

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное агентство по образованию

Южно-Российский государственный технический университет
(Новочеркасский политехнический институт)

И.Я. Шестаченко

Тепловой расчет паровых турбин

**Учебно-методическое пособие
к курсовому и дипломному проектированию**

Новочеркасск 2007

УДК 621.165 (075.8)

ББК 31.363

Ш 51

Рецензенты: доктор технических наук, профессор Н.Н. Ефимов;
кандидат технических наук, доцент В.А. Луконин

Шестаченко И. Я.

Ш 51 Тепловой расчёт паровых турбин: Учеб.-метод. пособие к
курсовому и дипломному проектированию / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т.
–Новочеркасск: ЮРГТУ, 2007. - 79 с.

Изложена методика теплового расчёта одноступенчатых и многоступенчатых паровых турбин небольшой мощности, приведены численные примеры расчёта таких турбин, что соответствует заданиям на курсовую работу и курсовой проект по учебной дисциплине «Турбины тепловых и атомных электростанций».

Предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения специальности: 140 101 65 (100500) – Тепловые электрические станции.

УДК 621.165 (075.8)

© Южно-Российский государственный
технический университет, 2007

© Шестаченко И.Я., 2007

ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом специальности «Тепловые электрические станции» по курсу «Турбины тепловых и атомных электрических станций» предусмотрено выполнение двух индивидуальных заданий:

- курсовой работы, состоящей из теплового расчета одноступенчатой паровой турбины небольшой мощности с двумя ступенями скорости;

- курсового проекта, состоящего из теплового расчета многоступенчатой конденсационной или теплофикационной турбины, расчетов на прочность наиболее ответственных деталей спроектированной турбины, графической части.

Задачами курсового проектирования паровой турбины являются:

- а) закрепление и углубление знаний, полученных на лекциях, практических занятиях, в лабораториях и на производственной практике по теории, расчету, конструкциям и эксплуатации паровых турбин;

- б) ознакомление с отечественными и зарубежными конструкциями паровых турбин;

- в) развитие навыков использования справочных данных, стандартов, типовых инструкций и т.п.

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки, в которой приводится подробный тепловой расчет проточной части одноступенчатой турбины, определение экономичности, геометрических размеров лопаточного аппарата, эскиз лопаточного аппарата в масштабе 1:1, процесс расширения пара в турбине в h,s -диаграмме водяного пара.

Вариантные расчеты турбины выполняются по компьютерной программе, составленной для условий выполнения курсового задания. Эти расчеты позволяют определить оптимальный вариант турбины, обладающий наибольшей экономичностью.

Курсовой проект паровой турбины включает:

- 1) пояснительную записку, содержащую тепловой расчет, расчеты на прочность, необходимые расчетные графики, таблицы и эскизы;

- 2) три листа чертежей проектируемой турбины:

1-й лист – продольный разрез турбины в масштабе 1:5;

2-й лист – поперечный разрез турбины в заданном сечении в том же масштабе или чертежи отдельных узлов турбины;

3-й лист – чертеж проточной части в масштабе 1:1 с указанием всех основных размеров (по желанию студента выполняется на ватмане или миллиметровой бумаге).

Рекомендуется выносить на поля чертежей отдельные узлы и детали в масштабе 1:1 или 2:1 для турбин, чертежи которых выполнялись в масштабе 1:5. Количество таких детализировок указывается преподавателем.

При выполнении проекта студент должен в своих расчетах произвести технико-экономическое обоснование выбранного варианта, проводя расчеты на оптимальные условия. Методика, излагаемая ниже, отражает это.

Учитывая отсутствие конструкторского опыта у студента, ему для ориентировки в задании указываются тип и основные черты конструкции проектируемой турбины (указывается чертеж в атласе). Это не лишает студента права изменять отдельные узлы конструкции. Однако каждое такое изменение должно быть обосновано в расчетно-пояснительной записке. Конструкция проточной части должна сохраниться близкой по своим конструктивным формам к заданной чертежом в атласе. Число ступеней, распределение теплоперепада, реактивность ступеней и т.д. назначаются студентом самостоятельно так, чтобы получилось конструктивно приемлемое решение, близкое к оптимальному.

С учётом учебного характера проекта заданием предусматривается разработка турбины с небольшим числом ступеней давления, небольшой мощности, с невысокими начальными параметрами.

Записка оформляется на стандартной писчей бумаге, текст её пишется чернилами, на одной стороне листа с полями достаточной ширины в соответствии со стандартом [1]. При наличии у студента навыков работы с персональным компьютером возможно оформление расчетно-пояснительной записки и чертежей по компьютерной технологии. Все замечания руководитель проекта делает непосредственно в записке при её просмотре. После проверки записки преподавателем студент

должен произвести в ней необходимые дополнительные расчеты и исправления.

Учитывая ограниченность времени, отводимого на курсовой проект, расчет ответственных деталей на прочность следует производить приближенными методами, он носит характер поверочного. Если в результате расчетов на прочность будет обнаружено, что механические напряжения в деталях (с размерами, указанными на чертеже) превышают допустимые по нормам, то студент не обязан переделывать конструктивные чертежи. В пояснительной записке в этом случае должны быть приведены соответствующие эскизы и обоснованы изменения размеров, диктуемые соображениями прочности.

Пояснительная записка должна иметь оглавление и список использованной литературы. Ссылки на литературу должны обязательно приводиться в тексте записки.

