

В. Н. БЕЛЯЕВ

К РАСЧЕТУ ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ



ТОМСК — 1929 г.

К расчету турбин высокого давления.

Общие соображения по расчету турбин.

В современных силовых установках, в особенности крупного масштаба, паровая турбина занимает вполне прочное положение в качестве машины—двигателя, благодаря значительному числу оборотов ее вала, следовательно, возможности непосредственного соединения с генератором или другой ротативной машиной. Большая мощность рабочей единицы также выдвигает ее на первый план. В теплосиловых установках с использованием отработанного тепла турбине отводится еще более значительная роль, в силу исключительной чистоты ее отработанного пара. Ее значение возрастает в еще большей степени на тех станциях, где для работы применяют пар высокого давления. В последнем случае возрастает экономический коэффициент полезного действия турбины. Такая турбина, кроме того, по своей конструкции приспособлена к высоким начальным температурам пара, чем понижается влажность пара, отбираемого для целей транспортирования тепла, и связанные с этим потери.

Естественным стремлением конструкторов паротурбины является извлечь при заданных тепловых условиях как можно больше дорогой механической энергии и тем повысить экономический эффект тепло-силовой установки. На этом пути в распоряжении турбостроителей имеются две конструкции: активная и реактивная турбина.

Активная—с большими одно или двухступенчатыми дисками со скоростью пара порядка $500\text{--}600\text{ м./сек.}$ для первых и $700\text{--}1000\text{ м./сек.}$ для вторых. Реактивная турбина работает при малых скоростях пара и всегда обрезается в части высокого давления, т. е. работает начиная с $1\text{--}2\text{ ат. abs.}$, потому что экономная ее работа возможна лишь при малом (в долях миллиметра) зазоре между лопаткой, кожухом и барабаном, тогда как в силу неравномерных температурных деформаций турбины величина этого зазора должна быть не менее $0,5\text{--}0,6\text{ мм.}$, а при температуре 300°C около $1,5\text{--}2\text{ мм.}$ и, следовательно, утечка пара через такой зазор в части высокого давления велика. К сожалению, и замена части высокого давления реактивной турбины дисками активной турбины, несмотря на незначительность потерь через зазоры, не дает желаемого эффекта, даже при больших мощностях когда почти отпадают потери на трение дисков о пар и через зазоры.

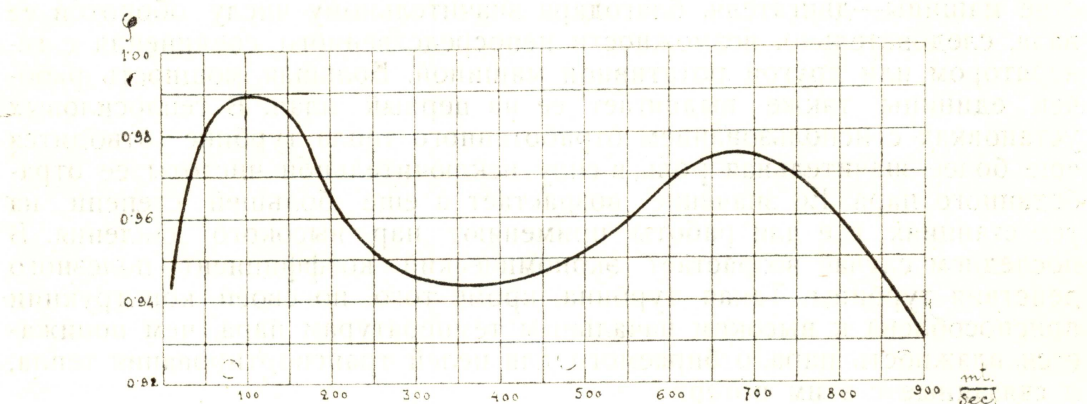
Как это удалось установить инженеру Лезель, главному конструктору Брюннского завода, причина малого коэффициента полезного действия этих турбин крылась несколько глубже. Именно, в изогнутом канале между лопатками; при прохождении по нему пара с большой скоростью, имеют место так называемые гидравлические потери, которые и составляют большую часть потерь в турбине.

Без устранения этих потерь не представлялось возможным увеличить внутренний коэффициент полезного действия турбины $> 70\%$, а также строить турбину высокого давления, т. к. уже при 20 ат. abs. давления при больших скоростях пара в активных дисках и, следовательно, большой окружной скорости работа трения одного колеса достигает сотни л. с.

С целью добиться устранения гидравлических потерь при прохождении пара по криволинейному каналу между лопатками инж. Лезель было поставлено более 300 опытов с различными профилями лопаток.

Он отрицает совершенно возможность устранить это нежелательное явление соответственным подбором профиля лопатки и видит единственный выход из положения в уменьшении скорости пара. Поставив испытания со скоростью пара, меняющейся в пределах 500—600 м./сек., он при некоторой скорости пара получил почти полное исчезновение гидравлических потерь.

Результаты такого испытания можно изобразить графиком (черт. № 1), где по оси абсцисс отложены скорости пара, а по оси ординат



Черт. № 1.

скоростной коэффициент ϕ , выражающий величину отношения действительной скорости выхода пара из канала к теоретически возможной. Как видно по чертежу, коэффициент ϕ имеет два максимума, причем второй из них в пределах значения скорости $c = 500\text{--}700$ м./сек. был известен раньше и служил основанием для расчета активных турбин с большими дисками. Опыты Лезеля в дальнейшем были поставлены при различных начальных давлениях пара, причем наблюдалось перемещение максимума коэффициента ϕ в направлении оси абсцисс в зависимости от изменения начального давления. Турбостроительная фирма Броун-Бовери утверждает, что ей удалось получить хороший коэффициент полезного действия, только соответственным подбором профиля лопаток, не приводя однако достаточно убедительного обоснования такого успеха.

Автору настоящей статьи представилось возможным заслушать доклады инж. Лезель, инж. Ноак—главного конструктора ф. Бр. Бовери и инж. Бауман—главного конструктора ф. Метрополитен-Виккерс в Ленинграде в 1925 году, а также состоявшуюся после них дискуссию при участии в ней видных специалистов теплотехников. Причем из обмена мнений выяснилось, что Брюннский завод ведет подсчеты своих турбин в зависимости от начального давления пара применительно к следующим данным:

p at. abs.	120—55	55—35	35—6	6 и <
d mm.	300	400	600	800
H k. cal.	1,8	2,7	4,3	6,5

где d — средний диаметр диска по лопаткам; H — частичный тепловой напор одной ступени в калориях; p — начальное давление пара перед турбиной в at. abs.

Завод Виккерса срабатывает на ступени 5—6 кал., в то время как фирма Бр. Бовери держится в этом вопросе двойственной точки зрения, не отдавая особого предпочтения малым перепадам диска при высоком давлении.

Как видно из приведенной таблицы, данные ее относятся к очень широким пределам давлений и без сомнения претендовать на особую точность не могут. В этом направлении крайне желательно проведение исследовательской работы в широком масштабе.

Таким образом, при расчете турбины высокого давления прежде всего необходимо стремиться к устранению гидравлических потерь соответственным подбором перепада ступени по начальному давлению пара.

Турбина по экономичности работы в достаточной мере удовлетворительно характеризуется так называемым качественным коэффициентом

$Q = \frac{\sum u^2}{H^0}$, где u — окружная скорость лопаток рабочего колеса, H^0 — располагаемый тепловой напор. Повысить этот коэффициент

можно двумя путями: увеличивая число слагаемых $\sum u^2$, т. е. число ступеней турбины или окружную скорость u . Второй, без сомнения, более дешевый способ и применен конструкторами фирмы Броун-Бовери, что однако нельзя признать рациональным, т. к. в этом случае

под влиянием значительной центробежной силы $\left(\frac{2 \cdot m \cdot u^2}{d \cdot r} \right)$ пар, особенно удельно тяжелый пар высокого давления, из рабочих каналов отбрасывается к периферии и уплотняется, как в центробежном насосе.

Вызванные этим потери эфф. коэффициента полезного действия по опытам Лезеля достигают в %

$n_{\text{обор. мин.}}$	3000	6000
$\Delta \eta_e$ %	5	12

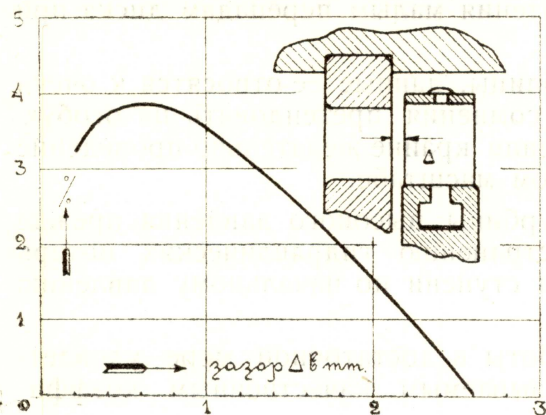
Таблица говорит сама за себя и в пояснении не нуждается.

Следовательно, остается единственная возможность повысить качественный коэффициент — увеличить число ступеней.

Несмотря на исключительную экономичность, многоступенчатая турбина высокого давления не имела бы никакой цены, если бы не предусмотреть достаточную надежность ее работы. Важным фактором в вопросе о надежности работы турбины является установление величины зазора между направляющим аппаратом и рабочими лопатками.

Испытание турбины при давлении пара $p = 20$ at, abs. и температуре пара $t = 400^\circ \text{C}$ были поставлены Брюнским заводом при изменении этого зазора в пределах $0 \div 3$ mm путем продольной перестановки ротора. При испытаниях измерялся эффективный коэффициент полезного действия турбины.

Как видно по диаграмме, изображающей результаты этих испытаний (черт. № 2), приращение коэффициента полезного действия при уменьшении нормального зазора с 2,5 мм. до 0,2 мм. достигает максимума при величине зазора 0,6 мм, все же для необходимой надежности работы турбины, для избежания возможного задевания рабочих



Черт. № 2.

Несмотря на такую относительно высокую t -ру пара, при большем начальном давлении, в части низкого давления пар приобретает достаточную влажность и для избежания раз'едания лопаток турбины ударами мельчайших капелек воды следует или применять промежуточный перегрев, что усложняет управление турбиной и удорожает стоимость оборудования, или для изготовления лопаток применять „Монель“—металл (65% никеля и 35% меди).

Совершенно иной точки зрения в выборе начальной t -ры придерживается англичанин Бауман, предостерегая от увлечения высокими температурами пара. На базе научных опытов проф. Ли в Манчестере и других экспериментаторов по определению прочности стали при различных температурах и при изменении времени нагрузки установлено, что сталь, при повышении температуры от 200° С до 300° С становится прочнее, и затем прочность ее падает до 0,5 от нормальной прочности при 400° С, до 0,25—при 450° С и до 0,125 при 500° С и, кроме того, материал (сталь, в особенности чугун) при высокой температуре обнаруживает неприятную для конструктора способность удлиняться остаточно с течением времени („ползти“ и „течь“) быстро при высокой температуре и соответственном предельном напряжении, медленно при понижении температуры и, наконец, остаточная деформация исчезает почти полностью при температуре 400° С. Следовательно, оценивать пригодность материала для работы при высокой температуре следует с точки зрения его способности „течь“ или „ползти“, начиная с той или иной температуры, если не хотят построенную из него турбину в непродолжительном времени от начала ее эксплуатации демонтировать и выверять. Затруднения с такой деформацией металла особенно дают себя знать при конструировании уплотняющей буквы со стороны высокого давления, т. к. лабиринтовые зазоры в осевом направлении не могут быть выполнены столь малыми, как это желательно с точки зрения уменьшения утечки пара через неплотности.

Таким образом, выше температуры 400° С идти не следует и в качестве нормальной следует считать температуру 375° С, до тех пор пока в практику турбостроения не войдут новые, более стойкие при высокой температуре материалы.

лопаток за лопатки направляющего аппарата турбина должна работать при зазоре в пределах 1,5÷2 мм., хотя бы и за счет некоторого уменьшения коэффициента полезного действия.

В такой же мере на надежность турбины в работе сказывается выбор конструктором температуры пара перед t -ной. Лезель смело рекомендует выбор температуры вплоть до 500° С из тех соображений, что Мартеновская сталь эту температуру выдерживает вполне надежно.

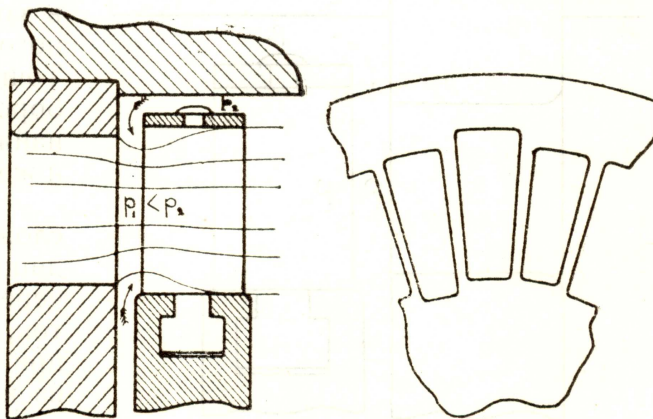
Повышение температуры пара выше 400°C создает только кажущуюся, тереотическую экономию в конденсационной турбине, так например, если вместо 400°C запроектировать и построить турбину на температуру пара 425°C , то тереотически экономия в расходе пара получится около $4,1\%$, практически же экономия в силу деформации металла понизится в первое время до 1% , через несколько месяцев эксплуатации исчезает и последний процент. При переходе от 25 ат. к давлению пара 35 ат., при соответственной температуре его, выгода в расходе пара теоретически доходит до $4,9\%$, в то время как увеличение потерь от неплотностей и на трение колеса о пар уменьшает процент экономии до 1% и, кроме того, котельная установка удорожается и расходы по содержанию ее увеличиваются. Таким образом, следует прийти к выводу, что, повидимому, для центральных силовых установках с коэффициентом нагрузки ниже 50% перешагивать через давление 25—30 atm. не следует.

При выборе начального давления пара для турбин с противо-давлением вопрос решается в каждом случае индивидуально, и без сомнения в сторону увеличения давления.

Конструктивные особенности турбины.

Стандартное число оборотов вала турбины (3000 оборотов в минуту) при малой скорости пара и соответственной ей малой же окружной скорости дает небольшой сравнительно размер рабочему диску, в среднем, около 600 mm, что в свою очередь в сильной степени уменьшает потери от трения о пар диска, зависящие от 5-й степени диаметра его.

