делать из трубы, причем, при диаметре трубы несколько большем 2ρ , выйдет пять лопаток.

§ 4. Влияние коэффициента быстроходности на основные размеры.

Из формулы (21) для единичной турбины имеем:

$$D_s = \frac{A}{n_s} = \frac{39,34}{n_s}. \quad (28)$$

Чтобы получить формулу для аксиальной ширины единичной турбины, определяем Q в зависимости от мощности N .

По известной формуле определяем:

$$Q = \frac{75N}{\eta_e \cdot \gamma \cdot H},$$

где η_e — полный гидромеханический коэффициент полезного действия всей турбинной установки, который примем в среднем равным 0,80; тогда:

$$Q = \frac{75}{0,80 \cdot 1000} \cdot \frac{N}{H} = 0,0937 \frac{N}{H}.$$

Подставляя в формулу (24), получим :

$$b = (0,0075 \div 0,00562) \cdot n \cdot \frac{N}{H^2}, \quad (29)$$

где верхний предел в скобках отвечает $k = 0,075$, и нижний $k = 0,1$.

Для единичной турбины (т. е. при $N = 1$ лощ. с. и $H = 1$ м) имеем:

$$b_s = (0,0075 \div 0,00562) \cdot n_s = B \cdot n_s. \quad (30)$$

Беря отношения b_s к D_s , т. е. определяя относительную ширину колеса, получим :

$$f_b = \frac{b_s}{D_s} = (0,0001905 \div 0,000143) \cdot n_s^2. \quad (31)$$

Так, напр., для:

$$n_s = 10 \dots f_b \cong (0,0191 \div 0,0143) \cong \frac{1}{52} \div \frac{1}{70}.$$

$$n_s = 20 \dots f_b \cong (0,0762 \div 0,0572) \cong \frac{1}{13} \div \frac{1}{17,5}$$

$$n_s = 100 \dots f_b \cong (1,905 \div 1,43) \cong 2 \div 1,4.$$

$$n_s = 200 \dots f_b \cong 7,62 \div 5,72.$$

На основании полученных соотношений заключаем, что при малых n_s колесо получается довольно узким при относительно большом диаметре; наоборот, при больших значениях n_s аксиальная ширина численно превосходит размеры диаметра, а потому в последнем случае является необходимым заменять одно колесо несколькими, с промежуточными опорами, с таким расчетом, чтобы относительная ширина f_b отдельного колеса была не более 5—7 и, так как подобное разделение, вообще говоря, неограничено, лишь бы общая длина турбины соответствовала местным условиям, то, следовательно, нельзя указать точно верхнего предела для n_s .

Убедимся теперь в том, что искусственное уменьшение n_s путем применения способа многократных турбин не достигает цели.

Для общности положим, что мы разбиваем всю установку на m турбин с таким расчетом, чтобы каждая единица отдавала мощность $\frac{N}{m}$ при том же числе оборотов n .

Тогда, обозначая для каждой такой единицы соответственно: D_s' , b_s' , и f_s' , — получим:

$$n_s' = m^{-\frac{1}{2}} \cdot n_s.$$

Диаметр отдельной турбины увеличится:

$$D_s' = \frac{A}{n_s'} = m^{\frac{1}{2}} \cdot D_s.$$

Аксиальная ширина такой единицы уменьшится:

$$b_s' = B \cdot n_s' = m^{-\frac{1}{2}} b_s.$$

Для всей установки вся ширина будет равна:

$$mb_s' = m^{-\frac{1}{2}} \cdot b_s = m^{\frac{1}{2}} \cdot b_s,$$

а потому относительная ширина всей установки будет:

$$f_b'' = \frac{m^{\frac{1}{2}} \cdot b_s}{m^{\frac{1}{2}} \cdot D_s} = f_b,$$

а для единицы:

$$f_b' = \frac{m^{-\frac{1}{2}} \cdot b_s}{m^{\frac{1}{2}} \cdot D_s} = m^{-1} \cdot f_b.$$

Объем многократной турбины будет:

$$V_s' = m^{\frac{3}{2}} \cdot V_s,$$

где V_s — объем турбины, отвечающей коэффициенту быстроходности n_s ; следовательно, многократная турбина, будучи больше диаметром и аксиальной шириной, при сохранении постоянства $f_b'' = f_b$, не дает выгоды ни в конструктивном, ни в экономическом отношении.

Пример. Даны $N = 170$ лощ. сил, $H = 8$ м., $n = 125$. Вычисляем коэффициент быстроходности:

$$n_s = \frac{125 \cdot \sqrt{170}}{8 \cdot \sqrt[4]{8}} \cong 120.$$

Для турбины Френсиса диаметр рабочего колеса получается $D_1 = 1,2$ м и $b_1 = 0,22$ м.

Для турбины Банки соответственно получаем:

$$D_1 = 39,34 \frac{\sqrt{8}}{125} \cong 0,90 \text{ м},$$

$$b_1 = 0,00562 \cdot 125 \cdot \frac{170}{8^2} \cong 1,85 \text{ м},$$

$$f_b = \frac{b_1}{D_1} = \frac{1,85}{0,90} \cong 2,06,$$

и, следовательно, турбину можно осуществить одним колесом.