Защита проекта производится на открытом заседании кафедральной комиссии из 2 – 3 преподавателей кафедры с обязательным участием руководителя проекта. Студент обязан сделать краткое связное сообщение о выполненной им работе и ответить на вопросы членов комиссии и всех присутствующих. Оценка проекта производится на закрытом заседании комиссии после защиты с учетом качества выполненного проекта и ответов на вопросы. После защиты проекты остаются на кафедре. Для студентов теплоэнергетической специальности наиболее важным является углубленное изучение теплового процесса и конструкций турбин. Поэтому в расчетах главное внимание уделяется рабочему процессу турбины и определению размеров проточной части (тепловому расчету). Тепловой расчет студент может выполнять по любой методике, приводимой в литературе. В методических указаниях излагается одна из возможных методик, разработанная на кафедре ТЭС ЮРГТУ (НПИ).

Предполагается, что студенты знакомы с устройством турбин, основными понятиями, терминологией теории турбин. Поэтому в дальнейшем тексте данной работы даются определения только тем понятиям, которые вводятся впервые или в определении которых нет единства взглядов в литературе по турбомашинам.

Учебно-методическое пособие содержит: а) методику и численный пример теплового расчета одноступенчатой паровой

противодавленческой турбины небольшой мощности со ступенями скорости; б) методику и численный пример расчета многоступенчатой конденсационной турбины, что соответствует заданиям на курсовую работу и на курсовой проект для студентов-теплоэнергетиков.

Для проведения теплового расчета, имеющего основной задачей определение размеров и типа профилей лопаток проточной части, необходимо располагать справочными данными, характеризующими потери в ступенях. Наиболее обстоятельные аэродинамические характеристики турбинных решёток, позволяющие учесть эти потери при проектировании с учетом конструктивных соотношений в ступени, содержатся в работе [2]. Можно также пользоваться усредненными приближенными данными по коэффициентам скорости φ и Ψ , приведенными в учебниках [3, 4].

1. РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ СО СТУПЕНЯМИ СКОРОСТИ

Осевые турбины со ступенями скорости применяются для привода вспомогательных механизмов: масляных турбонасосов, конденсатных, циркуляционных и питательных насосов, воздуходувок и т.д. Эти турбины имеют одну ступень давления с двумя или тремя ступенями скорости, выполненными по схеме Кертиса. Теоретическая схема Кертиса характеризуется соблюдением следующих условий:

- 1) отсутствием реактивности, $p=0$;
- 2) равенством осевых составляющих скоростей на выходе всех решеток лопаток,

$$c_{1a1}=c_{2a1}=c_{1a2}=c_{2a2};$$

- 3) отсутствием потерь во всех решетках ступени.

Турбины Кертиса имеют обычно не более 3 ступеней скорости. В реальных турбинах точное соблюдение теоретической схемы Кертиса невозможно, приходится отступать от нее. Как правило, турбины со ступенями скорости работают с противодавлением, имеют небольшую степень реактивности.

Часто ступень давления с двумя или тремя ступенями скорости применяется в качестве регулирующей ступени многоступенчатой турбины. Такая ступень перерабатывает относительно большой теплоперепад.

В дальнейшем в этой главе рассматривается расчет самостоятельной турбины с двухвенечным рабочим колесом.

Исходные данные для расчета

Для проектирования турбины должны быть заданы:

1. Эффективная мощность на валу турбины N_e , кВт.
2. Частота вращения вала турбины n , с^{-1} .
3. Давление пара перед турбиной p_0' , МПа.
4. Температура пара перед турбиной t_0' , °С.
5. Давление пара за турбиной (на выходе из выпускного патрубка) p_k' , МПа.
6. Число ступеней скорости .

Примечание: задание эффективной механической мощности на валу турбин N_e (а не электрической мощности $N_э$) является более целесообразным, если приемник энергии с вала турбины – не электрический генератор, а вспомогательный механизм.

Расчет турбины производится по следующей схеме:

- 1) определяется ориентировочный расход пара на турбину;
- 2) рассчитывается проточная часть турбины на этот расход;
- 3) определяется значение η_{oe} турбины на основе расчета проточной части;
- 4) определяется точное значение расхода пара;
- 5) уточняются размеры проточной части;
- 6) сводится окончательный энергетический баланс.

1.1. Определение ориентировочного расхода пара

Расход пара определяется по формуле

$$G = N_e / (H_{\text{оид}}^r \cdot \eta_{oe}), \quad (1)$$

где η_{oe} – относительный эффективный КПД турбины ;

$H_{\text{оид}}^r = h_0 - h'_{kt}$ – располагаемый теплоперепад идеальной турбины, кДж/кг, определяемый по h, s -диаграмме водяного пара (рис. 1).

Положение точки A'_0 (рис. 1) определяется по заданным давлению и температуре пара перед турбиной (p_0', t_0'). Линия A'_0, A_{kt}' – изоэнтропа из точки A'_0 до изобары конечного давления p_k' .