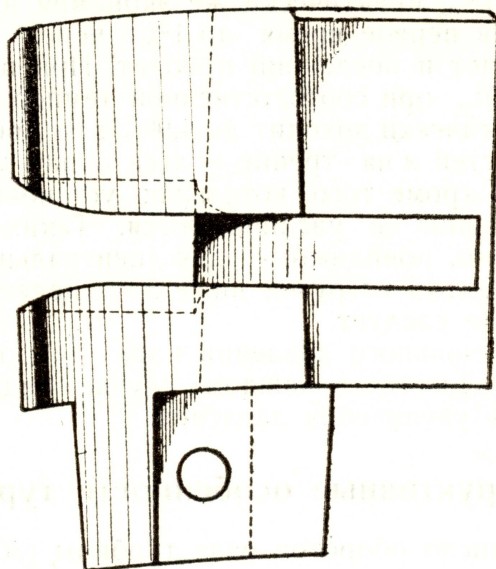
Как известно, в активной турбине, к которым относится и турбина высокого давления, утечка пара через зазоры между ступенями мала, т. к. она имеет место только между стенкой направляющего диска (диафрагмой) и валом, и особенно мала в турбине высокого давления по малости теплового перепада, приходящегося на ступень. В то же время всегда в активной турбине длина рабочей лопатки выполняется на 2—3 mm больше, чем высота направляющего канала. Обычно направляющие аппараты состоят из пластин листовой стали без специальной обработки, залитых в чугунный диск. Благодаря неизбежным дефектам отливки каналы направляющих аппаратов получают при этом неодинаковую высоту и расположение в радиальном направлении (черт. № 3), следовательно, рабочие лопатки должны соответствовать наибольшему смещению кромок каналов от запроектированного размера. В этом случае струя пара не заполняет канала рабочих лопаток и действует, как эжектор, т. к. увлекает за собой соседние частицы пара, как это видно на эскизе и ускоряет их движение. В результате на лицо явление „подсоса“ пара из зазора между концами лопатки (бандажем) и ободом и, как следствие,



Черт. № 3.

уменьшение скоростного коэффициента на рабочих лопатках по сравнению с таковыми же для реактивных лопаток.

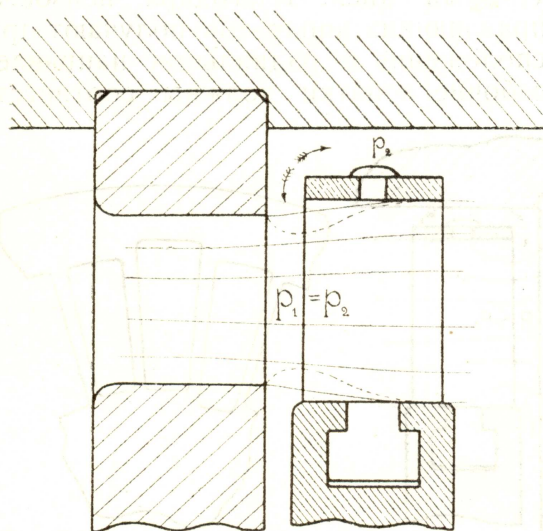
Для устранения только что указанного дефекта в турбине высокого давления прибегают к выполнению направляющего аппарата из отдельных тщательно фрезерованных элементов, точно собранных на направляющем диске (черт. № 4).



Черт. № 4.

Скоростной коэффициент таких лопаток достигает значения $\varphi = 0,985$ при скорости пара около $100 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$ (по опытам „Института инженер-механиков“ в 1922—23 г. в Лондоне).

Превышение длины лопатки рабочего диска над высотой канала допускается незначительное (один миллиметр). Шаг направляющих лопаток принимают около 18 мм. Для устранения „подсоса“ вводят небольшую степень реакции, чем создается небольшая разность давлений по обе стороны рабочей лопатки и достигается относительное равновесие между неизбежной в этом случае утечкой через зазор (черт.



Черт. № 5.

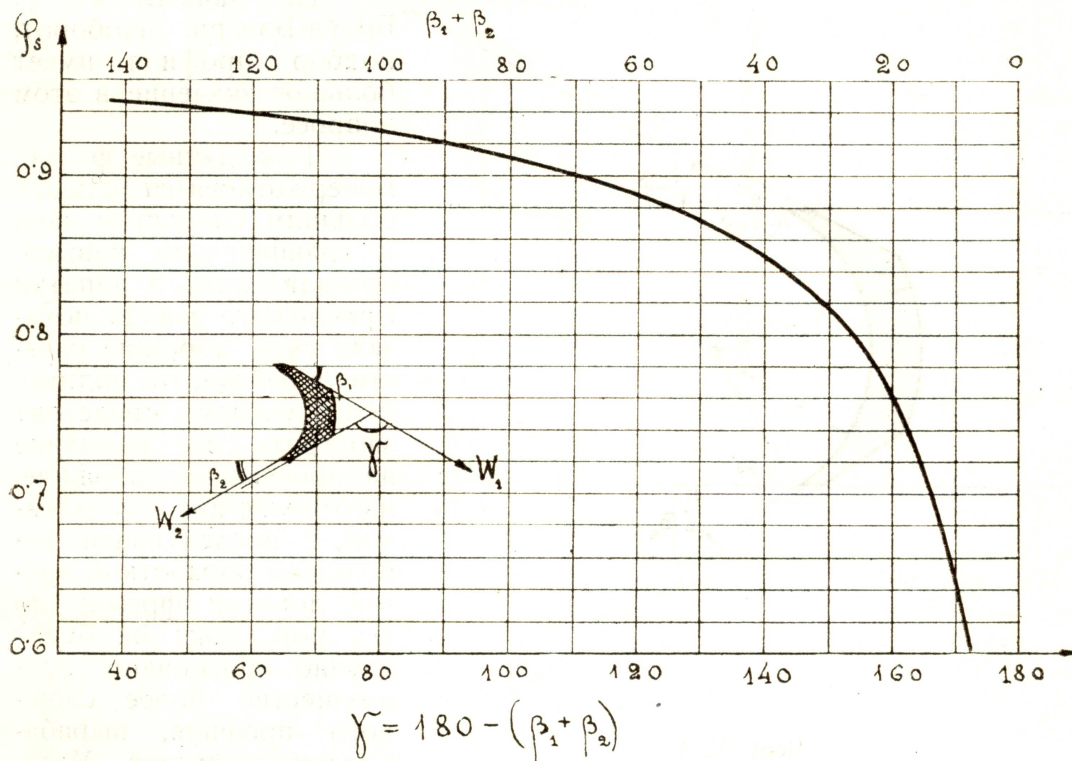
№ 5) и „подоосом“. Степень реакции по данным Брюннского завода колеблется от 0,1 до 0,3 в части высокого давления в зависимости от соответственного давления и удельного веса. Точное решение вопроса о выборе степени реакции еще не найдено или не опубликовано и ждет своего исследователя*).

Принимая во внимание сложность явлений, происходящих при протекании пара через каналы рабочих лопаток, и невозможность учесть при расчете значение каждого из них, довольствуются выбором коэффициента скорости в зависимости только от угла

* Если не считать опытов Стодола с воздухом, результаты которых не применимы к пару высокого давления.

поворота по кривым, предложенным Вагнером (черт. № 6), именно по верхней для реактивных лопаток.

Малый диаметр рабочего диска турбины дает возможность в большинстве случаев выполнить турбину с полным подводом пара, а



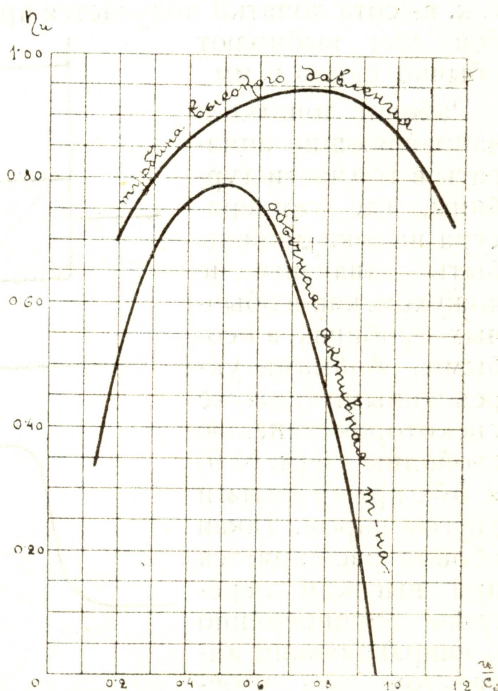
Черт. № 6.

большое число ступеней ее в силу малого перепада ступени заставляет конструктора стремиться к возможному укорочению ее и тем самым использовать выходную скорость отдельных ступеней. Введение небольшой реакции и использования выходной скорости помимо повышения коэффициента полезного

действия на окружности $\eta_{lu} = f\left(\frac{u}{c_1}\right)$

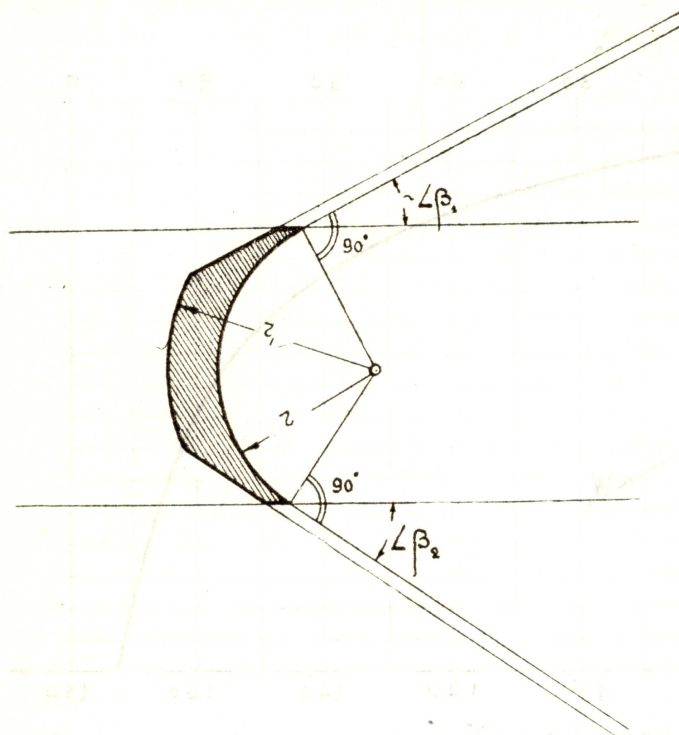
создают для кривой коэффициента полезного действия более растянутый по оси абсцисс характер при максимуме ее под'ема, чем для обычной активной турбины (черт. № 7), что означает меньшую чувствительность такой турбины по удельному расходу пара к переменным условиям нагрузки.

При выполнении рабочей лопатки неизбежно возникает вопрос о выборе соответственного профиля для нее. Как было уже упомянуто, в этом вопросе мнения турбостроителей расходятся: по опытам Лезеля профиль лопатки не имеет ника-



Черт. № 7.

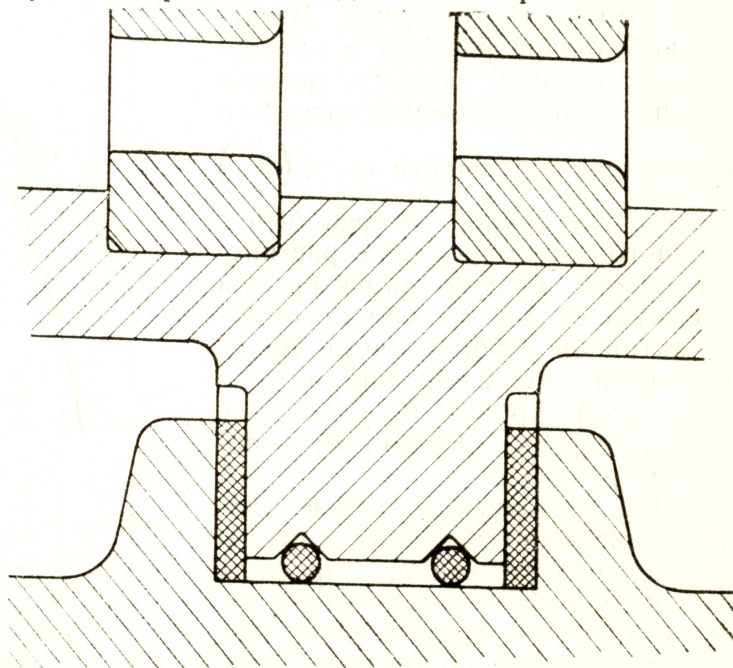
кого значения на коэффициент полезного действия турбины, лишь бы были выполнены условия безударного входа пара на лопатку, да соответственный расчету выходной угол лопатки (т. е. углы β_1 и β_2), (черт. № 8).



Черт. № 8.

риалом для таких лопаток обычно служит листовая нержавеющая сталь толщиной 1,5—2 мм. Лопатки перекрываются бандажом из того же материала. Ширина лопаток ≤ 20 мм в части высокого давления турбины; т. к. высота лопатки получается при высоком давлении пара незначительной—шаг выбирают обычно около 6 мм.

Рабочие лопатки и направляющие аппараты в той части турбины, где температура высока должны быть охвачены не кожухом, как в обычных турбинах, а особыми обоймами укрепленными в кожухе с некоторой степенью свободны (черт. № 9) и обогреваемыми кругом паром. Такая обойма расширяется при высоком перегреве одновременно с направляющим аппаратом, чем избегаются опасные тем-



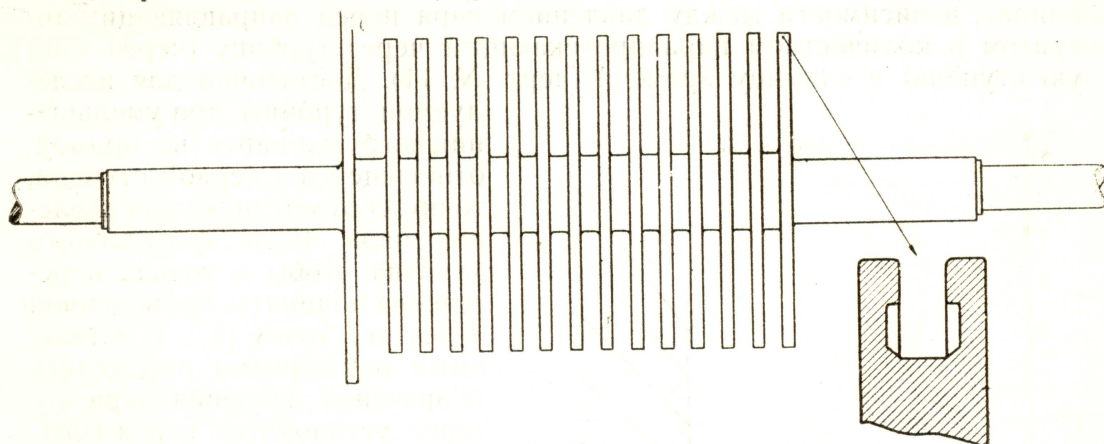
Черт. № 9.