§ 5. Заключение.

Преимущества описанной турбины в смысле простоты устройства, сравнительно малых размеров, а, следовательно, в общем и незначительной стоимости — очевидны.

Возможность дробления всей установки на отдельные рабочие колеса позволяет легко осуществлять как их производство, так и перевозку.

Имея довольно большие пределы для коэффициента быстроходности, — турбина Банки может выполнять задачи, предназначенные частично для турбин Френсиса и колес Пельтона, явившись одновременно серьезным

конкурентом медленно вращающихся водяных колес, которые фактически легко могут быть ею заменяемы с улучшением и полезного эффекта и общих условий работы установок.

Турбина Банки таким образом имела бы место как для целей электрификации, так и для более мелких установок промышленности и сельского хозяйства. *

В последнем случае, при обычно небольших числах оборотов (водяные мельницы), для получения меньших диаметров возможно устанавливать турбину, дающую большее число оборотов; последнее можно трансформировать в необходимое число соответственным передаточным механизмом, отчего, впрочем, несколько понизится к. п. д., но зато на главном рабочем валу получится больший момент, что в некоторых случаях является весьма желательным.

* Пример подобной малой установки турбины Банки приведен в журн. "Engin. News Record" за 1925 г., № 2, Vol. 95, P. 72.

РАСЧЕТ СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР.

Инж. Фл. Товстолес.

§ 1. Введение.

При проектировании гидросиловых установок и особенно установок низконапорного типа одним из весьма важных вопросов является удачное разрешение задачи о напорных турбинных камерах, от рационального выбора которых и правильного гидравлического расчета их зависят, в конечном счете, как общая длина силового здания, определяемая числом турбин и продольной (по отношению к зданию) шириной напорных камер, так и работа самих турбин в смысле наивыгоднейшего подвода воды к ним.*

Не ставя себе задачей подробно изложить здесь, за недостатком места, современное состояние вопроса о турбинных камерах вообще, мне все же представляется своевременным и уместным, особенно под влиянием указаний некоторых руководителей гидротехнических и водно-энергетических специальностей Ленинградских ВТУЗ'ов, привести один из методов расчета спиральной камеры в качестве пособия при проектировании гидросиловых установок.

Для ясности последующего изложения остановимся вкратце на основных положениях, касающихся теории спиральных камер и не затронутых в книге Л. Кванца "Гидравлические двигатели".

Прежде всего напомним, что все турбины, работающие с избытком давления (Френсиса, Каплана и пр.), требуют равномерной подачи воды по всей окружности направляющего аппарата и притом с одинаковыми меридиональными составляющими абсолютных скоростей, которые вообще, без приурочения к какой-либо точке движущегося потока, будем обозначать через c_m ; если, далее, обозначим расход для питания всей турбины через Q м³/сек, ширину и диаметр направляющего аппарата при выходе через B_o и D_o , то соответствующая меридиональная составляющая $c_{то}$ будет равна

$$c_{то} = \frac{Q}{\pi D_o B_o} \quad (1)$$

Для равномерности подачи воды по периферии направляющего аппа-

* В № 19 журн. "Электричество" за 1930 г., стр. 715, помещена статья инж. Н. Н. Попова "Взаимная связь между водяной турбиной и зданием станции", из которой можно почерпнуть немало сведений, относящихся к габаритным размерам, связанным с турбинами (их числом и типом). В статье приводится сводная таблица статистических данных о выполненных и устанавливаемых турбинных установках.

рата камера должна, очевидно, иметь радиальные сечения, уменьшающиеся от входа воды в камеру в направлении вдоль по охвату всего направляющего аппарата и притом уменьшающиеся соответственно пропускаемым расходам, так как по пути следования воды по камере происходит непрерывное поглощение воды направляющим аппаратом. При этом, как мы сейчас убедимся, в каждом сечении камеры средние приведенные скорости, которые будем обозначать через c_s , не должны быть одинаковы.

Действительно, вследствие кругового движения жидкости, в каждой точке одной и той же концентрической окружности спиральной камеры (относительно оси турбины) окружные скорости воды c_u должны быть одинаковы, а так как при таком движении жидкости у всех протекающих частиц воды, благодаря наличию центробежных сил, давления должны возрастать изнутри наружу, то поэтому и средняя приведенная скорость в каждом сечении спиральной камеры будет тем больше, чем меньше само сечение, что будет, конечно, справедливо лишь в том случае, если соблюдается вышеуказанная равномерность притекания воды по окружности направляющего колеса турбины.