Линия $A'_0 A_0$ – дросселирование пара в стопорном и регулирующих клапанах при их полном открытии (номинальный расчетный режим) от давления p_0' до давления p_0 на входе в сопловую решетку первой ступени турбины (энтальпия пара h_0 при дросселировании сохраняется неизменной). Величину p_0

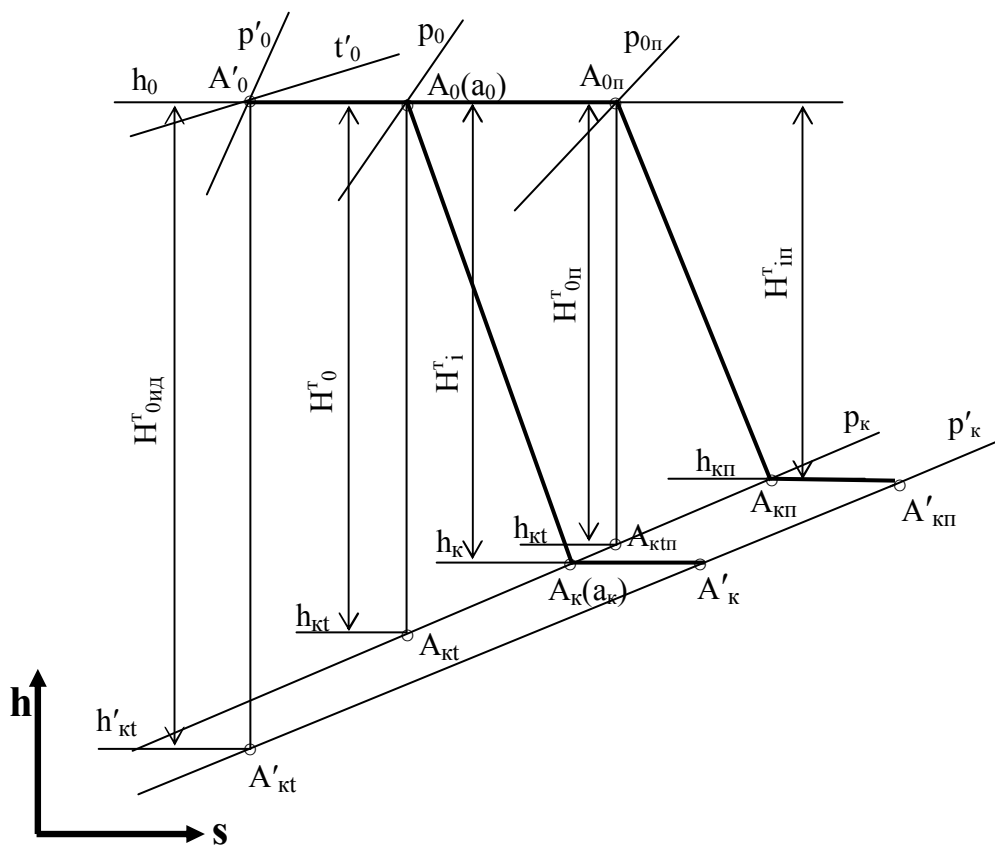


Рис. 1. Определение располагаемых теплоперепадов турбины по h,s -диаграмме водяного пара

можно оценить по выражению $p_0 = 0,95 \cdot p'_0$.

Линия $A'_0 A_{0п}$ – дросселирование пара в регулирующих органах турбины при частичной нагрузке (переменный режим) от давления p'_0 до давления $p_{0п}$ за регулирующим клапаном (этот режим в данном расчете не используется). Линия $A_0, A_{кт}$ – изоэнтропа из точки A_0 до давления p_k за рабочими лопатками последнего венца турбины в расчетном номинальном режиме. Давление p_k больше заданного давления за турбиной p'_k на величину сопротивления выхлопного патрубка турбины Δp_k :

$$\Delta p_k = p_k \cdot \lambda \cdot (c_{вп}/100)^2, \quad (2)$$

$$p_k = p'_0 + \Delta p_k,$$

где λ – коэффициент сопротивления выхлопного патрубка, принимаемый равным 0,05...0,1;

$c_{вп}$ – скорость пара в выходном сечении выхлопного патрубка турбины (для противодавленческих турбин $c_{вп} = 40...60$ м/с).

Величина $H_0^r = h_0 - h_{kt}$ – располагаемый теплоперепад реальной турбины.

Линия $A_0 A_k$ – реальный процесс расширения пара в проточной части турбины. Состояние пара в точке A_k (энтальпия h_k) на данной стадии расчета неизвестно. Оно будет определено в дальнейшем после подробного расчета процесса изменения состояния пара во всех решетках турбины.

Относительный эффективный КПД турбины η_{oe} определяется формулой

$$\eta_{oe} = \eta_{др} \cdot \eta'_{oi} \cdot \eta_{ввр}^T \cdot \eta_m^T. \quad (3)$$

На данном этапе расчета величину внутреннего относительного КПД проточной части турбины η'_{oi} , зависящего от энтальпии пара в точках A_0, A_{kt}, A_k при расчетном режиме

$$\eta'_{oi} = H_i^r / H_0^r = (h_0 - h_k) / (h_0 - h_{kt})$$

можно оценить по литературным данным [3, с. 145] в пределах 0,72...0,78.