По данным же ф. Броун-Бовери, наоборот, подбор профиля имеет большое значение в этом вопросе.

Т. к. данные ф. Бр. Бовери относятся только к большим скоростям пара и сравнительно невысоким давлениям, а лопатки Брюннского завода показали свои хорошие качества в работе, то, видимо, конструктору предстоит заострить свое внимание на простейшем профиле, изготовляемом штамповкой, с последующей небольшой обработкой кромок лопатки фрезой, до тех пор, пока не будет научно обосновано преимущество более сложного профиля, вырабатываемого фрезой. Мате-

пературные напряжения, и, кроме того, величина зазоров, установленных внутри ее, тоже мало изменяется, что сохраняет расчетные достоинства турбины.

Ротор, несущий на себе облапачивание турбины, следует в части высокого давления выполнять из цельнокованной болванки обыкновенной Мартеновской стали (черт. № 10).



Черт. № 10.

При изготовлении ротор нужно отжигать для устранения возникающих при обработке остающихся местных напряжений материала. При высоких температурах порядка 400°C прочность ее одинакова с никелевой сталью, стоимость же меньше. Рабочее колесо со втулкой, насаженное на вал и подвергающееся непосредственному воздействию горячего пара, нагревается больше, чем вал, т. к. прослойка между валом и втулкой, несмотря на минимальный размер, служит (плохим проводником тепла) теплоизоляцией, в результате чего диск коробится. Конструктору нельзя упускать из виду всякую возможность к укорочению длины ротора между центрами подшипников, иначе при расчете на допустимое критическое число оборотов ротора диаметр вала (жесткий вал) получает значительный размер и повышается утечка пара через зазор межступенного уплотнения; кроме того, и абсолютное удлинение ротора приобретает нежелательную величину. Для устранения этого недостатка конструктор имеет возможность прежде всего поставить указанный относительно короткий (не более 15 дисков) цельнокованый ротор без втулок, применить такую конструкцию уплотняющей буксы, которая гарантировала бы незначительную ее длину (например уплотнение завода Виккерса), не удлинять без особой надобности подшипников, делить турбину на несколько цилиндров, помещая в каждом 15 ступеней и проч.

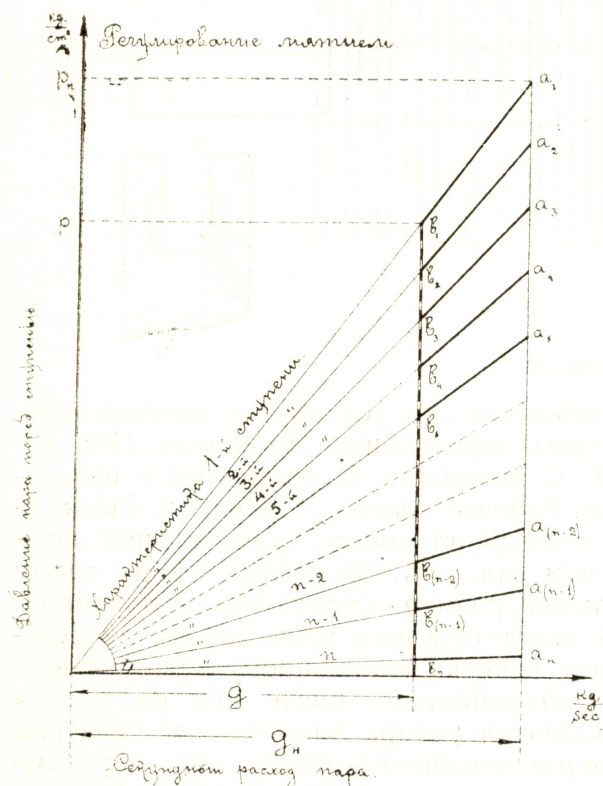
Кожух турбины по преимуществу приходится выполнять из литой (или даже штампованной для особо высоких давлений) стали. При изготовлении предусматривается повторный отжиг после каждой операции по обработке вплоть до грубой обточки.

Выбор принципа регулирования турбины В. Д.

При регулировании турбины употребляют почти исключительно два способа: 1. мятием впускаемого в турбину пара посредством дроссельного клапана и 2. наполнением или изменением количества впускаемого в турбину пара при неизменном его давлении.

При исследовании регулирования с точки зрения экономичности работы турбины при переменной нагрузке наиболее удобен по своей простоте метод проф. Бера.

На основании своих экспериментальных исследований проф. Бер показал, что при регулировании паротурбины мятием можно выразить пучком прямых (т. н. „характеристик“), проходящих через начало координат, зависимости между давлением пара перед направляющим аппаратом и количеством пара протекающим через турбину (через каждую ступень) в единицу времени (черт. № 11). Достаточно для исследуемой турбины при уменьшении нагрузки найти на прямой, относящейся к первой ступени, точку, соответствующую давлению пара после дроссельного клапана, чтобы в точках пересечения ординаты, проведенной через эту точку (b_1), с остальными наклонными определить те значения давления пара, которое установится перед соответственными ступенями (точки: b_2, b_3, b_4 и т. д.), а в точке пересечения этой ординаты с осью абсцисс прочесть новый расход пара турбиной в единицу времени.



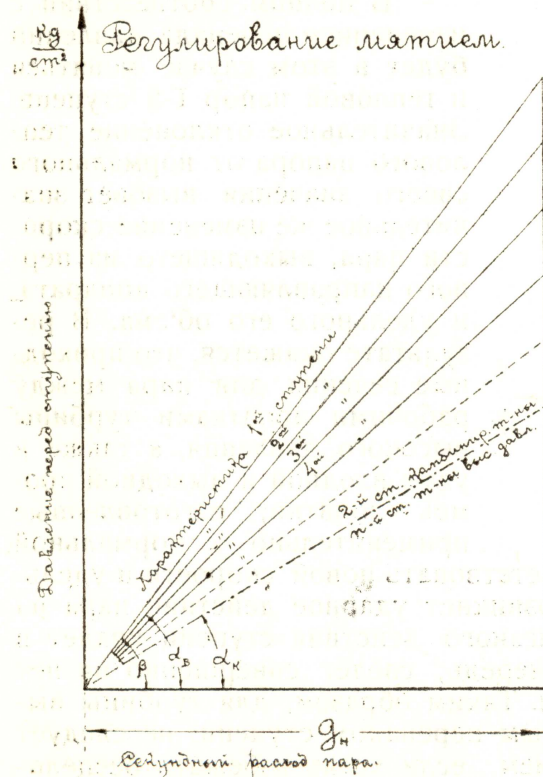
Черт. № 11.

При регулировании наполнением первая ступень турбины кроме своего прямого назначения нести определенную нагрузку играет по отношению к прочим ступеням роль дроссельного клапана, т. к. понижает (при уменьшении нагрузки) давление пара перед второй ступенью. Следовательно, по отношению к пучку прямых Бера и в этом случае, начиная со второй ступени, картина остается прежней. Давление пара перед первой ступенью остается при этом постоянным, но количество пара уменьшается за выключением из работы нескольких сопел.

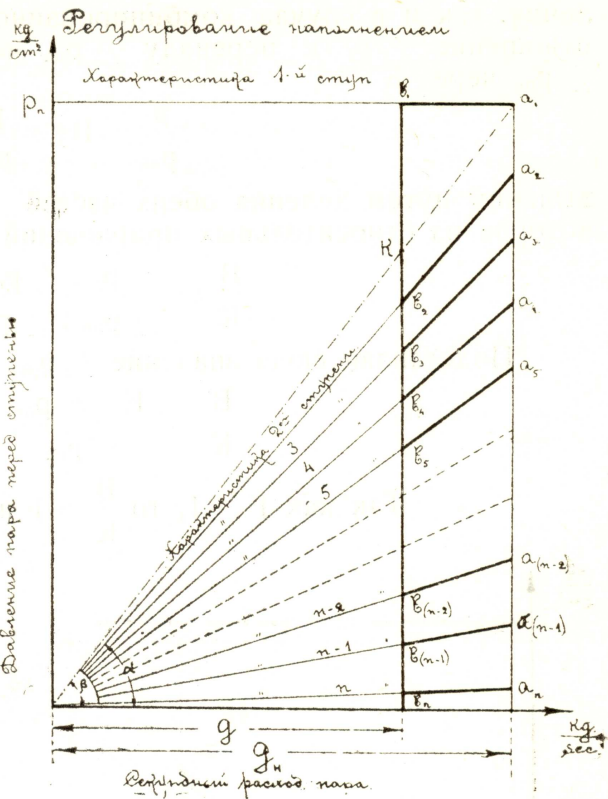
Если теперь, для сравнения, применить к турбине вместо регулирования мятием регулирование наполнением и уменьшить количество пара, протекающее через турбину в единицу времени, до величины, полученной раньше мятием, то можно заметить, что падение давления пара в первой ступени (см. черт. № 12) (отрезок $b_1 b_2$) при регулировании наполнением гораздо больше, чем при мятии, т. к. в первом случае давление пара перед первой ступенью постоянно, а давление перед второй ступенью в обоих случаях падает одинаково. Таким образом, становится ясным, что при уменьшении мощности турбины путем регулирования наполнением нагрузка, приходящаяся на первую ступень, возрастает по сравнению с нормальной вследствие увеличения на этой ступени падения давления. По приведенной диаграмме видно, что падение давления возрастает на величину отрезка $k b_1$ по сравнению с перепадом той же ступени.

пени при мятии (отрезок $k b_2$), причем величина отрезка $k b_1$ при выбранном значении расхода пара G (при уменьшении нагрузки) зависит только от угла наклона „характеристики“ первой ступени: $k b_1 = (G_n - G) t_g \beta$, в то время как величина перепада давления этой же ступени при нормальной нагрузке выразится длиной отрезка $a_1 a_2$ и зависит как от угла β , так и от угла наклона „характеристики“ второй ступени α .

Перепад первой ступени турбины высокого давления по сравнению с таковым же обычной турбины комбинированного типа значительно меньше, что при одном и том же начальном давлении выразится на диаграмме (черт. № 13) большим значением угла наклона „характеристики“ второй ступени α ($\alpha_v > \alpha_k$). Для выяснения качественного влияния регулирования наполнением на первую ступень турбины высокого давления найдем аналитически как изменяется в этом случае отношение, отмеченного выше,



Черт. № 13.



Черт. № 12.

увеличения перепада к своему перепаду при нормальной нагрузке турбины, если уменьшить последний.

Ради удобства вынесем на отдельный (чертеж № 14) „характеристику“ первой ступени и „характеристики“ 2-й ступени турбины высокого давления и комбинированной.

Обозначим через $\Delta p_{нв}$ перепад давления 1-й ступени турбины высокого давления и через $\Delta p_{нк}$ — перепад 1-й ступени комбинированной турбины при нормальной нагрузке. Очевидно, что перепад $\Delta p_{нв}$ есть только часть перепада $\Delta p_{нк}$, поэтому можно написать $\Delta p_{нк} = F \Delta p_{нв}$. . . (1), где F — фактор пропорциональности, зависящий от числа ступеней турбины высокого давления, заменивших собою 1-ую ступень комбинированной тур-

бины, и всегда больший единицы ($F > 1$).

Увеличение перепада первой ступени выразится по диаграмме отрезком Δp_1 равной величины как в случае турбины высокого давления, так и в случае комбинированной турбины. Обозначая, далее, отношение Δp_1 к перепаду $\Delta p_{нв}$ через „В“ и отношение Δp_1 к $\Delta p_{нк}$ через К:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_{нв}} = В; \quad \frac{\Delta p_1}{\Delta p_{нк}} = К,$$

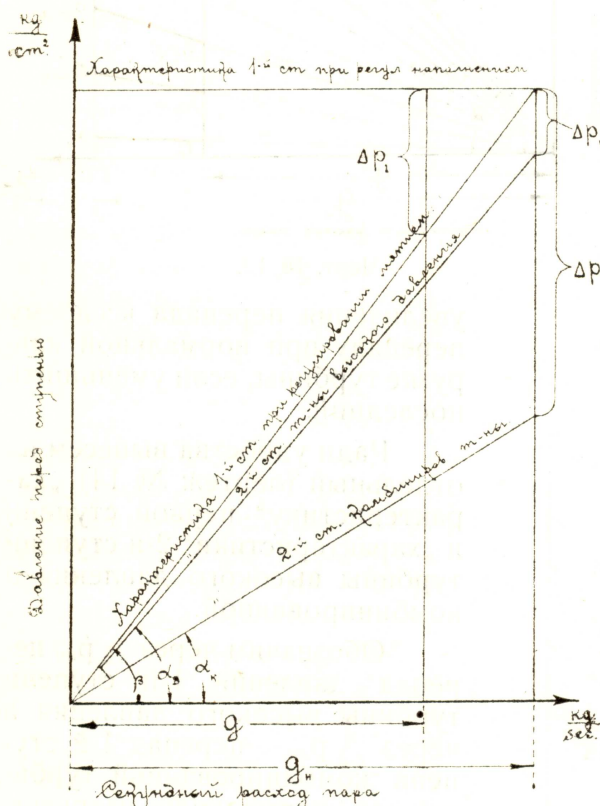
выясним путем деления обеих частей этих равенств друг на друга, которое из относительных приращений давления больше „В“ или „К“

$$\frac{В}{К} = \frac{\Delta p_1 \cdot \Delta p_{нк}}{\Delta p_{нв} \cdot \Delta p_1} = \frac{\Delta p_{нк}}{\Delta p_{нв}}$$

Подставляя сюда значение $\Delta p_{нк}$, из равенства (1) найдем:

$$\frac{В}{К} = \frac{F \cdot \Delta p_{нв}}{\Delta p_{нв}} = F$$

Так как $F > 1$, то $\frac{В}{К} > 1$ или $В > К$



Черт. № 14.