Равенство окружных скоростей c_u вдоль концентрических окружностей спиральной камеры приводит к известному из гидравлики закону постоянства площадей относительно скорости c_u , справедливому для нерабочего потока жидкости, т. е.:

$$c_u \cdot r = \text{Const.} = K. \quad (2)$$

Таким образом при построении турбинных камер должны быть, во всяком случае, соблюдены два основных условия, а именно *закон площадей и уравнение постоянства расхода*, хотя, как это устанавливает гидродинамика, приведенных условий еще недостаточно, чтобы обеспечить безвихревое движение идеальной жидкости, т. е. движение, обладающее *потенциалом скоростей*. Однако учет такого потенциального течения приводит к значительным затруднениям при конструировании практически рациональных форм спиралей, или же, в предположении простейших форм, дает практически неприемлемые, хотя и более совершенные теоретически спирали (Милович), вследствие чего всеми турбиностроительными фирмами применяется следующий метод построения турбинных камер: сначала рассчитывается камера при соблюдении выше приведенных двух основных требований, а затем эта камера в малом масштабе подвергается лабораторным испытаниям для внесения необходимых конструктивных изменений, обеспечивающих наилучшую работу камеры. Такой путь решения задачи тем более имеет смысл, что при этих испытаниях учитывается еще практически как влияние вязкости жидкости, так и трение о стенки камеры, хотя, строго говоря, эти последние факторы довольно трудно поддаются количественному учету вследствие невозможности получения достаточно точного гидравлического подобия при испытании моделей.

Приведенные соображения отмечают, таким образом, необходимость дальнейшего усовершенствования вопроса о турбинных камерах и приближения практики к согласованию с теоретическими указаниями.

Во всяком случае для предварительных расчетов камер вполне достаточно руководствоваться основными положениями, приведенными выше; остается лишь остановиться на выборе метода расчета спиральной камеры, который обладал бы сравнительной простотой и наглядностью, без приурочения его к какой-либо определенной форме сечений камеры.

Последнему условию достаточно полно удовлетворяют метод *Каме-реpa* (Camerer, Vorlesungen über Wasserkraitmaschinen, 1924, стр. 450—456; проф. А. А. Саткевич, Гидравлич. турбины, 1929, стр. 238—243), метод *Пфлейдерера* (Pfleiderer, Die Kreiselpumpen, 1924, стр. 116—120) и метод *Н. М. Щапова* (Н. М. Щапов, Гидравлич. расчет улиток водяных турбин, труды Московск. Инст-та Инженеров Транспорта, 1927, вып. VI, стр. 291 и далее). Сочетание этих трех методов позволяет предложить комбинированный способ графо-аналитического расчета спиральных камер, к изложению которого и переходим.

§ 2. Расчет спиральных камер.

Приводимый ниже графо-аналитический метод расчета спиральной камеры может быть применен к любым формам сечений камеры; в частности, при расчете железобетонных напорных спиральных камер, чаще всего приходится иметь дело с сечениями, которые по своей форме могли бы быть названы *тавровыми* (фиг. 142, 144, 146, 175, 177); такие сечения спиральной камеры выполнены на Волховской установке (фиг. 233), Земо-Авчальской и др.

Пусть, в качестве примера, требуется рассчитать железобетонную спиральную камеру таврового сечения для турбины, имеющей следующие данные: * расход воды $Q = 20 \text{ м}^3/\text{сек}$, напор $H = 20 \text{ м}$, D (внутренний диаметр направляющего колеса) = 1,9 м, D_a (внешний диаметр направляющего колеса) = 2,5 м, B_o (высота направляющего колеса) = 0,6 м. Кроме того зададимся еще внешним диаметром $D_p = 2,7 \text{ м}$ расположения распорных колонок (фиг. 231а).

Входное сечение (наибольшее) при полной спирали, т. е. имеющей охват в 360° , определяется из следующих соображений: так как скоростной коэффициент c_s' в формуле

$$c_s = c_s' \cdot \sqrt{2gH}$$

принимается по *Камереppу* равным 0,17, а по *Ло-Прести* в пределах от 0,15 до 0,28 при наилучшей средней абсолютной скорости c_s от 3 до 6 м/сек, реже до 8—12 м/сек, поэтому, приняв $c_s' = 0,17$, получим:

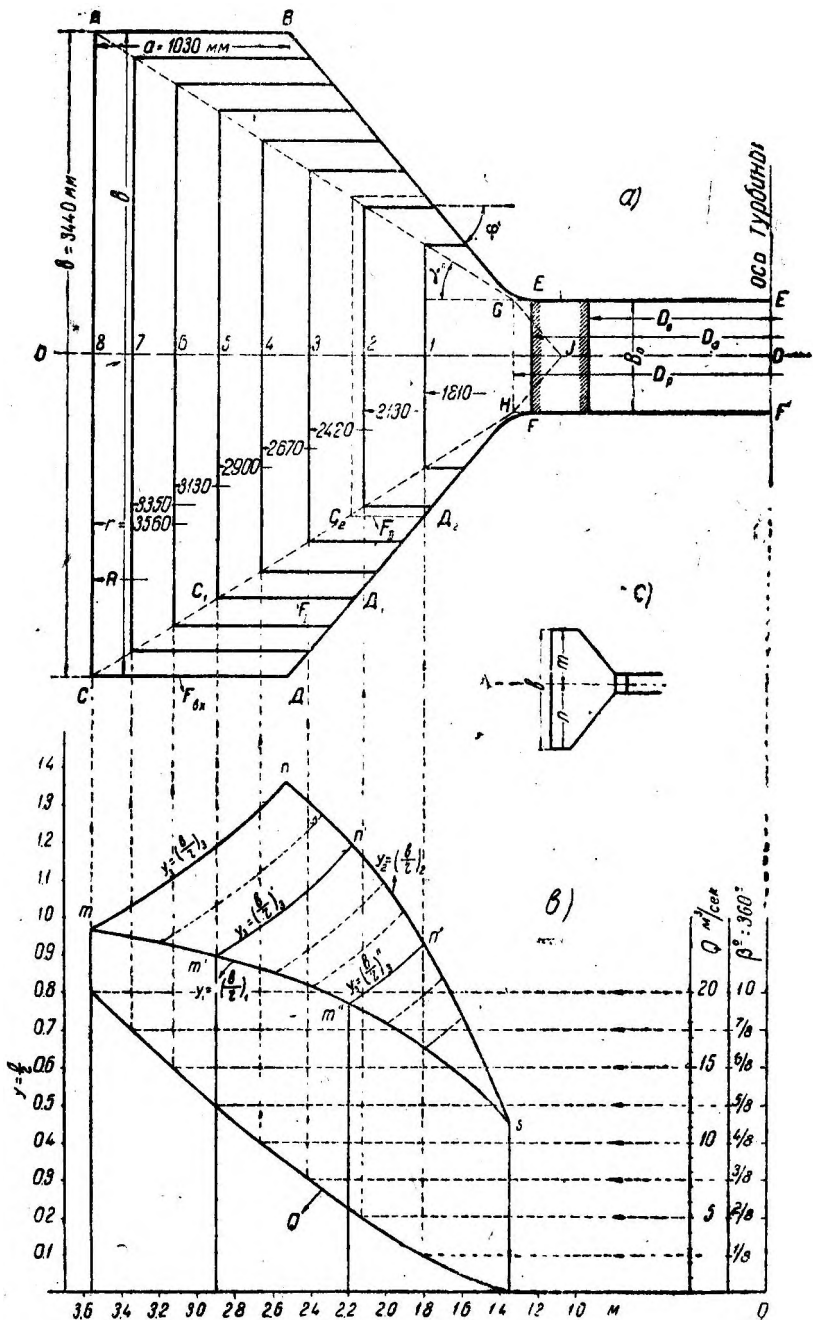
$$c_s = 0,17 \cdot 4,43 \cdot \sqrt{20} = 3,37 \text{ м/сек.}$$

Площадь входного симметричного относительно оси сечения спирали $F_{\text{вх}}$ будет тогда равна:

$$F_{\text{вх}} = \frac{Q}{c_s} = \frac{20}{3,37} = 5,93 \text{ м}^2.$$

Отношение $\sigma = \frac{a}{b}$ (фиг. 231а) на практике принимается для входных сечений спирали в пределах $0,28 \div 0,33$ и угол ϕ от 45° до 55° . Приняв для нашего примера $\sigma = \frac{a}{b} = 0,3$ и $\text{tg} \phi = 1,2$ (чему соответствует

* Исходные расчетные данные заимствованы у *Н. М. Щапова* (Гидравлич. счет улиток . . . , op. cit.).



Фиг. 231.

угол $\varphi \cong 50^\circ$, определим в этих условиях крайнюю высоту входного сечения по формуле:

$$b = \sqrt{\frac{B_0^2 + 4F_{вх} \operatorname{tg} \varphi}{1 + 4\sigma \operatorname{tg} \varphi}}, \quad (3)$$

откуда

$$b = 3,44 \text{ м.}$$

Ширина горизонтального участка входного сечения камеры

$$a = \sigma \cdot b = 1,03 \text{ м}$$

и наибольший радиус

$$R = \frac{D_{P_2}}{2} + a + \frac{b - B_0}{2 \operatorname{tg} \varphi}, \quad (4)$$

откуда

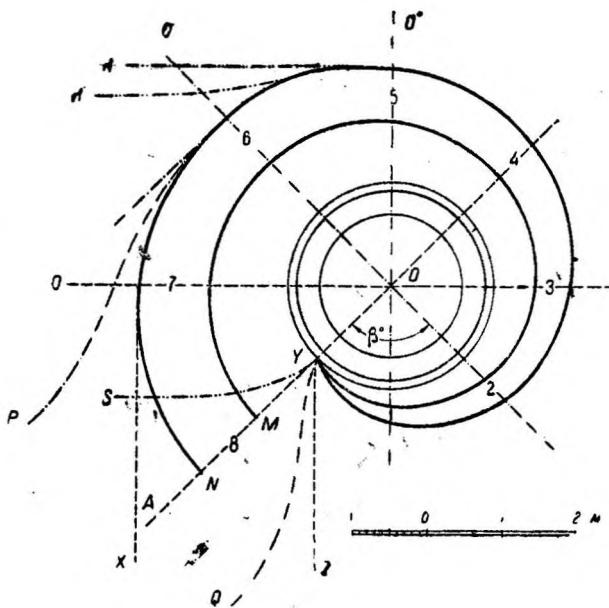
$$R = 3,56 \text{ м.}$$

Теперь можно уже построить входное сечение камеры $ABGHDCA$ (фиг. 231а), причем из чертежа усматриваем, что точку J