Коэффициент дросселирования $\eta_{др}$ можно найти по формуле

$$\eta_{др} = (h_0 - h_{kt}) / (h_0 - h'_{kt}) = H_0^r / H_{0ид}^r.$$

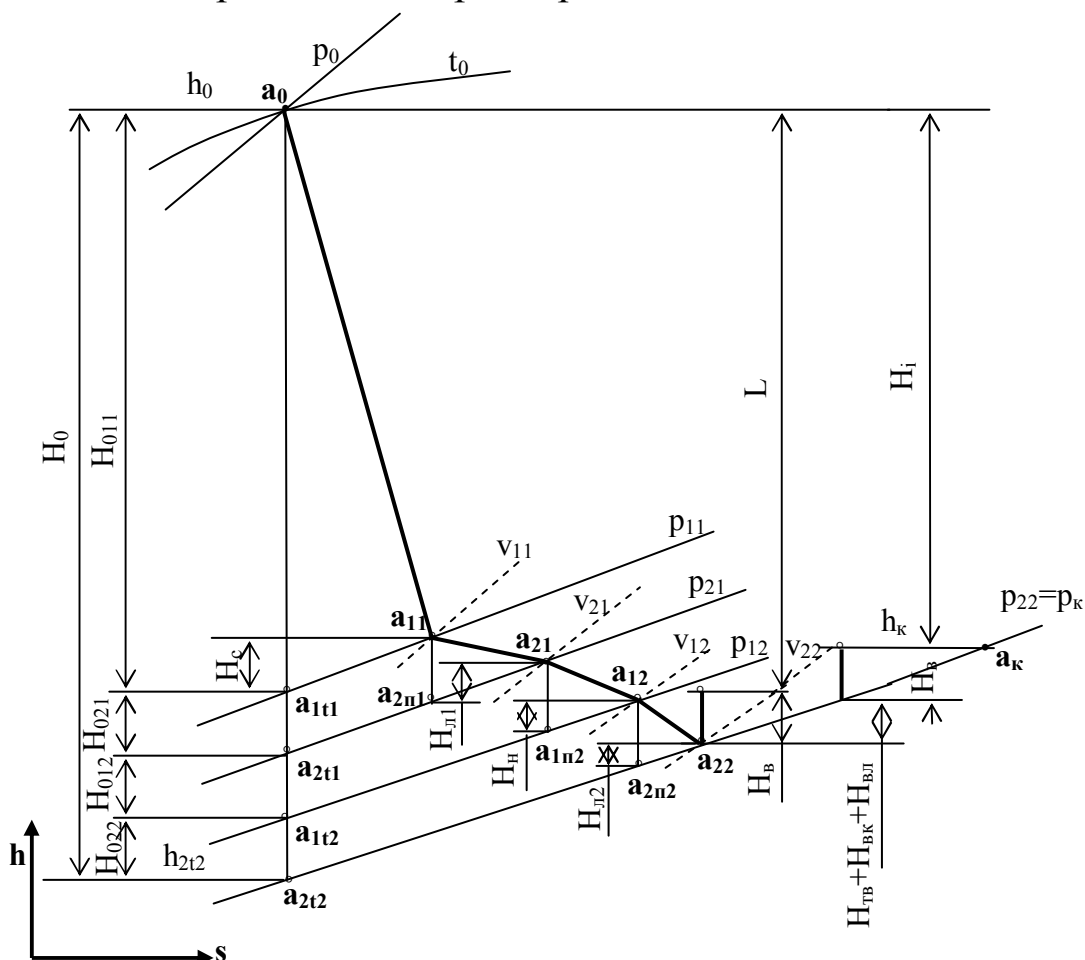
Механический КПД турбины η_m^T , учитывающий потери механической энергии в подшипниках турбины и на привод маслонасоса для турбин небольшой мощности можно принять в пределах $\eta_m^T = 0,96...0,98$ [1, с. 146].

Одноступенчатые турбины не имеют отборов пара, утечкой пара через переднее уплотнение можно пренебречь. При этих условиях коэффициент выхода внутренней работы $\eta_{ввр}^T = 1$. Учитывая вышесказанное, ориентировочный относительный эффективный КПД турбины η_{oe} определяют предварительно по формуле (3).

Определенный по формуле (1) расход пара в дальнейшем придется уточнить, т.к. детальный тепловой расчет приведет к изменению численного значения η'_{oi} .

Турбина имеет одну ступень давления. Весь располагаемый теплоперепад $H_0^r = h_0 - h_{kt}$ должен быть переработан в одной ступени давления, поэтому $H_0^r = H_0$, т. е. располагаемый теплоперепад турбины равен располагаемому теплоперепаду ступени, а точка A_0 на рис. 1 будет являться начальной точкой a_0 процесса расширения в ступени (рис. 2). Для турбины с одной ступенью давления $\eta'_{oi} = \eta_{oi}^{CT}$ (КПД проточной части турбины

Скорость подвода пара к соплам c_0 мала, поэтому кинетической энергией $c_0^2/2$ пренебрегаем.



Таким образом, для расчета двухвенечной ступени известны:

- 1) положение точки a_0 в h,s - диаграмме (параметры пара на входе в сопла p_0, t_0, v_0);
- 2) располагаемый теплоперепад ступени H_0 , кДж/кг, и давление за ступенью p_{22} , МПа, которое в данном случае равно конечному давлению p_k ;
- 3) секундный расход пара через ступень (турбину) G , кг/с.

1.2. Расчет проточной части и определение оптимального среднего диаметра рабочего колеса

Заданный теплоперепад ступени H_0 может быть переработан при различных диаметрах рабочего колеса, т.е. при различных окружных скоростях u на среднем диаметре. В каждом варианте

будут получаться различные КПД ступени и различные очертания рабочих и направляющих лопаток. Оптимальному диаметру рабочего колеса соответствует максимальная величина внутреннего относительного КПД ступени $\eta_{oi}^{ст}$. Каждый вариант расчета характеризуется своим значением $u/c_{из}$ (условная скорость $c_{из} = \sqrt{2000 \cdot H_0}$). При выборе оптимального варианта необходимо учитывать также следующее:

1) в зоне высоких температур (350...450 °С) окружную скорость двухвенечных колес обычно берут не более 150...200 м/с (по соображениям механической прочности);

2) если рассчитываемая ступень является регулирующей для многоступенчатой турбины с цельнокованым ротором, то наибольший возможный диаметр определяется диаметром поковки ротора (не более 900...1000 мм).