И мы приходим к заключению, что чем меньший перепад давления срабатывается в турбине на первой ступени ее, тем больше относительное увеличение этого перепада при регулировании наполнением по сравнению с регулированием мятением.

В полном соответствии с изменением перепада давлений будет в этом случае меняться и тепловой напор 1-й ступени. Значительное отклонение теплового напора от нормального своего значения вызовет значительное же изменение скорости пара, выходящего из первого направляющего аппарата, и удельного его объема. В результате окажется, что проходные сечения для пара между рабочими лопатками турбины высокого давления, а также и углы входной и выходной кромок лопатки, изготовленные применительно к нормальной

нагрузке, совершенно не будут соответствовать новой скорости и удельному объему пара. Как следствие возникнет ударное действие пара на кромки лопаток и коэффициент полезного действия ступени упадет в значительной мере, что, в свою очередь, сведет совершенно на нет выгоды, регулирования наполнением. Таким образом, для турбины высокого давления, работающей с малым перепадом ступени, не следует применять регулирования наполнением, если хотят избежать бесцельного увеличения стоимости турбины.

Тепловые расчеты турбины В. Д.

Отмеченное нами стремление конструктора по возможности укоротить ротор турбины (использование выходной скорости, тонкий вал и связанные с его диаметром утечки пара через диафрагменный зазор) влечет за собой необходимость делить турбину, работающую с высоким начальным давлением пара, на несколько самостоятельных цилиндров. Число их может колебаться в пределах от 2-х до 3-х, иногда и до 4-х в зависимости от величины общего располагаемого теплового перепада и общего числа ступеней, выбранного для проектируемой турбины.

Число ступеней турбина выбирается с таким расчетом, чтобы скорость выхода пара из направляющего аппарата отдельной ступени c_1 не превосходила значения $180\div 240 \text{ м/сек}$, что означает, в зависимости от того какую применить степень реакции, срабатывание на ступени теплового напора $4\div 9$ калор. Меньшие значения скорости c_1 , хотя и поднимают коэффициент полезного действия турбины, но в то же время и удорожают ее стоимость.

Для выяснения начального состояния пара перед первой ступенью следует определить, до какой степени сомнется подходящий к этой ступени пар под влиянием гидравлических потерь в парораспределительных органах (стопорный и дроссельный клапаны и паропроводный канал). При определении этих потерь приходится пользоваться в качестве первой степени приближения коэффициентами сопротивления для гидравлических клапанов, т. к. по отношению к паровым—еще нет вполне определенных данных. Падение давления подсчитывается по общеизвестным формулам и укладывается в пределах $0,5\text{—}1,0 \text{ ат}$.

По прохождении пара через первый направляющий аппарат значительная часть его поступает на рабочее колесо и совершает там работу, а другая часть ответвляется и выходит через уплотняющую буксу наружу или отводится с целями использования в том или ином направлении (в промежут. ступень, на подогрев питат. воды и проч.). Таким образом, через первый направляющий аппарат и рабочее колесо в единицу времени проходят различные количества пара, что следует не упускать из виду при расчете проходных сечений каналов напр. аппарата и рабочего колеса, т. к. утечка пара через зазор при высоком давлении пара перед первым рабочим колесом может достигать больших значений, чем в обычных случаях, и пренебрегать ей нельзя. Подсчет этой утечки производится тем же приемом, какой применяется при расчете лабиринтовых уплотнений вообще. Приходится только увеличивать против обычного число лабиринтов, чтобы по возможности свести к допустимым пределам величину этой потери пара ($20\%\div 30\%$ в зависимости от мощности турбины).

$$G_{\text{ут}} = \sqrt{\frac{g}{Z + 1,5} \frac{p_1}{v_1}} \dots \dots \dots (2)$$

где $G_{\text{ут}}$ количество пара протекающего через уплотнение в одну секунду в килограммах (кг./сек)

f — площадь поперечного сечения канала, образуемого зазором, в квадратных метрах (м^2)

g — ускорение силы тяжести в метрах на секунду в квадрате (м/сек^2).

z — число лабиринтов.

p_1 — давление пара перед уплотнением в килограммах на квадратный метр (кг./м^2).

v_1 — удельный объем пара перед уплотнением в кубических метрах на килограмм $\left(\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}\right)$.

Формула эта применима в случае, если давление пара за уплотнением

$$p_2 < p_1 \frac{0.85}{\sqrt{z_1 + 1.5}},$$

где правая часть равенства дает величину критического давления, что, очевидно, и будет иметь место в турбине высокого давления.

При подсчете по формуле (2) или задаются числом лабиринтов по конструктивным соображениям и определяют количество пара, прошедшее через уплотнение в 1-цу времени, или, наоборот, по количеству пара, ассигнуемому на утечку, определяют число лабиринтов.

Перейдем теперь к выбору наивыгоднейших условий работы пара в турбине высокого давления—задаче, имеющей чрезвычайно важное значение в расчете ее. Эти наивыгоднейшие условия, как мы знаем, во всякой турбине оцениваются величиной ее внутреннего коэффициента полезного действия.

При расчете многоступенчатой турбины с использованием выходной скорости, к каковым относится турбина высокого давления, удобно, как показал Стодола, пользоваться понятием о так называемом коэффициенте полезного действия на лопатках η_s .

Этот коэффициент представляет собою отношение внутренней работы к адиабатическому перепаду тепла в ступени (без прибавления энергии пара при выходе $A \frac{c_2^2}{2g}$). По нему легко для предварительного

расчета теплового процесса турбины довольно точно подсчитать внутренний коэффициент полезного действия ее η_{ig} по выражению:

$$\eta_{ig} = \eta_s (1 + \lambda) - \frac{c_2^2}{2g} \frac{A}{H_0} \dots \dots \dots (3)$$

где λ коэффициента возврата тепла, $\frac{c_2^2}{2g} \cdot \frac{A}{H_0}$ — потеря с выходной скоростью последней ступени, отнесенная к полному адиабатическому перепаду турбины **).

Для возможности просчета только что приведенного выражения необходим, однако, целый ряд данных. Применительно к этим данным мы и наметим следующий порядок расчета.

Считая заданными начальное давление пара и его температуру перед турбиной и давление пара за турбиной в выхлопном патрубке ее, определяем (или задаемся) падение давления вследствие мятя на пути пара от стопорного клапана до первого направляющего аппарата. Выбираем число цилиндров турбины в зависимости от величины начального и конечного давления пара, от степени желаемой экономичности и разбиваем тепловой перепад приблизительно в таких пределах: первый цилиндр (высокого давления)—давление пара меняется от 35 до 15 at. abs. второй цилиндр (среднего давления)—от 15 до 5 at. abs. третий цилиндр (низкого давления) от 5 до заданного вакуума. В этом случае работа пара в турбине в меньшей своей части разделится почти поровну на ЦВД*) и ЦСД*), а в большей части падет на ЦНД*).

*) ЦВД—цилиндр высокого давления, ЦСД—цилиндр среднего давления, ЦНД—цилиндр низкого давления.

**) Stodola Die Dampf und Gasturbinen. Berlin 1924.

Т. к. использование выходной скорости пара в следующей ступени происходит наилучшим образом при полном подводе пара, то ставим в обязанность конструктору турбины высокого давления устройство именно такого подвода. При выборе степени такого использования (m) приходится принять во внимание, что, несмотря на тщательность обработки фрезерованных направляющих аппаратов в части высокого давления, можно ожидать именно здесь меньшего использования выходной скорости, т. к. толщина перегородок (лопаток) напр. аппарата относительно велика, и нельзя рассчитывать на совершенно безударный вход пара. Можно рекомендовать следующие пределы

$$\text{ЦВД} - m = 0,65 - 0,85; \quad \text{ЦСД} - m = 0,75 - 0,85$$

$$\text{ЦНД} - m = 0,85 - 0,95$$

Разделив перепад тепла по цилиндрам, следует поделить его и по отдельным ступеням по возможности поровну, задаваясь или числом их, или перепадом отдельной ступени. Границами для выбора могут служить: величина перепада 3—5 кал. на ступень в части высокого давления; 3,5—5 кал. в части среднего давления; 6—9 кал. в части низкого давления, если только в последнем случае вакуум не особенно глубок, в противном случае часть ЦНД выполняется, как обычная реактивная турбина. Число ступеней следует выбрать (согласуясь с перепадом) как для части высокого, так и среднего давления от 10 до 15; для части низкого давления оно уложится в пределах 20—25 ступеней. Число ступеней цилиндра z найдется по выражению

$$z = \frac{H_0(1 + \lambda)}{H} \dots (4),$$

где H — принятый перепад отдельной ступени.

В турбинах высокого давления, работающих с хорошим к. п. д., коэффициент λ лежит между 0,01—0,04 и зависит от числа ступеней, приходящихся на единицу располагаемого адиабатического перепада отдельного цилиндра $\frac{z}{H_0}$, именно, чем больше это отношение, тем боль-

ше и коэффициент λ ; он тем больше, чем ниже зона давлений, в которой протекает процесс данного цилиндра.

Когда выбран перепад ступени, следует выбрать диаметр рабочего диска (по середине длины лопаток). Для того, чтобы отношение окружной скорости (u) к скорости выхода пара из направляющего аппарата (c_1) сохранить в требуемых пределах и довести до минимального значения потери на трение диска о пар, диаметру следует придать величину:

$$\text{ЦВД} - 0,5 - 0,6 m;$$

$$\text{ЦСД} - 0,6 - 0,7 m;$$

$$\text{ЦНД} - 0,7 - 0,8 m.$$

Выбор перепада ступени и диаметра диска следует выверить по отношению $\frac{u}{c_1}$ *) с точки зрения получения хорошего к. п. д. η_{ls} , имен-

но: для ЦВД $\frac{u}{c_1}$ должно лежать между 0,45 и 0,55

для ЦСД — должно лежать между 0,50 и 0,60

» ЦНД — » » » 0,50 и 0,70,

если степень реакции ρ выбрать соответственно для ЦВД — 0,1; ЦСД — 0,1 — 0,2; ЦНД — 0,3 — 0,5.

*) Отношение окружной скорости к скорости выхода пара из направляющего аппарата.

$$\alpha_1 = 17^\circ \div 30^\circ; \quad \beta_2 = 30^\circ \div 40^\circ.$$

В дальнейшем по JS диаграмме (черт. № 15) из начальной точки А, характеризующей начальным давлением p и температурой t следует провести

Если из точки В опуститься по адиабате до пересечения в точке С с линией постоянного давления при выпуске из цилиндра p_k , то отрезок ВС даст величину располагаемого перепада цилиндра H_0 . Умножая H_0 на выбранное значение $\gamma_{иг}$, предв. найдем:

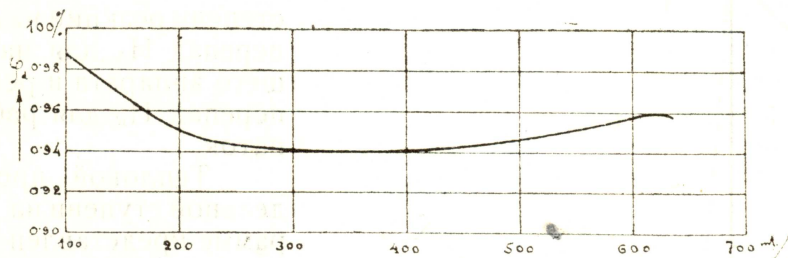
$N_0 \eta_{ig}$ предв. $= N_i$ предв. где N_i предв. величина (приблизит.) полезно сработанного перепада внутри турбины или цилиндра. Если затем отложить значение N_i предв. в виде отрезка ВК и провести через точку К горизонталь до пересечения в точке Д с линией $p_K = \text{const}$, то по состоянию пара в найденных таким образом точках В и Д можно найти значение удельного объема пара v или непосредственно по диаграмме или вычислением по формуле,

$$N_r = \frac{1,46 \cdot D^2 \cdot u^3 \cdot 10^{-6}}{v_{\text{ср.}}} \text{ лош. сил., где } D \text{—диаметр диска по середине}$$
$$V_{cp.} = \frac{V_B + V_D}{2}$$

длины лопаток в метрах, u — окружная скорость в метрах в секунду; $v_{\text{ср.}}$ — среднее значение удельного объема пара в кубических метрах на килограмм. Эта потеря в калориях по отношению к одному килограмму пара, проходящему по лопаткам диска в одну секунду $G_{\text{ср.}}$ выразится:

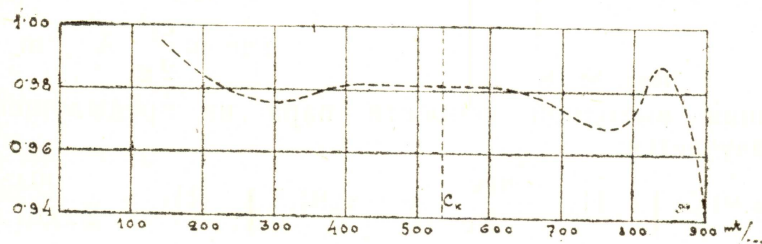
$$H_r = \frac{75}{427} \cdot \frac{1.46}{G_{\text{ср.}}} \frac{D^2 u^3 \cdot 10^{-6}}{v_{\text{ср.}}} = 2,564 \cdot 10^{-7} \frac{D^2 u^3}{G_{\text{ср.}} \cdot v_{\text{ср.}}} \dots (5)$$

Для возможного подсчета к. п. д. на лопатках необходимо еще обусловить выбор скоростных коэффициентов при прохождении пара по каналам направляющего аппарата φ и рабочих лопаток ψ . Результаты опытов английского „Общества инженер-механиков“ в 1922—24 году *), подтвердившие данные Лезеля о том, что наименьшие потери в направляющих аппаратах происходят при скоростях значительно меньших критической (черт. № 16), оспариваются в настоящее время в некоторой своей части американскими исследователями Варреном и



Чертеж № 16.