мы выбрали в центре направляющей лопатки; вообще же эту точку J иногда, для больших установок, отодвигают еще дальше наружу, к середине входного ребра направляющей лопатки (фиг. 233), что обуславливается требованием надежной заделки опорных частей турбины (фундаментные кольца и распорные колонки) в примыкании к ней напорной камеры. В нашем

последующем расчете мы пренебрегаем, ради упрощений, небольшой площадью $GEFH$, занимаемой распорными колонками (ребрами). Углы при точках G и H скругляются.

Все остальные промежуточные сечения будем строить так, чтобы внешние углы каждого сечения лежали на прямых AG и CH и, следов., вся последующая задача построения спиральной камеры сводится уже не столько к построению самих сечений, формой которых мы задаемся, а к определению их местоположения в плане, т. е. угла охвата β (фиг. 232), исчисляемого в направлении против течения воды от начального радиуса OA .



Фиг. 232.

Для удобства последующих построений нам придется воспользоваться еще углом γ (фиг. 231a), который определится из уравнения:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{b - B_0}{2 \left(R - \frac{D_p}{2} \right)}, \quad (5)$$

откуда, следов., $\operatorname{tg} \gamma = 0,643$.

Через вычисленное выше входное сечение $F_{\text{вх}}$ должен быть пропущен расход $Q = 20 \text{ м}^3/\text{сек}$ при соблюдении закона постоянства площадей, т. е., следов., при определенном значении постоянной величины K (ур. 2), для нахождения каковой поступим следующим образом.

Так как расход в любом сечении камеры определяется, на основании уравнения (2), равенством

$$Q_{\beta} = \int_{r_p}^{r_{\max}} b \cdot c_u \, dr = K \int_{r_p}^{r_{\max}} \frac{b \, dr}{r}, \quad (6)$$

где b есть переменная высота данного сечения при различных значениях r , а $c_u = \frac{K}{r}$, то, положив предварительно $K = 1$, будем иметь соответствующий расход

$$q_{\beta} = \int_{r_p}^{r_{\max}} \frac{b \, dr}{r}. \quad (7)$$

В частности, для входного сечения $F_{\text{вх}}$ получим:

$$q_{\text{вх}} = \int_{r_p}^R \frac{b \, dr}{r}, \quad (8)$$

причем интеграл в правой части написанного уравнения может быть без особых затруднений вычислен графическим способом. Для этого по оси ординат (фиг. 231b) откладываем в произвольно выбранном масштабе

значения b/r в зависимости от радиуса r , принимаемого за абсциссу, что и представлено кривой mns (mn — для участка спирали AB и ns — для участка BG); площадь, ограниченная кривой mns , крайними ординатами и осью абсцисс, и будет представлять искомый расход q [(ур. (8)] при $K = 1$, который, будучи определен планиметрированием, равен $q = 2,34 \text{ м}^3/\text{сек}$. *

Следов., согласно уравнению (6) для входного сечения:

* Указанная размерность $|q|$ соответствует тому условию, что интеграл уравнений 7 и 8 имеет линейную размерность, а размерность $|K| = \frac{L^2}{T}$.

$$K = \frac{Q}{q_{\text{вх}}} = \frac{20}{2,34} = 8,55 \text{ м}^2/\text{сек.}$$

Этому значению K должен соответствовать определенный угол α_a (для входа в направляющий аппарат), определяемый из равенства:

$$\operatorname{tg} \alpha_a = \frac{c_{ma}}{c_{ua}} = \frac{Q \cdot D_a}{\pi \cdot D_a B_o \cdot 2K} = \frac{Q}{\pi \cdot B_o \cdot 2K} \quad (9)$$

и для наших данных равный:

$$\operatorname{tg} \alpha_a = \frac{20}{2 \cdot \pi \cdot 8,55 \cdot 0,6} = 0,621,$$

т. е. $\alpha_a = 31^\circ 50'$.

Попутно из геометрических соображений легко убедиться в том, что если через точку окружности диаметра D_a провести секущую под углом α_a к касательной, то эта секущая пересечет окружность диаметра D_o под углом α_o' , определяемым из равенства:

$$\cos \alpha_o' = \frac{D_a}{D_o} \cos \alpha_o, \quad (10)$$

откуда для нашего случая следует, что эта секущая не пересечет окружность диаметра D_o , а значит направляющие лопатки должны быть изогнуты от направления секущей к центру турбины и притом так, чтобы вода выходила из направляющего аппарата под углом α_o , полученном при расчете турбины.