Величина угла выхода потока пара из сопел α_{11} (рис. 3) может быть выбрана при расчете в достаточно широких пределах. Выбирая его, учитывают, что уменьшение этого угла приводит к возрастанию выходных длин сопловой, направляющей и рабочих решеток. Благодаря этому ослабевает вредное влияние концевых потерь. С другой стороны, малый угол α_{11} обуславливает большой угол поворота потока в сопловой и рабочих решетках, что приводит к увеличению профилпотерь. Из сказанного следует, что для выбранных конкретных условий существует некоторое оптимальное значение величины α_{11} .

При отсутствии эффекта косого среза полагают

$$\alpha_{11\phi} = \alpha_{11} = \arcsin(a_1/t_1),$$

где a_1 – размер выходного сечения соплового межлопаточного канала; t_1 – шаг сопловой решетки.

При наличии эффекта косого среза $\alpha_{11} = \alpha_{11\phi} + \delta$, где δ – угол отклонения потока в косом срезе сопел; для его определения чаще всего пользуются приближенной формулой (2.101) учебника [3].

Величина α_{11} зависит от числа ступеней скорости. В настоящее время для турбины с двумя ступенями скорости выбирают $\alpha_{11} = 10^\circ \dots 20^\circ$.

Для определения действительной скорости выхода пара из сопел c_{11} необходимо найти теоретическую скорость c_{1t1} и оценить потери в сопловой решетке, выбрав коэффициент скорости ϕ :

$$c_{11} = \varphi \cdot c_{1t1}.$$

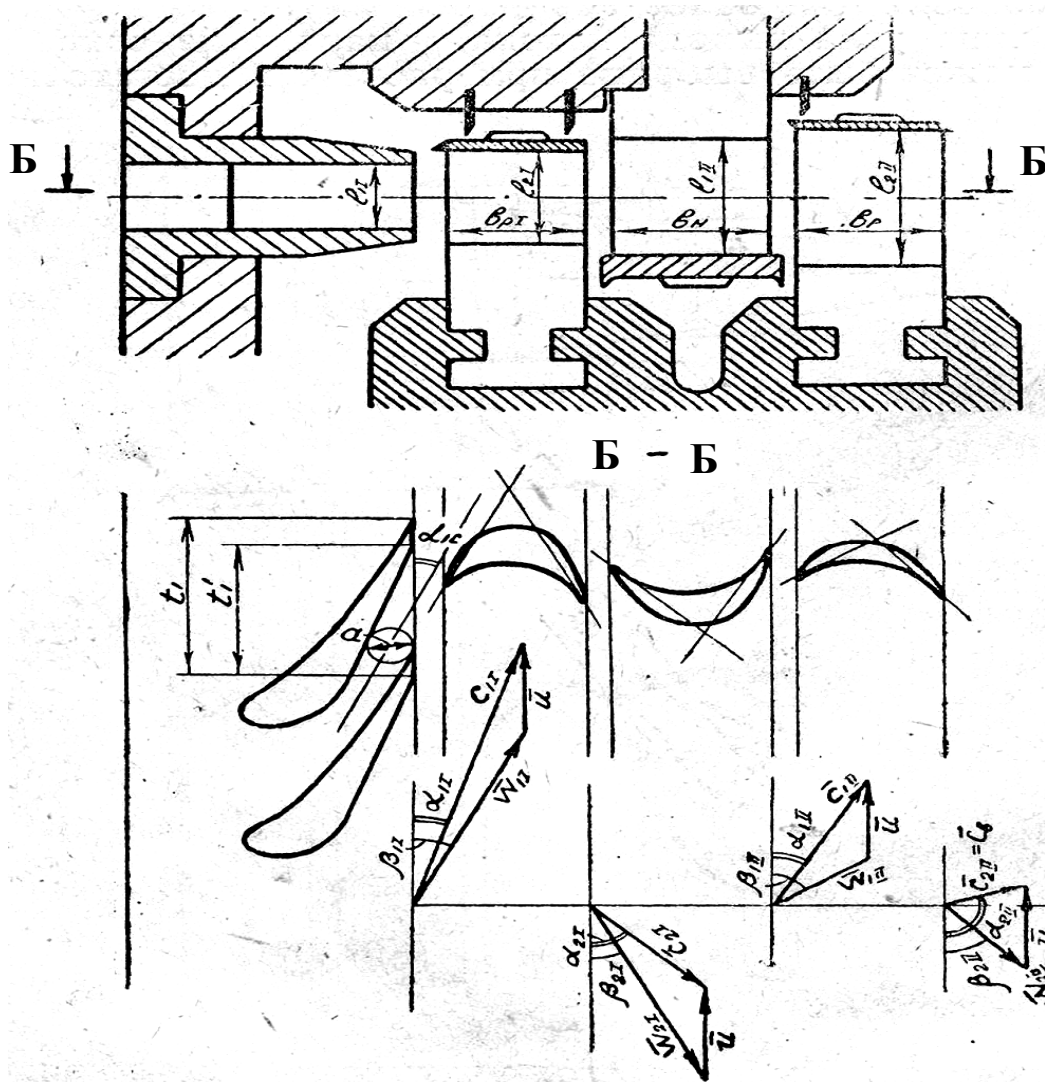


Рис. 3. Эскиз двухвенечной ступени

При оценке потерь в решетке в последнее время часто пользуются понятием о коэффициенте потери энергии в решетке ζ , используя соответственно составленные справочные данные [2].