Кинаном. Они доказали, что величина коэффициента φ в значительной доле зависит от вихревых движений пара, возникающих при выходе из направляющего аппарата, и кроме того, применив метод исследования посредством измерения реакции, устранили недостаток метода английских исследований. В английских опытах исследование велось посредством измерения давления пара на пластинку, помещенную нормально к его потоку, что в самом себе несло возможность образования вихрей и вело к преуменьшению результатов. Действительно, если не устранить вихревых движений пара за направляющим аппаратом то, картина изменения коэффициента получается та же, что и у англичан, только величина его несколько больше (черт. № 17). По приведенным



Чертеж № 17.

кривым (черт. № 16 и № 17), таким образом, видно, что для турбин высокого давления выбор коэффициента должен лежать в пределах от 0,97 до 0,985 в зависимости от величины теоретической скорости выхода пара из направляющего аппарата c_0 (150—250 м/сек).

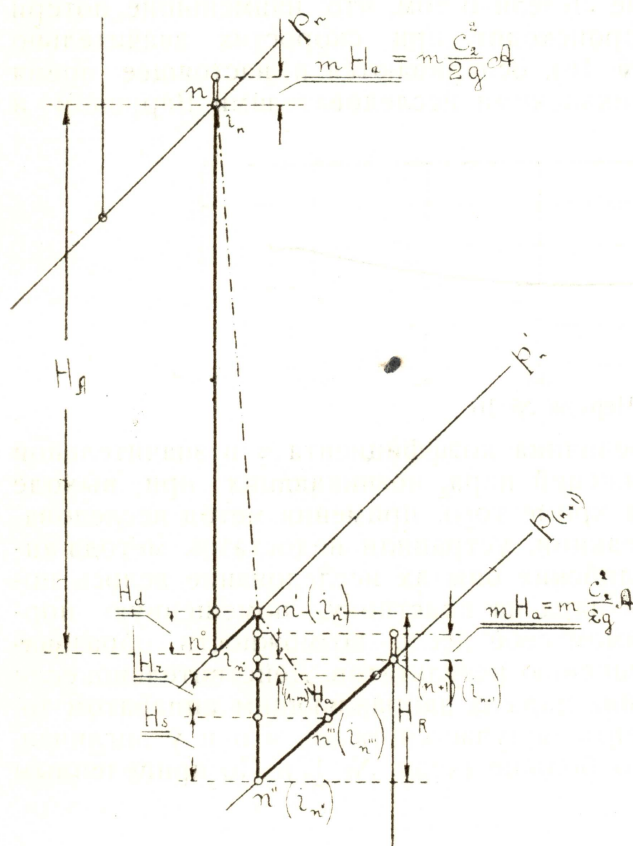
В отношении скоростного коэфф. на рабочих лопатках ψ следует сказать, что за отсутствием в литературе опытных данных о величине его при малых скоростях пара приходится пользоваться известной

*) „Engineering“ 1923, 1924, 1925 год.

кривой Вагнера для реактивных лопаток, выражающей функциональную зависимость коэффициента ψ от угла поворота струи пара на лопатках (черт. № 6).

Коэффициент полезного действия η_s найдется теперь по выражению: $\eta_s = \frac{H_i}{H} = \frac{H - \sum H_n}{H}$, (6)

где H — полный адиабатический (располагаемый) перепад ступени от начального состояния пара перед данной ступенью до давления пара после нее. $\sum H_n$ сумма тепловых потерь данной ступени: в направляющем аппарате, на рабочих лопатках, на трение диска о пар и часть потери с выходной скоростью.



Черт. № 18.

использования выходной скорости пара из предыдущей ступени. Откуда получается:

$$c_1 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H_A + \frac{m c_2^2}{2g} A} = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H_A + \frac{m c_2^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 427}} \\ = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H_A + 1,194 \cdot 10^{-4} m c_2^2} \quad (7)$$

Т. к. величина скорости c_2 заранее неизвестна, то задачу приходится решать подбором, как это будет показано в примере расчета. Потеря в направляющем аппарате выразится:

$$H_d = (1 - \varphi^2) \left(H_A + \frac{m c_2^2}{2g} A \right) \quad (8)$$

и действительный процесс расширения пара пойдет по линии pn^1 .

Перепад H , выбранный ранее при определении числа ступеней в отдельном цилиндре,*) должен быть поделен в зависимости от выбранной степени реакции на активный перепад H_A для направляющего аппарата и реактивный перепад H_R для рабочих лопаток.

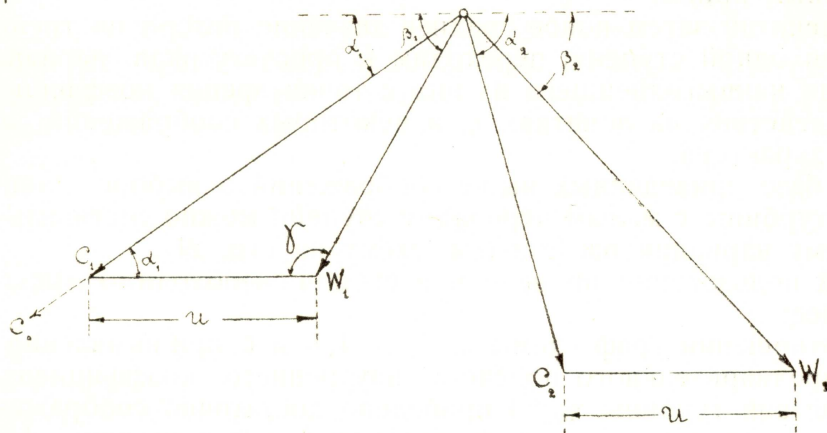
Тепловой процесс отдельной ступени на $J S$ диаграмме представлен на (черт. № 18). Пар расширяется в направляющем аппарате от некоторого давления p_n (точка n) до давления p'_n (точка n'), в соответствии с чем скорость пара в направляющем канале возрастает от скорости входа до скорости выхода c_1 при чем

$$\left(\frac{c_1^2}{\varphi} \right) A - m \frac{c_2^2}{2g} A = H_A$$

где $m \frac{c_2^2}{2g} A = m H_a$ тепло

*) См. стр. 15.

По плану скоростей (черт. № 19) при известных c_1 и u определится значение относительной скорости входа пара на рабочие лопатки w_1 и угол β_1 . По найденному значению для угла β_1 и принятому для β_2 , по кривой Вагнера (черт. № 6) найдется значение коэффициента ψ .



Чертеж № 19.

На рабочем колесе адиабатическое расширение пара произойдет по линии $p'p''$ до давления перед следующей ступенью p_{n+1} при чем

$$\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 \frac{A}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} A = H_R$$

откуда:

$$w_2 = \psi \cdot 91,5 \sqrt{\frac{w_1^2}{2g} A + H_R} = \psi \cdot 91,5 \sqrt{H_R + 1,194 \cdot 10^{-4} w_1^2} \quad (9)$$

Потеря энергии на рабочих лопатках выразится:

$$H_s = (1 - \psi^2) \left(H_R + \frac{w_1^2}{2g} A \right) = (1 - \psi^2) (H_R + 1,194 \cdot 10^{-4} w_1^2) \quad (10)$$

Действительное расширение, следовательно, произойдет по некоторой политропе $p'p'''$.

Потеря на трение диска о пар найдется по приведенному выше выражению (5) и вместе с теплом потерянной части выходной скорости

$$(1 - m) H_a = (1 - m) \frac{c_2^2}{2g} A = 1,194 \cdot 10^{-4} (1 - m) c_2^2 \quad (11)$$

дает конечную точку процесса $p + 1$. Сумма потерь

$$\Sigma H_n = H_d + H_s + H_r + (1 - m) H_a.$$

Подстановка этого значения ΣH_n в равенство (6) даст значение коэффициента η_s .

Имея теперь значение этого коэффициента, найдем по выражению (3) более точно приближенное значение η_{ig} — внутреннего коэффициента полезного действия цилиндра.

По предыдущему находим (черт. № 15) точку D' , характеризующую состояние пара при выходе и, следовательно, определяем новое, более точное значение удельного объема пара при выходе из цилиндра.

Очевидно, что разобранный прием определения внутреннего к.п.д. отдельного цилиндра турбины возможен при равенстве перепадов его ступеней.

Если же, как это иногда выполняется, в качестве первой ступени введено колесо Кертиса или просто активное колесо с большим перепадом*), то нужно сперва просчитать первую ступень обычным порядком, а по отношению к остальным ступеням применить только что разобранный прием.

Подсчитав затем новое среднее значение потери на трение диска о пар для одной ступени, переходим к просчету ряда вариантов для отыскания наивыгоднейшего из них с точки зрения коэффициента полезного действия на лопатках η_s и некоторых соображений конструктивного характера.

На базе приведенных выше соображений о выборе данных для расчета турбины с малым перепадом ступени можно составить следующую схему вариаций расчета (см. схему на стр. 21).

При пользовании приведенной схемой необходимо иметь в виду следующее:

В отношении граф схемы 1, 2, 3, 4, 5 и 6 при выявлении возможностей предварительного подсчета внутреннего коэффициента полезного действия турбины $\eta_{ig}^{**})$ приведено достаточно соображений для выбора тех или иных значений вписанных в них величин. Начиная с графы 6-ой как в части среднего давления (ЦСД), так и в части низкого давления (ЦНД) расчет ведется по двум вариантам при различных степенях реакции. По графе 7-ой варианты во всех частях турбины разветвляются в зависимости от величины диаметра диска в ЦВД и ЦНД на два подварианта и в ЦСД на три. Все подварианты, в свою очередь, дробятся по 8-ой и 9-ой графам на группы по 7-ми своих подвариантов в каждой в зависимости от переменного значения углов α_1 и β_2 . Всего вариантов, таким, образом, получается для ЦВД—14, для ЦСД—42, для ЦНД—28.

При вариировании переменными по величине углами α_1 и β_2 , в пределах одной группы подвариантов, можно подобрать такую комбинацию, из них, при которой коэффициент η_s приобретает максимальное значение. Сравнение групповых максимумов выявляет наивыгоднейшие условия работы для каждого цилиндра турбины. Не трудно показать, что для отыскания максимального коэффициента в пределах одной группы достаточно сделать семь просчетов.

Задаваясь средним (или любым другим по графе 9-ой) значением угла β_2 и обозначая его β_2'' можно по соответственным планам скоростей при трех значениях угла α_1 (по графе 8-ой) подсчитать три значения коэффициента $\eta_s^{***})$. Если теперь нанести полученные значения в системе координат η_s, α_1 , то (черт. № 20) в соответствии с тремя значениями угла $\alpha_1: \alpha_1', \alpha_1'', \alpha_1'''$ получим три точки 1, 2, 3, характеризующие интересующий нас участок функциональной зависимости $\eta_s = f(\alpha_1)/\beta = \text{const}$ при выбранном постоянном значении угла β_2 .

Плавная кривая, проведенная через названные точки, очевидно, есть сечение поверхности, построенной по функциональной зависимости $\eta_s = \Phi(\alpha_1, \beta_2)$ плоскостью $\beta_2 = \beta_2'' = \text{const}$, параллельной плоскости (η_s, α_1) .

Касательная к этой кривой, параллельная оси α_1 дает в точке касания максимальное значение коэффициента η_s при выбранном для исследования значении угла β_2 . В случае, приведенном на чертеже № 20, точка касания 2 имеет координаты $\beta_2'', \alpha_1'', \eta_{s2}$. Оставляя теперь постоянным угол α_1 , именно, полагая $\alpha_1 = \alpha_1'' = \text{const}$, можно по 2-м остав-

*) Для возможности регулировать турбину наполнением.

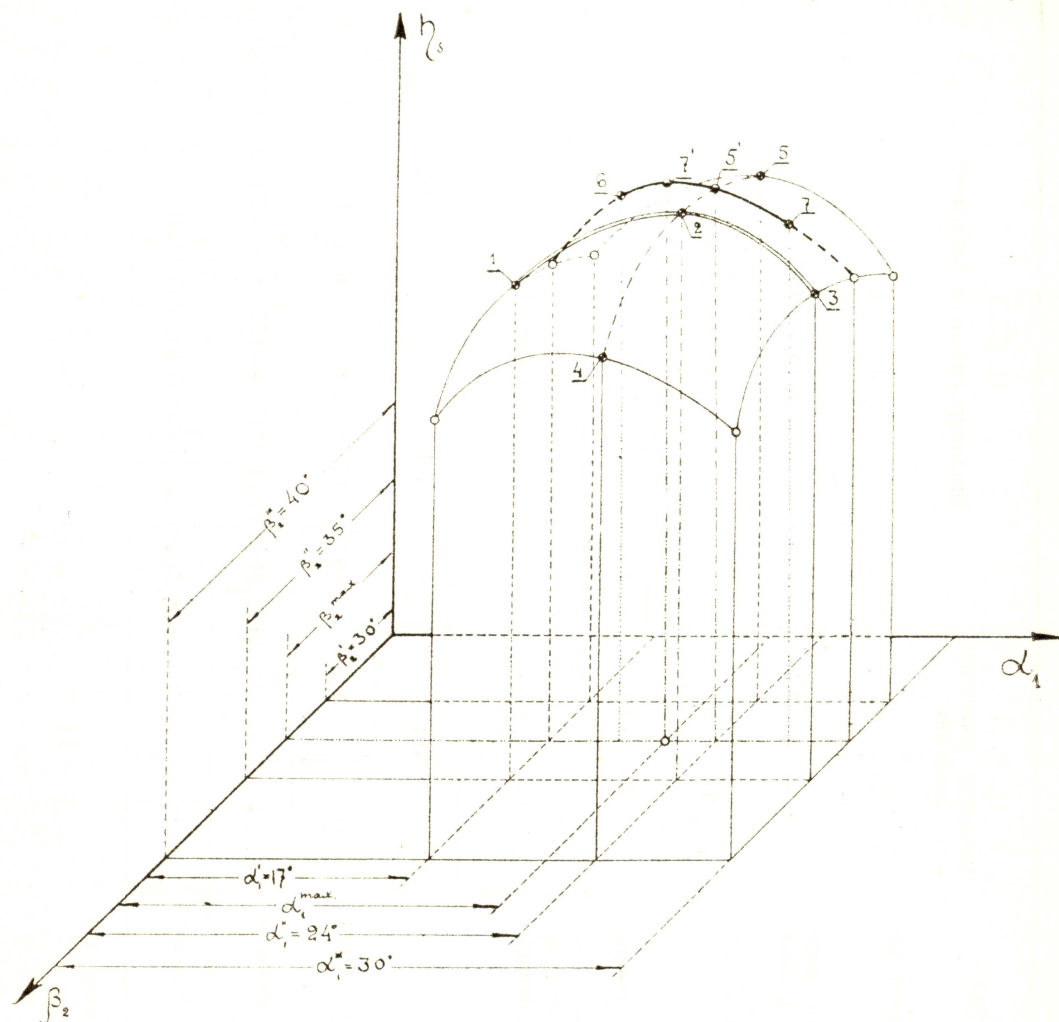
**) См. стр. 14, 15 и 16.