Одновременно необходимо обратить внимание проектирующих на то, что так как очертание направляющих лопаток обычно производится не по логарифмической спирали, каковое очертание соответствовало бы соблюдению закона площадей на участке протекания воды между направляющими лопатками при $B_o = \text{const.}$ (см. ур. 9), а по эвольвенте, т. е. допускается при этом некоторый произвол, то поэтому величину K не следует сравнивать с величиной K' по данным выхода воды из направляющего аппарата, так как, очевидно, $K' \neq K$.

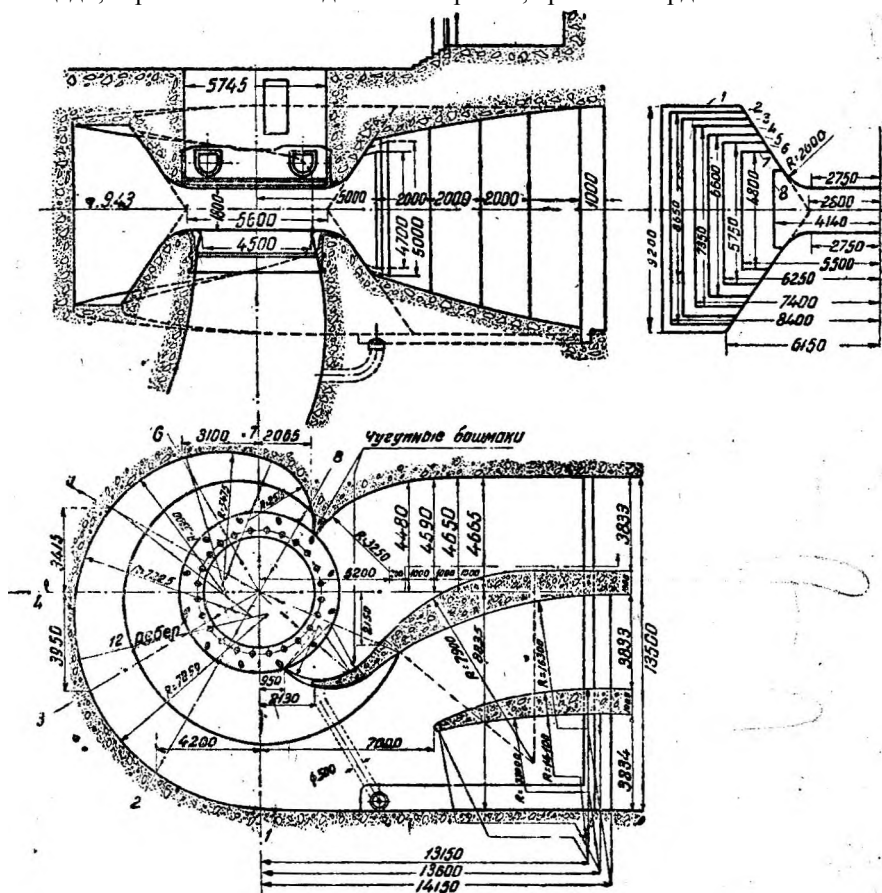
Если бы, однако, потребовалось изменить величину K , напр., для того, чтобы изгиб направляющих лопаток был по возможности меньше, т. е. чтобы угол α_o' мало отличался от α_o или даже, чтоб $\alpha_o' = \alpha_o$ (см. ур. 10), — то в этом случае следует или изменить положение сечения $F_{\text{вх}}$ относительно оси турбины, не меняя самой величины $F_{\text{вх}}$, или же изменить величину последней и соотношение сторон, не выходя за допускаемые пределы коэффициента c_s' , что достигается путем ряда пробных подсчетов.

Во всяком случае из равенства

$$c_{ua} = \frac{c_{ma}}{\operatorname{tg} \alpha_a}$$

усматриваем, что чем меньше угол α_a , тем больше c_{ua} и, следов., при одном и том же радиусе, больше будет и величина K , т. е. при одних и тех же площадях сечений эти последние будут пропускать большие расходы. Обратное, при одном и том же расходе сечения спирали будет тем меньше, чем больше K (чем меньше α_a).

Итак, в нашем примере мы остановились на том, что вычислили величину $K = 8,55 \text{ м}^2/\text{сек}$. После этого, выбирая произвольно несколько сечений, напр. F_I и F_{II} (фиг. 231а), можно уже для них построить аналогичные кривые $m'n's'$ и $m''n''s''$, как и для сечения $F_{\text{вх}}$ (фиг. 231б); площади, ограниченные каждой такой кривой, крайними ординатами и



Фиг. 233.