Потерю располагаемой энергии H_c в сопловой решетке определяют по выражению

$$H_c = (1 - \varphi^2) \cdot (c_{1t1}^2 / 2000) = \zeta_c \cdot (c_{1t1}^2 / 2000),$$

для рабочей решетки соответственно

$$H_{л1} = (1 - \psi^2) \cdot (w_{2п}^2 / 2000) = \zeta_{л1} \cdot (w_{2п}^2 / 2000),$$

где φ , ψ – коэффициенты скорости сопловой и рабочей решеток, оцениваемые по учебнику [3, с. 73] или по рис. 4 в зависимости от относительной ширины b/l и угла поворота в решетке $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ или от угла α_{11} ; сплошные линии на рис. 4 относятся к решеткам с короткими лопатками, т.е. $d/l > 10$, пунктирные

линии – при $d/l < 4$;

$c_{1т1}$, $w_{2п}$ – теоретические скорости выхода пара из сопловой и рабочей решетке соответственно.

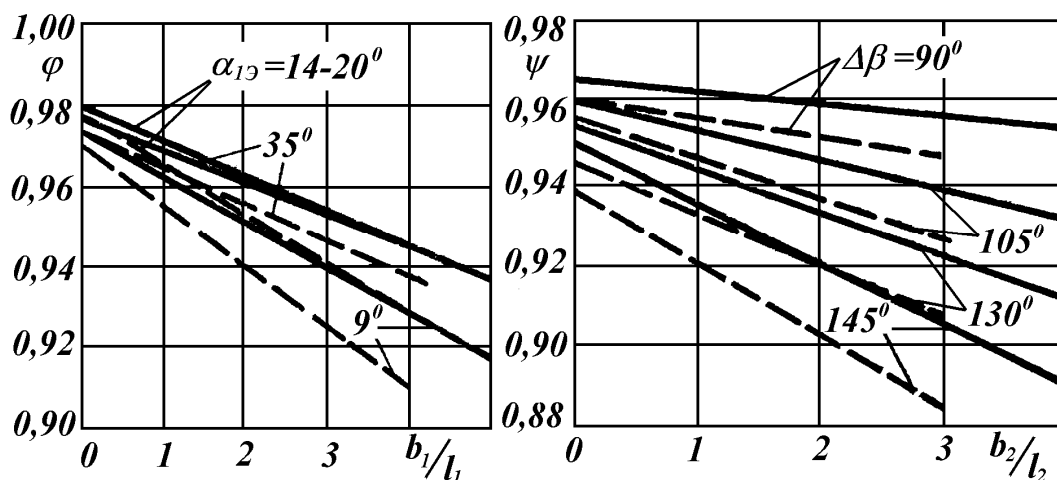


Рис. 4. Коэффициенты скорости для сопловых φ и рабочих ψ решеток в зависимости от b/l и угла поворота потока в решетке

$\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ или от угла $\alpha_{12} \approx \alpha_1$:

— при $d/l > 10$; - - - - - при $d/l < 4$

Теоретическая скорость истечения пара из сопел

$$c_{1т1} = \sqrt{2000 \cdot H_0 (1 - \sum \rho)},$$

где $\sum \rho$ – общая степень реактивности ступени, т.е. доля теплоперепада, перерабатываемая в рабочих и направляющих решетках.

Общую степень реактивности парциальных двухвенечных ступеней принимают в пределах $0 \dots 0,06$. Следует заметить, что при наличии реактивности (т. е. при наличии перепада давления между входным и выходным сечениями рабочих решеток) поток пара после выхода из сопел будет частично растекаться по осевому зазору. Это приведет к увеличению потерь от утечек, не поддающихся точному расчету. Но одновременно наличие реактивности уменьшает потери в рабочих и направляющих решетках, т.к. течение в этих решетках будет конфузорным. При расчете общую степень реактивности распределяют между рабочими и направляющими решетками:

$$\sum \rho = \rho_{p1} + \rho_n + \rho_{p2}.$$

При этом можно найти:

$H_{011} = H_0 \cdot (1 - \sum \rho)$ – теплоперепад, перерабатываемый в

сопловой решетке, кДж/кг;

$H_{021} = H_0 \cdot \rho_{p1}$ – теплоперепад, перерабатываемый в первой рабочей решетке, кДж/кг;

$H_{012} = H_0 \cdot \rho_n$ – теплоперепад, перерабатываемый в направляющей решетке, кДж/кг;

$H_{022} = H_0 \cdot \rho_{p11}$ – теплоперепад, перерабатываемый во второй рабочей решетке, кДж/кг.

Найденные теплоперепады в каждой решетке позволяют определить положение точек a_{1t1} , a_{2t1} , a_{1t2} , a_{2t2} на изоэнтропе $a_0 a_{2t2}$ (см. рис. 2) и величины давления в этих точках p_{11} , p_{21} , p_{12} , p_{22} по сетке изобар h , s -диаграммы,

где p_{11} – давление за сопловой решеткой;

p_{21} – давление за рабочими лопатками первой ступени скорости;

p_{12} – давление за направляющими лопатками;

p_{22} – давление за рабочими лопатками второй ступени скорости.