***)) приведенным на стр. 17, 18, 19 путем.

СХЕМА ВАРИАЦИЙ

Порядковый номер	НАЗНАЧЕНИЕ ЦИЛИНДРА	Ц. В. Д. (цилиндр высокого давления)	Ц. С. Д. (цилиндр среднего давления)	Ц. Н. Д. (цилиндр низкого давления)
1	Перепад давления пара в одном цилиндре atm. abs.	35 — 15	15 — 5	5 — вакуум
2	Степень использ. скоростной энергии пара при выходе из предвд. ступени η в %	0,65 — 0,85	0,75 — 0,85	0,85 — 0,95
3	Тепловой перепад отдельной ступени Н. в Cal.	3,0 — 5,0	3,5 — 6,0	6,0 — 9,0
4	Число ступеней в одном цилиндре.	15 — 10	15 — 10	20 — 25
5	Отношение окружн. скорости к скор. выхода пара из направляющего аппарата. $\frac{u}{c}$	0,45 — 0,55	0,50 — 0,60	0,50 — 0,60
6	Степень реакции ρ .	0,1	0,1	0,2 0,3 0,5
7	Диаметр диска по средней линии длины лопаток D в mt.	0,5	0,6 0,7 0,8	0,7 0,8
8	Угол выхода пара из направляющего аппарата α_1 в град сах.	17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30	17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30	17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30 17 24 30
9	Угол выходной кромки рабочей лопатки β_2 в градусах	30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40	30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40	30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40 30 35 40
10	Число необходимых вариантов для определения $\eta_{1s}^{\max}$	14	42	28

шимся неиспользованными значениям угла β_2 подсчитать два значения коэффициента η_s и получить на чертеже точки 4 и 5, относящиеся к кривой 4, 2, 5 лежащей в плоскости параллельной плоскости (η_s, β_2) . По предыдущему найдется максимум ординаты этой кривой в точке 5' с координатами $\alpha_1'', \beta_2^{\max}, \eta_{s5}'$. Далее, при $\beta_2 = \beta_2^{\max} = \text{const.}$ изменение угла α_1 в более узких пределах (среднее значение между α_1', α_1'' и α_1'', α_1''') дает точки 6 и 7 новой кривой 6, 5', 7. Совершенно аналогично предыдущему определится ее максимум в точке 7'. Дальнейшее повторение приема оказывается излишним т. к. выпуклость поверхно-



Черт. № 20.

сти $\eta_s = \Phi(\alpha_1, \beta_2)$ в области максимума очень пологая и дальнейшее уточнение максимального значения коэффициента η_s лежит вне пределов точности обычных технических вычислений. Таким образом, групповой максимум коэффициента η_s определится графически, как ордината η_{s7}' точки 7'.

В отношении части низкого давления турбины следует отметить. Ротор цилиндра низкого давления чаще всего выполняется в виде барабана с уступом большего диаметра со стороны выпуска, с целью избежать большой длины последних лопаток. Это обстоятельство не следует упускать при просчете вариантов, относящихся к ЦНД

Вне всякого сомнения приведенная схема для вариирования подсчетов коэффициента η_s не может претендовать на полную универсальность и рассматривается автором как первое приближение к возможному обобщению вопроса. Желание потребителя получить дешевое оборудование силовой станции, хотя бы и в ущерб ее коэффициенту полезного действия в тепловом отношении, что может оказаться выгодным с экономической точки зрения при дешевом топливе, заставляет конструктора идти по пути к такому удешевлению и выполнять турбину в виде двухцилиндровой вместо трехцилиндровой или даже сработать весь тепловой перепад в пределах одного цилиндра. Наличие глубокого вакуума при значительной мощности турбины может также заставить конструктора во избежание устройства в части низкого давления чрезмерно больших по длине лопаток пойти по пути уменьшения числа ступеней турбины вместо более дорогого способа — разветвления пути пара. Очевидно, в подобных случаях приведенную выше схему можно использовать только частично, т. к. конструктору, быть может, придется отказаться от принципа работы пара при малых скоростях пара, хотя бы в части низкого давления. Поэтому нельзя считать строго установленными величины перепадов, приведенные в схеме, по отношению к соответственным давлениям пара. Если допустить меньшую экономичность турбины, то можно величину перепадов, рекомендуемую схемой, несколько повысить.

Для окончательного выбора расчетного варианта того или иного цилиндра турбины необходимо подвергнуть критике групповые максимумы коэффициента η_s . В качестве меры при сравнении их следует принять следующее.

1. Расчетная длина первой направляющей лопатки*) при полном подводе пара не должна быть слишком мала т. к. чем меньше размер лопатки в радиальном направлении, тем в большей мере сказывается влияние величины радиального зазора на неизбежную утечку из за невозможности достичь полного равновесия между подсосом и разностью давлений по обе стороны лопатки подбором степени реакции. Не следует допускать значения длины лопатки ниже 4—5 mm**).

2. Длина последней рабочей лопатки***) не должна превышать $\frac{1}{5} \div \frac{1}{6}$ диаметра окружности, проведенной по середине длины лопаток. Как известно, при слишком длинной лопатке отношение окружной скорости к скорости выхода пара из направляющего аппарата $\frac{u}{c_1}$

нельзя считать постоянной величиной в радиальном по длине лопатки направлении; такое непостоянство ведет к ухудшению условий работы пара при протекании его по рабочим каналам.

3. При конструктивном выполнении направляющего аппарата форма его канала получается более рациональной (короткий канал и сужение его на небольшом пути при выходе) в том случае, если пар из предыдущей ступени подходит к нему под углом α_2 , близким по значению к 90° .

4. Утечка пара между валом и стенкой диафрагмы через уплотнение тем больше, чем больше активный перепад ступени, т. е. зависит как от числа ступеней в цилиндре, так и от выбранной степени реакции.

*) Соображение относится только к ЦВД

**) Только для особенно высокого давления 50—100 atm. abs. допустимо применение лопатки длиной 2—3 mm.

***) Соображение, которое играет роль почти исключительно в отношении ЦНД

Таким образом, для ЦВД при равновеликих значениях групповых максимумов коэффициента η_s предпочтение следует отдать варианту, при котором лопатка первого направляющего аппарата получается длиннее; в отношении ЦНД предпочтителен вариант с более короткой последней рабочей лопаткой; для всех цилиндров крайне желательно иметь угол выходной скорости α_2 около 90° и экономнее предпочесть большую степень реакции и малый перепад ступени, если только это не поведет к возрастанию потери через радиальный зазор лопатки и значительному увеличению длины вала, следовательно, и его диаметра и связанной с этим большей утечке пара через диафрагменный зазор.

Пример теплового расчета цилиндра высокого давления турбины, работающей при малых скоростях пара.

Считая заранее учтенным падение давления пара по пути от стопорного вентиля до первого направляющего аппарата турбины, возьмем в качестве задания следующие данные:

$p = 30$ at. abs. — давление пара перед первым направляющим аппаратом турбины.

$t = 370^\circ \text{C}$ — температура пара там же.

$p_k = 7$ at. abs. — давление пара при выпуске из турбины.

$n = 3000$ об/мин. — число оборотов ротора.

$N_{ef.} = 3000$ k. w. — мощность на клеммах генератора, работающего в непосредственном соединении с турбиной.

$\eta_r = 0.94$ — коэффициент полезного действия генератора.

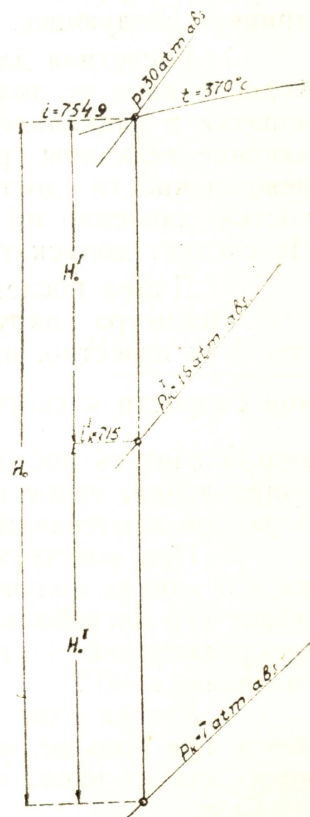
Определяем адиабатический перепад тепла по J S диаграмме: *) $H_0 = i - i_k = 754,9 - 671,4 = 83,5$ к. cal. (черт. № 21).

Разбиваем этот перепад так, что на цилиндр высокого давления приходится перепад $H_0^i = i - i_k^i = 754,9 - 715,0 = 39,9$ к. cal. при давлении выпуска $p_k = 16$ at. abs. и на цилиндр среднего давления — $H_0^u = i_k^i - i_k = 715,0 - 671,4 = 43,6$ к. cal.

Принимая коэффициент использования выходной скорости $m = 0,75$, число ступеней в ЦВД — Z выбираем равным 12.

При коэффициенте возврата тепла $\lambda = 0,02$ перепад одной ступени H найдется по выражению (4): $Z = \frac{H_0^i (1 + \lambda)}{H}$, откуда

$$H = \frac{H_0^i (1 + \lambda)}{Z} = \frac{39,9 \cdot 1,02}{12} = 3,391 \text{ к. cal.}$$



Черт. № 21.

*) Tabellen und Diagramme für Wasserdampf von O. Knoblauch. München und Berlin 1923.

Величина окружной скорости u выразится:

$$\text{при среднем диаметре } D = 0,5 \text{ м. } u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 3000}{60} = 78,6 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$$

$$\text{„ „ „ } D = 0,6 \text{ м. } u = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,6 \cdot 3000}{60} = 94,3 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$$

При степени реакции $\rho = 0,1$: активная часть перепада

$$H_A = 0,9 \cdot H = 0,9 \cdot 3,391 = 3,052 \text{ к. cal.}$$

$$\text{реактивная часть: } H_R = 0,1 \cdot H = 0,1 \cdot 3,391 = 0,339 \text{ к. cal.}$$

Если оценить предварительно использование выходной скорости в $H_u = 0,3$ к. cal, то при скоростном коэффициенте $\varphi = 0,97$

$$c_1 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H_A + H_u} = 0,97 \cdot 91,5 \sqrt{3,052 + 0,300} =$$

$$88,76 \sqrt{3,352} = 162,5 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$$

Значение $\frac{u}{c_1}$ напишется:

$$\text{при } D = 0,5 \text{ м. } \frac{u}{c_1} = \frac{78,6}{162,5} = 0,487$$

$$\text{„ } D = 0,6 \text{ м. } \frac{u}{c_1} = \frac{94,3}{162,5} = 0,580$$

т. е. оба значения в допустимых пределах.

Задаваясь далее предварительным значением общего для цилиндра (и турбины) внутреннего коэффициента полезного действия $\eta_{\text{иг. предв.}} = 0,84$ *), найдем приближенную величину полезно сработанного внутри цилиндра перепада H_i предв. (черт. № 15) по выражению: $H_i \text{ предв.} = H_0 \eta_{\text{иг. предв.}} = 39,9 \cdot 0,84 = 33,52 \text{ к. cal.}$ и определим тем самым положение точки Д на линии $p'_k = \text{const.}$ (на чертеже № 15 ей соответствует $p_k = \text{const.}$). Таким образом, в разбираемом примере точка В определяется значениями $i_B = i = 754,90 \text{ к. cal.}$ и $p_B = p = 30,0 \text{ at. abs.}$ а для точки Д имеем — $i_D = i_B - H_i \text{ предв.} = 754,90 - 33,52 = 721,38 \text{ к. cal.}$ $p_D = p'_k = 16,0 \text{ at. abs.}$ Пользуясь J P диаграммой Кноблауха **) находим по найденным значениям i_B и p_B , i_D и p_D удельные объемы пара при состоянии его в точках В и Д:

$$v_B = 0,094 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad v_D = 0,150 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Среднее значение удельного объема выразится:

$$v_{\text{ср.}} = \frac{v_B + v_D}{2} = \frac{0,094 + 0,150}{2} = 0,127 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Потеря на трение диска о пар для одной ступени по выражению (5)

$$: H_f = 2,564 \cdot 10^{-7} \frac{D^2 u^3}{G_{\text{сек}} v_{\text{ср}}}$$

* См. стр. 16.

**) Tabellen und Diagramme für Wasserdampf von O. Knoblauch. München und Berlin 1923.

Для предварительного подсчета ограничиваемся только одним значением диаметра $D = 0,5$ м.:

Расход пара протекающего через цилиндр в секунду G_{sec} опреде-

лим из $G_{\text{sec}} = \frac{D \text{ ef}}{3600} \cdot N_{\text{ef}}$, где $D \frac{\text{ef}}{\text{kw}}$ — расход пара в килограммах на действительный киловатт час на клеммах генератора. Без учета утечек пара через уплотняющие буксы $D \frac{\text{ef}}{\text{kw}}$ найдется по :

$$D \frac{\text{ef}}{\text{kw}} = \frac{760}{H_0 \cdot \eta_{\text{иг предв.}} \cdot \eta_{\text{м.}} \cdot \eta_{\text{гс.}}} \dots \dots \dots (12)$$

Считая механические потери (без утечек пара) в пределах $1\% - 2\%$, принимаем механический к. п. д. турбины $\eta_{\text{м.}} = 0,985$.

$$\text{Тогда } D \frac{\text{ef}}{\text{kw}} = \frac{860}{83,5 \cdot 0,84 \cdot 0,985 \cdot 0,94} = 13,24 \frac{\text{kg}}{\text{kw час.}}$$

$$G_{\text{sec}} = \frac{13,24 \cdot 3000}{3600} = 11,035 \frac{\text{kg}}{\text{sec}}$$

$$\text{Таким образом } H_r = 2,564 \cdot 10^{-7} \frac{0,5^2 \cdot 78,6^3}{11,035 \cdot 0,127} = 0,0221 \text{ к. cal.}$$

Задаваясь средними значениями углов α_1 и β_2 : $\alpha_1 = 24^\circ$; $\beta_2 = 35^\circ$, строим план скоростей (чер. № 19), по $c_1 = 162,5 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$ и $u = 78,6 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$.