осью абсцисс, будут представлять расходы воды q_I и q_{II} через сечения F_I и F_{II} при $K = 1$; при $K = 8,55$ соответственно получим истинные расходы Q_I и Q_{II} :

$$Q_I = K \cdot q_I = 8,55 \cdot 1,457 = 12,44 \text{ м}^3/\text{сек};$$

$$Q_{II} = 8,55 \cdot 0,654 = 5,59 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Далее можно еще построить сеть подобных кривых (изображены пунктирными линиями) при различных r , т. е. для других произвольно выбранных сечений, и вычислить расходы при $K = 1$, а, следов., и действительные расходы при $K = 8,55$. На основании полученных данных строим кривую (фиг. 231б) расходов Q с наибольшим значением $Q = 20 \text{ м}^3/\text{сек}$; что и учтено на шкале ординат, где одновременно нанесены и значения $\beta : 360^\circ$ через

каждые $1/8$ часть полного расхода. Проводя через эти деления пунктирные линии до пересечения с кривой расходов Q , — можно уже определить те сечения спиральной камеры, через которые должны пройти расходы $1/8 Q$, $2/8 Q$ и т. д., что позволит построить две спирали YM и YN

в плане (фиг. 232), соответствующие границам горизонтальных участков каждого сечения (CD, фиг. 231а).

Что касается примыканий подводящего канала или трубопровода к входному сечению спиральной камеры, то в этом отношении технически возможны различные комбинации, причем, если сопрягается с камерой напорный трубопровод, то чаще всего находит решение XZ в отношении продольной оси OO или PQ относительно оси $O'O$ (фиг. 232); для камер бетонных или железобетонных встречаются типы примыканий PQ и RS или $R'S$ (фиг. 143 и 145); в последнем случае, при большой ширине RS , устраиваются иногда промежуточные стенки, как это осуществлено, напр., на Волховской установке (фиг. 233). В случае примыкания по схеме RS (фиг. 232) получается наименьшая ширина камеры в направлении продольной оси здания $O''O$; при этом собственно спираль начинается от линии $O''O$; что соответствует $5/8Q$ или углу охвата

$\beta = 225^\circ$, и в этом месте сечение камеры для расчета принимается как входное ($F_{вх}$).

На фиг. 233 показаны переходные сечения от подводящего канала к начальному (входному) сечению камеры, что должно выполняться достаточно плавно.

Построение кривых ms , $m'n's$ и т. д. (фиг. 231b) может быть существенно облегчено, если, по отношению к принятой тавровой форме спиральной камеры, означенные построения производить по точкам, координаты коих получаются из соответствующих нижеприводимых уравнений, а именно: для нижней предельной кривой ms служит уравнение

$$y_1 = \left(\frac{b}{r}\right)_1 = \frac{2 \cdot r \cdot \operatorname{tg} \gamma - D_p \cdot \operatorname{tg} \gamma + B_0}{r}, \quad (11)$$

которое отвечает изменению высот сечений камеры по линиям AG и GH (фиг. 231а); это уравнение, после подстановки известных величин и упрощений, приводится к окончательному виду:

$$v_1 = \left(\frac{b}{r}\right)_1 = 1,286 - \frac{1,137}{r}. \quad (12)$$

Уравнение верхней ограничивающей кривой ns , отвечающее изменениям высот сечений по линиям BG и DH (фиг. 231а), будет

$$y_2 = \left(\frac{b}{r}\right)_2 = \frac{B_0 + 2(r - r_p) \operatorname{tg} \varphi}{r} \quad (13)$$

что окончательно дает:

$$y_2 = \left(\frac{b}{r}\right)_2 = 2,40 - \frac{2,64}{r}. \quad (14)$$

Наконец промежуточные кривые mn , $m'n'$ и т. д. получаются из уравнений общего вида

$$v_3 = \left(\frac{b}{r} \right)_3, \quad (15)$$

где b — постоянная высота каждого сечения; так, напр., для наибольшего сечения $b = 3,44$ м, а потому

$$y_3 = \frac{3,44}{r}, \quad (16)$$

что и представлено кривой mn . Легко убедиться, что все кривые mn , $m'n'$ и т. д. лежат внутри предельных кривых ns и ms .

Для построений кривых ms и ns может служить следующая сводная таблица:

r	$1,137/r$	$2,64/r$	$y_1 = 1,286 - 1,137/r$ (кривая ms)	$y_2 = 2,40 - 2,64/r$ (кривая ns)
1,35 1,40	0,842 0,812	1,955 1,885	0,444 0,474	0,444 0,515
			и т. д.	
3,40 3,60	0,334 0,316	— —	0,952 0,970	— —

Аналогичная таблица может быть составлена и для построения кривых mn , $m'n'$ и т. д.

r	$y_3 = 3,44/r$ (кривая mn)	$y_3' = 2,60/r$ (кривая $m'n'$)	$v_3'' = 1,70/r$ (кривая $m''n''$)	$y_3''' = \dots$
1,80 2,00 2,20	— — —	— 1,300 1,180	0,941 0,846 0,770	
		и т. д.		
3,40 3,60	1,012 0,956	—	—	

Примечание. Высота b в уравнениях вида (15) находится непосредственно из чертежа (фиг. 231а) или же определяется для данного наибольшего радиуса r сечения по числителю ур. (11), т. е.