Выбор типа сопловой решетки (суживающейся или расширяющейся) определяется отношением давлений p_{11}/p_0 (p_0 – давление пара перед соплами, p_{11} – давление пара за соплами). При $p_{11}/p_0 \geq 0,546$ нужно принимать суживающиеся сопла; при $p_{11}/p_0 < 0,546$ сопла должны быть расширяющимися, если не предполагается использование эффекта косого среза сопловой решетки. Благодаря эффекту косого среза возможно использование суживающихся сопел и при отношении p_{11}/p_0 несколько меньшем, чем критическое $(p_{11}/p_0)_{кр} = 0,546$ для перегретого пара. В этом случае будет наблюдаться расширение пара в косом срезе; пар будет вытекать со сверхзвуковой скоростью и отклоняться на угол δ .

Коэффициент скорости для суживающихся сопел можно оценить по графикам (рис. 4). В первом приближении эти данные можно использовать и для расширяющихся сопел. В работе [2] приведены уточненные данные, позволяющие найти величину коэффициента скорости для расширяющихся сопел современных конструктивных форм.

Вследствие того, что на данной стадии расчета еще неизвестны длина l_{11} и ширина b_{11} лопаток сопловой решетки, можно приближенно оценить коэффициент скорости в пределах 0,95...0,97.

Найдем произведение $\varepsilon \cdot l_{11}$, используя уравнение сплошности:

$$\varepsilon \cdot l_{11} = G \cdot v_{11} / \pi \cdot d \cdot \sin \alpha_{11} \cdot c_{11},$$

где ε – степень парциальности;

v_{11} – удельный объем пара на выходе из сопловой решетки.

Удельный объем v_{11} определяется по h, s -диаграмме в точке a_{11} , которую графически найдем на изобаре p_{11} , если из точки a_{1t1} , характеризующей состояние пара за соплами при изоэнтропийном истечении, отложим вверх потерю в соплах H_c (см. рис. 2):

$$H_c = (1 - \varphi^2) \cdot H_{011}.$$

Энтальпия пара в точке a_{11}

$$h_{11} = h_0 - H_{011} + H_c.$$

При отсутствии реактивности ($\sum p = 0$) изобары $p_{11}, p_{21}, p_{12}, p_{22}$ будут совпадать и точка a_{1t1} будет лежать на изобаре $p_{22} = p_k$, т. е. теплоперепады $H_{021} = H_{012} = H_{022} = 0$.

Если произведение $\varepsilon \cdot l_{11} > 0,02$ м, то при дроссельном парораспределении обычно принимают $\varepsilon = 1$, а при сопловом – берут величину степени парциальности, максимально возможную ε_{\max} по конструктивным соображениям. Обычно принимают $\varepsilon_{\max} \leq 0,9$, в этом случае $\varepsilon = \varepsilon_{\max}$.

При $\varepsilon \cdot l_{11} < 0,02$ нужно определить оптимальное значение степени парциальности $\varepsilon_{\text{опт}}$ и длину сопловых лопаток $l_{11\text{опт}}$. Варьирование ε и l_{11} изменяет потери в рабочих решетках $H_{\text{л}}$, потери выколачивания $H_{\text{вк}}$ и вентиляции $H_{\text{в}}$. Например, при увеличении степени парциальности (при прочих одинаковых условиях) увеличиваются концевые потери вследствие уменьшения длин лопаток, но одновременно уменьшаются потери вентиляционные и выколачивания. Необходимо выбрать такую степень парциальности, при которой сумма указанных потерь будет минимальной. Рекомендуются при расчете определять $\varepsilon_{\text{опт}}$ по выражению

$$\varepsilon_{\text{опт}} = (2,9 \dots 3,4) \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot l_{11}}.$$

После определения оптимальной степени парциальности находим длину сопловых лопаток

$$l_{11} = \varepsilon \cdot l_{11} / \varepsilon_{\text{опт}}.$$

Для уточнения значения коэффициента скорости сопловой решетки φ по рис. 4 необходимо назначить ширину сопловых лопаток, ориентируясь на конструкции современных турбин, приведенных в учебной литературе по турбомашинам [3].

Для учебных целей ширину профиля b_{11} сопловых лопаток можно определять в зависимости от длины l_{11} таким образом:

при $l_{11} \leq 0,03$ м ширина $b_{11} = 0,04 \dots 0,05$ м;

при $l_{11} > 0,03$ м ширина $b_{11} = (0,04 \dots 0,05) + 0,3 \cdot (l_{11} - 0,03)$.

Уточненный коэффициент скорости φ сопловой решетки находится по графику (рис. 4) в зависимости от отношения b_{11}/l_{11} при принятом ранее значении угла α_{11} выхода потока пара из сопловой решетки. Для наиболее часто принимаемых значений углов $\alpha_{11} = 14 \dots 20^\circ$ можно определять коэффициент скорости φ сопловой решетки по выражению

$$\varphi = 0,98 - 0,009 \cdot b_{11}/l_{11}. \quad (4)$$

Если уточненное значение коэффициента скорости φ отличается от предварительно принятого более чем на 0,001, то производится повторное определение скорости выхода потока пара из сопловой решетки c_{11} , потерь в соплах H_c (второе приближение). Уточнение других величин (длины и ширины сопловых лопаток, удельного объема пара за сопловой решеткой) не требуется.