По плану имеем $w_1 = 96 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$, $\beta_1 = 43^\circ 23'$, $\beta_1 + \beta_2 = 43^\circ 23' + 35^\circ = 78^\circ 23'$.

По кривой Вагнера (чер. № 6) $\psi = 0,91$, следовательно,

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \cdot 91,5 \sqrt{H_R + 1,194 \cdot 10^{-4} \cdot w_1^2} \\ &= 0,91 \cdot 91,5 \sqrt{0,339 + 1,194 \cdot 10^{-4} \cdot 96^2} = 0,91 \cdot 91,5 \sqrt{1,439} \\ w_2 &= 99,8 \frac{\text{m}}{\text{sec}} \quad \alpha_2 = 87^\circ \end{aligned}$$

$$\text{Далее по плану } c_2 = 57,3 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

$H_{\text{н}} = m \frac{c_2^2}{2g} A = 0,75 \cdot 1,194 \cdot 10^{-4} \cdot 57,3^2 = 0,294 \text{ к. cal.}$ От принятого раз-
нится незначительно.

$$\text{Потери: } H_a = (1 - m) \frac{c_2^2}{2g} A = 1,194 \cdot 10^{-4} (1 - 0,75) \cdot 57,3^2 = 0,098 \text{ к. cal.}$$

$$H_d = (1 - \varphi^2) (H_A + H_{\text{н}}) = (1 - 0,97^2) \cdot 3,352 = 0,0591 \cdot 3,352 = 0,1980 \text{ к. cal.}$$

$$\begin{aligned} H_z &= (1 - \psi^2) \cdot \left(H_R = \frac{w_1^2}{2g} A \right) = (1 - 0,91^2) \cdot 1,439 = 0,1719 \cdot 1,439 = \\ &= 0,2470 \text{ к. cal.} \end{aligned}$$

$$H_r = 0,0221 \text{ к. cal.}$$

Суммирование потерь дает:

$$H_d = 0,1980$$

$$H_s = 0,2470$$

$$H_a = 0,0980$$

$$H_r = 0,0221$$

$$H_n = 0,5651 \text{ к. cal.}$$

$$\eta_{is} = \frac{3,391 - 0,5651}{3,391} = \frac{2,8259}{3,391}$$

$$\eta_{is} = 0,8334 \approx 83,3\%$$

Определим $\eta'_{ig} = (1 + \lambda) \eta_{is} - \frac{c_2^2 A}{2g H_0^2} = 1,02 \cdot 0,833 - \frac{0,392}{39,9} \approx 0,84 \approx 84,0\%$

где $\frac{c_2^2 \cdot A}{2g H_0^2} = \frac{1,194 \cdot 10^4 \cdot 57,3^2}{39,9} = \frac{0,392}{39,9}$

Полученное значение η'_{ig} не разнится от предварительно выбранного и пересчет средней потери на трение диска о пар отпадает.

Далее переходим к просчету вариантов для выбора наивыгоднейшего из них:

Вариант № 1 $\rho = 0,1$; $D = 0,5 \text{ м.}$; $u = 78,6 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$; $\alpha_1 = 17^\circ$;

$$\beta_2 = 35^\circ; \varphi = 0,97.$$

Полагая использование выходной скорости: $H_{n \text{ пр.}} = 0,290 \text{ к. cal.}$

$$c_1 = 88,76 \sqrt{3,052 + 0,290} = 88,76 \sqrt{3,342} = 162,3 \frac{\text{м}}{\text{сек.}}$$

По плану скоростей $w_1 = 90 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$; $\beta_1 = 32^\circ$;

$$\beta_1 + \beta_2 = 32^\circ + 35^\circ = 67^\circ.$$

По кривой Вагнера $\psi = 0,9$

$$w_2 = 0,9 \cdot 91,5 \sqrt{0,339 + 1,194 \cdot 10^{-4} \cdot 90^2} = 82,3 \sqrt{0,339 + 0,967} =$$

$$= 82,3 \sqrt{1,306} \quad w_2 = 94,2 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$$

$$c_2 = 54 \frac{\text{м}}{\text{сек}} \quad \alpha_2 = 91,5^\circ$$

$$H_n = 0,75 \cdot 1,194 \cdot 10^{-4} \cdot 54^2 = 8,955 \cdot 10^{-5} = 0,261 \text{ к. cal.}$$

Разнится от $H_{n \text{ пр.}}$ на $(H_{n \text{ пр.}} - H_n) = 0,290 - 0,261 = 0,029 \text{ к. cal.}$

Делаем пересчет задаваясь новым значением $H_{n \text{ пр.}} = 0,255 \text{ к. cal.}$

$$c_1 = 88,76 \sqrt{3,052 + 0,255} = 88,76 \sqrt{3,307} = 161,2 \frac{\text{м}}{\text{сек}}$$

$$w_1 = 89 \frac{\text{м}}{\text{сек}}; \beta_1 \approx 32^\circ; \beta_1 + \beta_2 = 32^\circ + 35^\circ = 67^\circ; \psi = 0,9$$

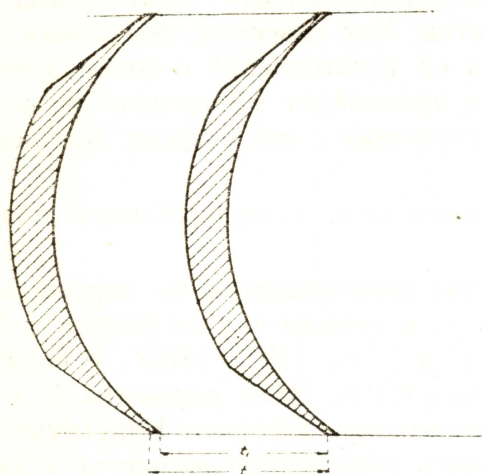
$$c_2 = 53,5 \frac{\text{m}}{\text{sec}}; \alpha_2 = 92^\circ; \frac{u}{c_1} = \frac{78,6}{161,2} = 0,487$$

Потери:

$$H_r = 0,0221 \text{ к. cal.}$$

v_1 — удельный объем пара при выходе из первого направляющего аппарата в $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$; для предварительного подсчета можно принять его равным начальному.

v_n — удельный объем пара при выходе из последнего рабочего канала в $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$; для предварительного подсчета равен конечному объему найденному раньше по η_{ig} предв.



Черт. № 22.

$\frac{t}{t_1}$ — степень сужения канала толщиной стенки, равная отношению шага в свету к действительному шагу (чер. № 22); ее для предварительного подсчета можно принять постоянной для всех первых направляющих аппаратов $\frac{t}{t_1} \approx 1.12$ и для всех последних рабочих лопаток $\frac{t}{t_1} \approx 1.14$.

c_{1a} — проекция выходной из направляющего аппарата скорости на направление оси турбины.

c_{2a} — проекция выходной из рабочего венца скорости на то же направление.

Значение	Угол α_1 в градусах	Угол β_2 в градусах	Угол α_2 в градусах	Средний диам. по лопаткам в метрах	К. п. д. на лопатках η_{ls} в %	Длина лопатки первого направл. аппарата в мм.	Длина послед. рабочей лопатки в мм.	Отношение $D_{cp}/6$ в мм.	Степень реакции
Вариант									
1	17,0	35,0	92,0	0,5	83,99	15,34	22,46	83,4	
2	24,0	—	87,0	—	83,34	10,93	21,14	—	
3	30,0	—	81,5	—	82,74	8,83	19,58	—	
4	17,0	40,0	95,5	—	82,76	15,13	19,46	—	
5	—	30,0	87,5	—	82,55	15,27	25,83	—	0,1
1'	—	35,0	118,0	0,6	84,49	13,07	20,82	100,0	
2'	24,0	—	109,0	—	83,86	9,31	18,62	—	
3'	30,0	—	102,5	—	83,61	7,58	17,52	—	
4'	17,0	40,0	116,5	—	83,66	12,88	17,92	—	
5'	—	30,0	118,5	—	85,15	13,19	24,22	—	

Просматривая эту таблицу результатов просчета вариантов можно прийти к следующему заключению. Т. к. при всех вариантах длина последней рабочей лопатки не выходит из пределов установленного практикой соотношения ($D_{cp}/6$), то и не оказывает влияния на выбор наивыгоднейшего варианта. Остается обратить наше внимание на длину первой направляющей лопатки. Как известно, чем такая лопатка длиннее, тем более упрощается ее изготовление с точки зрения относительной точности и тем точнее произойдет распределение перепадов по отдельным ступеням в соответствии с расчетными предположениями.

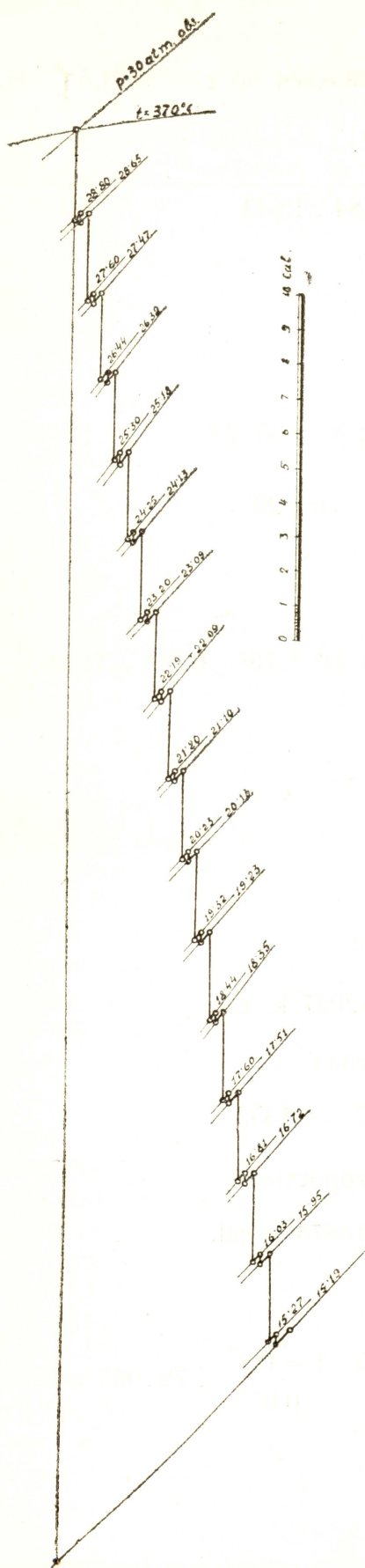
Вариантами, дающими при хорошем к. п. д. значительную длину первой лопатки являются 1, 1' и 5'.

Вариант 1 перед 1' и 5' имеет два преимущества: во первых, выходной угол пара с рабочей лопатки α_2 в первом случае близок к 90° (92°), тогда как в случае вариантов 1' и 5' он 118° — $118,5^\circ$, и во вторых, диаметр диска варианта 1 только 0,5 м. Зато варианты 1' и 5' дают более высокий коэффициент полезного действия. Конструктору приходится, следовательно, сообразовать свой выбор варианта, с тем, что при варианте 1 легче конструктивное выполнение направляющего аппарата (угол α_2), да и поковка цельнокованного ротора при меньшем диаметре более надежна с точки зрения технологии металлов.

Когда тот или иной вариант выбран, остается перейти к просчету проходных сечений как направляющих аппаратов, так и рабочих венцов данного цилиндра.

С точки зрения удешевления производства бывает важно сохранить один и тот же профиль лопаток для всех ступеней турбины, имеющих одинаковый средний диаметр. Для выполнения этого требования необходимо сохранить один и тот же план скоростей для всех таких ступеней. Первая ступень любого цилиндра турбины работает без использования выходной скорости, поэтому для сохранения картины скоростей перепад первой ступени необходимо увеличить соответственно на величину перепада использования: $H_u = m \frac{c_2^2}{2g}$.

Для выявления удельных объемов пара, необходимых при подсчете этих сечений, приходится строить рабочий процесс. Такой процесс в обычных условиях строят пользуясь JS диаграммой при масштабе 1 k. cal. = 1 mm. В случае расчета турбины высокого давления, когда величина перепада отдельной ступени может доходить до 2—3 k. cal., реактивная часть такового является малой его долей (0,1—0,2), и особенно отдельные потери могут достигать весьма малых значений порядка сотых долей калории, что означает в приведенном выше масштабе сотые же доли миллиметра. Очевидно последние величины не могут быть учтены при построении рабочего процесса, пользуясь обычными чертежными инструментами. Выходить из положения приходится путем изготовления JS диаграммы большого масштаба, именно, 1 k. cal. = 10 mm. При таком масштабе сотые доли калории на чертеже процесса изобразятся десятими долями миллиметра и могут быть отложены, пользуясь пропорциональным циркулем, без особых затруднений.



Черт. № 23.

Рабочий процесс строится, как это принято для активных турбин, ступень за ступенью начиная с первой (черт. № 23), при чем для избежания накопления ошибок от неизбежной графической неточности построений следует отдельные точки процесса находить, как результат пересечения линии постоянного теплосодержания, заранее подсчитанного для искомой точки, с соответственной адиабатой или изобарой, проведенной из предыдущей известной точки.

Подсчет теплосодержания отдельных точек процесса приходится вести в определенном порядке. В полном соответствии с этим порядком можно составить таблицу расчетных величин, причем пользование такой таблицей в значительной мере облегчит и упорядочит построение теплового процесса.

В качестве примера воспользуемся тепловым расчетом цилиндра высокого давления, проведенным для турбины мощностью 1000 к. в. при числе оборотов ее ротора равном 3000 в минуту, при начальном давлении пара 30 at. abs. и температуре его 370°C . Для данной турбины средний диаметр диска по лопаткам был выбран размером в 0,5 м; взята степень реакции 0,1, степень использования выходной скорости принята 66%. При заданном давлении выпуска 7 at. abs. располагаемый перепад тепла получается около 86 калорий на килограмм пара. Число ступеней турбины принято 30 с делением их на два цилиндра поровну, что дало для активной части перепада: $H_A = 2,565$ к. cal. и для реактивной: $H_R = 0,285$ к. cal.