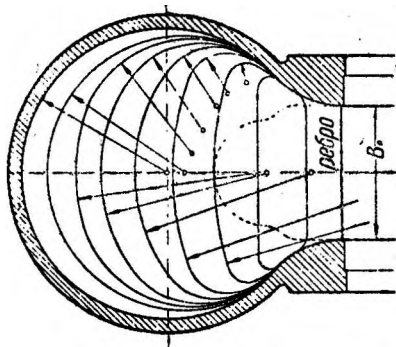
$$b = 2r \cdot \operatorname{tg} \gamma - D_p \cdot \operatorname{tg} \gamma + B_o = 1,286r - 1,137.$$

При вертикальных установках, для уменьшения общей длины вала

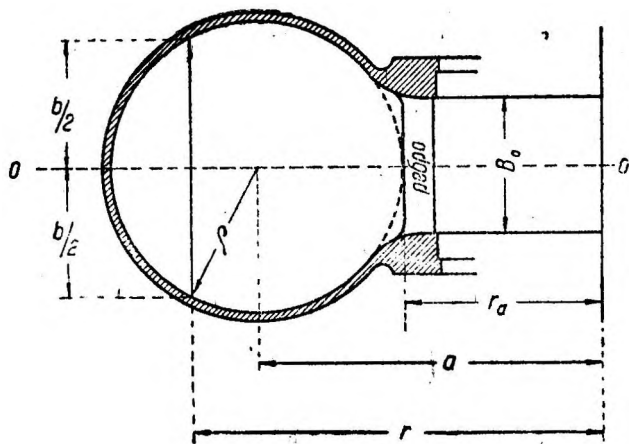
турбогенератора и понижения отметки пола машинного зала, довольно часто сечения спиральных камер выполняют несимметричными относительно оси сечений, как это схематически изображено на фиг. 231в, где $m < n$; эту же особенность замечаем мы и у Волховских спиральных камер (фиг. 233), а также на фиг. 142.

В особых случаях встречаются камеры, у которых $m > n$ (в соответствии с обозначениями фиг. 231с).

При металлических конструкциях спиральных камер встречаются сечения прямоугольные (фиг. 152—153, 158, 159), круглые (фиг. 162, 163) и круглые, переходящие в эллипсы (фиг. 155—157), как это отдельно представлено на фиг. 234. Все подобного рода спиральные камеры могут быть рассчитаны по вышеприведенному методу; в частности, круговые сечения поддаются сравнительно простому расчету по способу *Пфлейдерера* (С. Pfeleiderer, *Kreiselpumpen*, 1924, стр. 120—122), заключающемуся в следующем.



Фиг. 234.



Фиг. 235.

Из фиг. 235 непосредственно находим:

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - a)^2 = \rho^2,$$

откуда

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}.$$

Подставляя последний результат в интеграл уравнения (6), получим:

$$\int_{r_a}^R \frac{b \, dr}{r} = 2 \int_{a-\rho}^{a+\rho} \sqrt{\rho^2 - (r - a)^2} \cdot \frac{dr}{r} = 2\pi \cdot (a - \sqrt{a^2 - \rho^2}), \quad (17)$$

и так как

$$Q_{\beta} = \frac{\beta^{\circ}}{360^{\circ}} \cdot Q, \text{ т. е. } \beta^{\circ} = \frac{360^{\circ}}{Q} \cdot Q_{\beta},$$

то, согласно уравнениям (6) и (17):

$$\beta^{\circ} = \frac{720^{\circ}}{Q} \cdot K \cdot \pi \cdot (a - \sqrt{a^2 - \rho^2}), \quad (18)$$

где K определяется по входному сечению и в дальнейшем, при необходимости, изменяется.

Из уравнения (18) по заданному радиусу ρ можно легко вычислить соответствующий угол β .

Уравнение (18) можно переписать несколько иначе, если вместо a подставить его значение ($r_a + \rho$); тогда получим:

$$\beta^{\circ} = \frac{720^{\circ} \cdot K}{Q} \cdot \pi \cdot [r_a + \rho - \sqrt{r_a(r_a + 2\rho)}]. \quad (19)$$

Если же желательно задаваться углами β° и по ним определять радиусы ρ , то соответственно уравнениям (18) и (19) получим:

$$\rho = \sqrt{2a \frac{\beta^{\circ}}{C} - \left(\frac{\beta^{\circ}}{C}\right)^2}, \quad (20)$$

$$\rho = \frac{\beta^{\circ}}{C} + \sqrt{2r_a \frac{\beta^{\circ}}{C}}, \quad (21)$$

где

$$C = \frac{720 \cdot \pi \cdot K}{Q}. \quad (22)$$

Таким образом, вычислив предварительно K и величину C (по форм. 22), составляем затем расчетную таблицу вида:

β°	ρ	2ρ	$r_a + \rho = a$	$r_a + 2\rho$
15°				
30°				
45°				
90°				
и т. д.				

для построения спирали в плане.