Для просчета выбран вариант с углами:

$\alpha_1 = 17^{\circ}$ и $\beta_2 = 30^{\circ}$. Перепад первой ступени в активной своей части принят (после соответственного подбора) $H_A = 2,565 + 0,135 = 2,700$ к. cal. Скорость

выхода пара из направляющего аппарата найдется по $c_1 = \varphi \cdot 91,5 \sqrt{H_a}$

При $\varphi = 0,96$ получается:

$$c_1 = 87,84 \sqrt{2,700} = 87,84 \cdot 1,643$$

$$c_1 = 144,3 \frac{\text{m}}{\text{sec.}}$$

По плану скоростей:

$$w_1 = 73,0 \frac{\text{m}}{\text{sec.}}; t_g \beta_1 = 0,709; \beta_1 = 35^\circ 20'$$

$$\beta_1 + \beta_2 = 35^\circ 20' + 30^\circ 00' = 65^\circ 20'$$

По чер. № 6 $\psi \approx 0,9$ и следовательно

$$w_2 = \psi \cdot 91,5 \sqrt{\frac{A w_1^2}{2g} + H_R} = 82,35 \sqrt{1,194 \cdot 10^{-4} \cdot 73^2 + 0,285} = 79,06 \frac{\text{m}}{\text{sec.}}$$

По плану скоростей:

$$c_2 = 41,2 \frac{\text{m}}{\text{sec.}}$$

Подсчет потерь дает:

Полная потеря с выходной скоростью:

$$H_a = 1,194 \cdot 10^{-4} \cdot 41,2^2 = 0,2027 \text{ k. cal.}$$

Используемый на следующей ступени перепад

$$H_u = m H_a = 0,67 \cdot 0,2027 = 0,1352$$

Действительная потеря с выходной скоростью

$$(1 - m) H_a = 0,33 \cdot 0,2027 = 0,0675 \text{ k. cal.}$$

Потеря на рабочих лопатках:

$$H_s = \frac{A}{2g} \cdot \frac{1 - \psi^2}{\psi^2} \cdot w_2^2 = 1,194 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1 - 0,9^2}{0,9^2} \cdot 79,06^2 =$$

$$= 0,1750 \text{ k. cal.}$$

Потеря в направляющем аппарате:

$$H_d = (1 - \varphi^2) \cdot H_a = 0,0784 \cdot 2,700 = 0,2113 \text{ k. cal.}$$

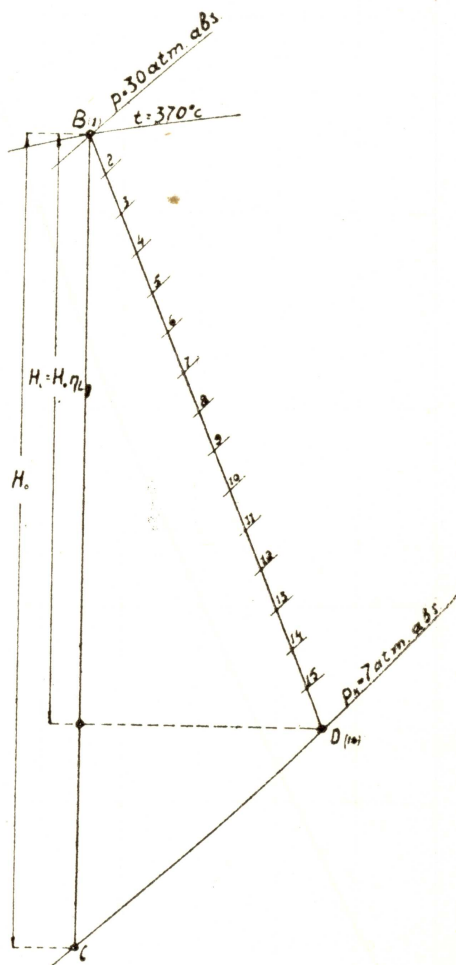
Потеря на трение диска о пар по выражению (5):

$$H_r = 2,564 \cdot 10^{-7} \frac{D_{cp}^2 u^3}{G_{sec.} v_{cp}} *) = 2,564 \cdot 10^{-7} \frac{0,5^2 \cdot 78,6^3}{4,01 v_{cp}} =$$

$$= \frac{7,78 \cdot 10^{-3}}{v_{cp}}, \text{ где } v_{cp} \text{ — среднее значение удельного объема пара в}$$

точках теплового процесса, соответствующих состоянию пара при выходе из направляющего аппарата и при выходе с рабочих лопаток. С очень малой, почти неуловимой погрешностью можно считать v_{cp} равным удельному объему пара при выходе с рабочей лопатки. Чтобы при отыскании значения этого удельного объема избежать решения посредством подбора, можно применить следующий приближенный метод.

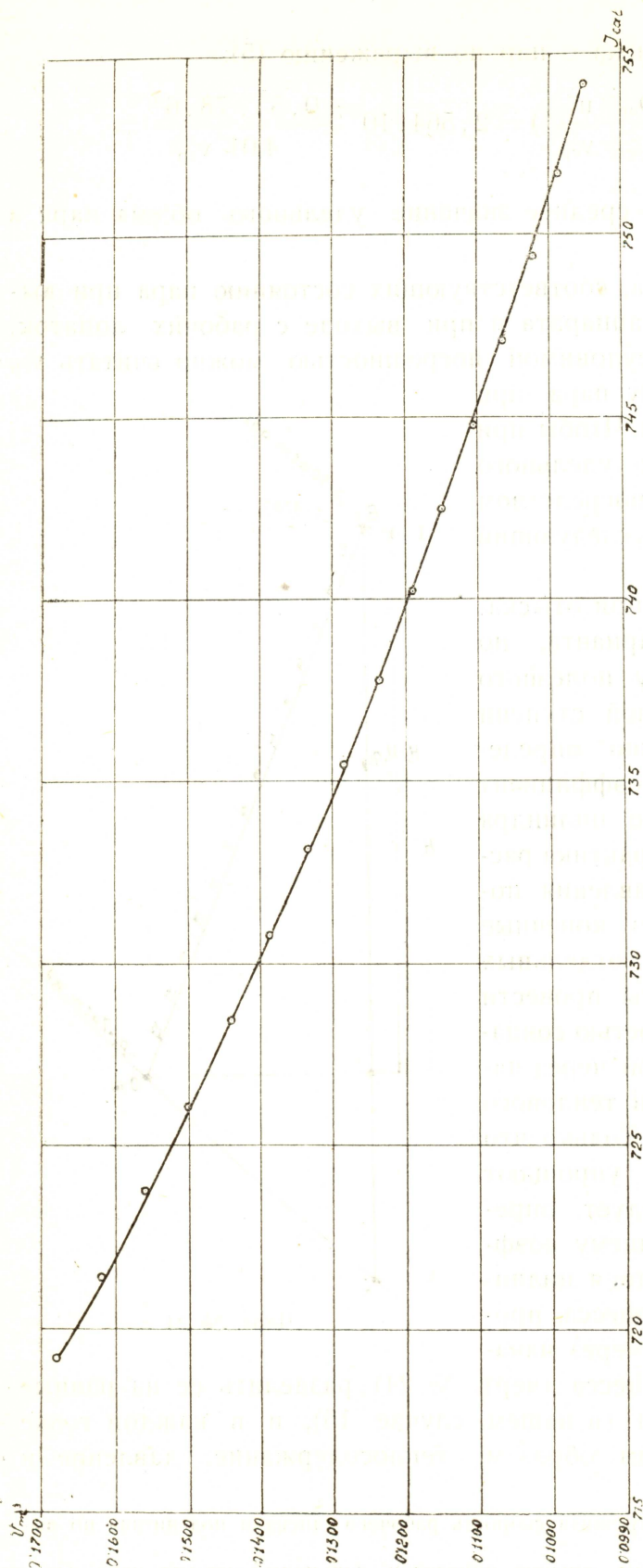
Как уже отмечалось при отыскании наивыгоднейшего варианта, по найденному коэффициенту полезного действия на лопатках одной ступени (η_s) можно довольно точно определить общий внутренний коэффициент полезного действия любого цилиндра турбины $\eta_{иг}$. Кроме того, практика расчета турбин высокого давления показывает, что, если через конечные точки теплового процесса отдельных ступеней цилиндра турбины провести кривую, то она почти полностью совпадает с прямой, проведенной через начальную и конечную точки теплового процесса всего цилиндра. Только что приведенные соображения упрощают задачу отыскания v_{cp} . Следует, определить по общему внутреннему коэффициенту полезного действия цилиндра конец теплового процесса, провести упомянутую прямую через начало и конец теплового процесса (черт. № 24) разделить ее на равные отрезки по числу ступеней (в нашем случае 15), и в каждой точке деления определить, таким образом, теплосодержание, давление и



Черт. № 24.

*) Для данного примера окружная скорость рабочего диска и подсчитана по выражению $u = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n}{60}$, а также заранее определен секундный расход пара $G_{sec.}$

по выражению $G_{sec.} = \frac{Def. N_{ef.}}{3600}$. См. стр. 25, выражение (12).



Черт. № 25.

удельный объем (по J_r диаграмме) при выходе пара с каждой отдельной ступени. Если теперь в координатах J, v нанести точки по найденным значениям теплосодержания и удельного объема, то плавная кривая, проведенная через них, графическим путем выправить погрешности, неизбежные при таком определении удельного объема (черт. № 25). Итак для первой ступени найдем:

$$H_r = \frac{7,78 \cdot 10^{-3}}{0,1014} = 0,0765 \text{ k. cal.}$$

Для следующих ступеней в подсчет теплового процесса войдут все те же величины за исключением потери на трение диска о пар, зависящей только от переменного значения удельного объема (если пренебречь незначительной при малом перепаде тепла утечкой пара через зазор между диафрагмой ступени и валом турбины). Результаты тепловых подсчетов*) по всем ступеням заносим в упомянутую выше таблицу, причем порядок подсчетов становится ясным из сопоставления условных обо-

*) В тексте опущены, чтобы не загромождать его.

значений таблицы и чертежа № 23 и особых пояснений не требует. Не лишне только заметить, что удельные объемы занесенные в графы 17-ую и 18-ую служат для подсчета проходных сечений (высота лопатки) направляющих аппаратов и рабочих каналов цилиндра турбины. Числовые значения этих объемов получаются таким же приемом по J_r диаграмме и выполняются по составленной с этой целью J_v диаграмме, как это было проделано при определении потерь на трение диска о пар.

По найденным и занесенным в таблицу значениям удельных объемов пара v_n' и v_{n+1} (графы 17 и 18) подсчитываются обычным порядком размеры проходных сечений направляющих и рабочих каналов. Ширина направляющей лопатки выбирается в пределах 25—40 mm. при шаге, равном 18—20 mm. Ширина рабочей лопатки укладывается в рамках 15—20 mm. при шаге 6—8 mm.

Перечень литературы.

- Лезель. Новейшие достижения в деле турбостроения. „Тепло и Сила“ 1926 № 2.
 Baer. Die Regelung von Dampfturbinen und ihr Einfluss auf die Leistungsentwicklung. in den einzelnen Druckstufen Mitteil über Forschungsarbeiten; Herausgegeben von V. D. I. Heft. 86.
 Christlein. Untersuchungen über das allgemeine Verhalten des Geschwindigkeitskoeffizienten von Leitvorrichtungen Zeitschr. d. V. D. I. 1911 s'. 2081.
 Christlein. Zeitschr. f. d. ges. Turbinenwesen Bd. 9. (1912) s'. 149.
 Flügel. Hydraulische Probleme, Vorträge auf Hydrauliktagung in Göttingen. S'. 139. ff.
 Kraft. Neuer Versuch mit Dampfturbinendüsen, Z. Bd 68 (1924) S'. 182.
 Some deductions from nozzle Experiments, „Engineering“ Bd 130 (1926) S' 303.
 Stodola. Die Dampf- und Gasturbinen C Aufl. Berlin 1924.
 Wagner. Der Wirkungsgrad von Dampfturbinen schaufelungen. Berlin 1913.
 Warren und Keenan: A machine for testing steam turbine nozzles by the reaction method. „Mechanical Engineering“ Bd. 48 (1926) S' 227.
 Wieselsberger. Physikalische Zeitschrift Bd 22 (1921) und Bd 23 (1922).
 Wewerka. Zeitschr. f. d. ges Turbinenwesen Bd 17 (1920) S 265.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
№ точки	$i_n - i_0 = H_a$	i_n^0	$i_n' - i_0 = H_d$	i_n'	$i_n' - i_n'' = H_R$	i_n''	$i_n' + i_n'' = H_s + H_r + (1-m)H_a$	i_{n+1}	$P_n' \text{ по ана-рамме J S}$	$P_{n+1} \text{ по ана-рамме J S}$	$P_n' \text{ по ана-рамме J V}$	$P_{n+1} \text{ по ана-рамме J P}$	$V_{n+1} \text{ по ана-рамме J P}$	$V_n' \text{ по ана-рамме J P}$	$V_{n+1} \text{ по ана-рамме J P}$	$V_n' \text{ по ана-рамме J P}$	$V_{n+1} \text{ по ана-рамме J P}$
1	2,6950	751,5050	0,2113					754,2		30,00		30,00					$V_{n+1} \text{ по ана-рамме J P}$
1 ⁰																	
1'																	
1''																	
2	2,5650	749,1853			0,2850	751,4313	0,3190	751,7503	28,80	28,65		28,65	0,1014	0,0983	0,0992	0,0980	0,0990
2 ⁰																	
2'																	
2''									27,60		27,64			0,1013		0,1020	
3								749,4289		27,47		27,52	0,1040		0,1022		0,1025
3 ⁰		746,8639															
3'									26,44		26,44			0,1056		0,1070	
3''																	
4								747,1051		26,32		26,34	0,1075		0,1065		0,1070
4 ⁰		744,5401															
4'									25,30		25,33			0,1096		0,1100	
4''																	

[illegible]

14					16,72		16,75	0,1540	0,1560	0,1543
14°										
14'							16,04		0,1608	0,1600
14"										
15					15,95		15,94	0,1600	0,1621	0,1610
15°										
15'							15,27		0,1671	0,1670
15"										
16					15,19		15,19	0,1665	0,1684	0,1680

*) Потеря с выходной скоростью подсчитана полностью, т. к. 15-я ступень последняя в ЦВД и выходная скорость пара не используется.