Для дальнейшего расчета турбинной ступени необходимо задаться отношением скоростей $u/c_{из}$ в пределах 0,2...0,3. Для двухвенечной осевой турбинной ступени в этом диапазоне отношения скоростей $u/c_{из}$ находится оптимальный вариант ступени, характеризующийся максимальной экономичностью.

Задавшись отношением скоростей $u/c_{из}$ в указанном выше диапазоне, можно определить величину окружной скорости u движения рабочих лопаток для данного варианта расчета турбинной ступени:

$$u = (u/c_{из}) \cdot c_{из},$$

где $c_{из}$ – условная изоэнтальпийная (теоретическая) скорость выхода пара из сопловой решетки при переработке в ней всего располагаемого теплоперепада H_0

$$c_{из} = \sqrt{2000 \cdot H_0}.$$

Средний диаметр ступени рассчитываемого варианта

$$d = u/(\pi \cdot n),$$

где n – заданная частота вращения турбины.

Определение всех элементов входного треугольника скоростей первой рабочей решетки производится в следующей последовательности.

Абсолютная скорость пара на входе в рабочую решетку

$$c_{11} = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot H_{011}}.$$

Окружная составляющая абсолютной скорости потока пара на входе в рабочую решетку

$$c_{1u1} = c_{11} \cdot \cos \alpha_{11}.$$

Осевые составляющие абсолютной и относительной скоростей пара на входе в рабочую решетку

$$c_{1a1} = w_{1a1} = c_{11} \cdot \sin \alpha_{11}.$$

Окружная составляющая относительной скорости потока пара на входе в рабочую решетку:

$$w_{1u1} = c_{1u1} - u.$$

Относительная скорость пара на входе в первую рабочую решетку

$$w_{11} = \sqrt{w_{1u1}^2 + w_{1a1}^2}.$$

Направление относительной скорости w_{11} , характеризующееся углом β_{11} между вектором скорости w_{11} и окружным направлением (вектором u)

$$\beta_{11} = \arcsin (w_{1a1}/w_{11}).$$

По найденным величинам скоростей w_{11} , c_{11} и углов β_{11} , α_{11} можно построить входной треугольник скоростей первой рабочей решетки (см. рис. 3).

Для определения кинематических параметров потока пара на выходе из рабочих лопаток первого венца, из направляющих лопаток и рабочих лопаток второго венца необходимо задаться геометрическими размерами рабочих и направляющей решеток.

Выходную длину рабочих лопаток первого ряда (первой ступени скорости) l_{21} , а также выходные длины направляющих лопаток l_{12} и рабочих лопаток второго ряда (второй ступени скорости) l_{22} назначим такими, чтобы была обеспечена плавность раскрытия проточной части и оптимальные перекрыши между решетками ($\Delta l = 0,002 \dots 0,003$ м).

В современных турбинах с двумя ступенями скорости отношение выходной длины рабочих лопаток второго венца к выходной длине сопел принимается равным $l_{22}/l_{11} = 1,3 \dots 2,5$. Для учебных целей можно рекомендовать следующие размеры:

$$l_{21} = 1,02 \cdot l_{11} + \Delta l;$$

$$l_{12} = 1,02 \cdot l_{21} + \Delta l;$$

$$l_{22} = 1,02 \cdot l_{12} + \Delta l.$$

Ширину рабочих b_{21}, b_{22} и направляющих b_{12} лопаток

примем по конструктивным соображениям на основе опыта проектирования двухвенечных ступеней:

–при длине лопаток l_{21}, l_{12}, l_{22} менее 0,03 м ширину можно взять $b_{21}=b_{22}=b_{21}=0,025$ м;

–при большей длине можно руководствоваться общей зависимостью

$$b = 0,025 + 0,1 \cdot (l - 0,03).$$

Бóльшие значения ширины лопаток следует брать по условиям прочности и вибрационной надежности для турбин высоких параметров. Рабочие и направляющие лопатки неизменной длины применяются в турбине малой мощности (для упрощения технологии изготовления). Лопатки с длиной, увеличивающейся от входного сечения к выходному, как обеспечивающие большую экономичность, но более дорогостоящие применяют в турбинах большой мощности. Осевые зазоры между кромками рабочих лопаток и соплами (или направляющими лопатками) выбираются в пределах $\delta = (2 \dots 3)$ мм. Перекрыши в активных ступенях следует брать: внешнюю $\Delta_1 \leq 2,0$ мм, внутреннюю $\Delta_2 \leq 1,0$ мм.

Длину и ширину лопаток каждой решетки необходимо знать для определения коэффициентов скорости φ и ψ этих решеток по рис. 4.

Расчет выходного треугольника скоростей первой рабочей решетки проводится в следующей последовательности.

Коэффициент скорости первой рабочей решетки ψ_{p1} определяется по рис. 4 для отношения b_{21}/l_{21} и угла поворота потока $\Delta\beta = 180 - (\beta_{11} + \beta'_{21})$. Значение β_{11} определено ранее, β'_{21} можно принять ориентировочно по выражению

$$\beta'_{21} = \beta_{11} - (2 \dots 5^\circ).$$

Коэффициент скорости рабочей решетки ψ можно найти также по выражению

$$\Psi = 0,972 - [0,0037 + 0,0002(\Delta\beta - 90)] \cdot (1,4 + b_2/l_2). \quad (5)$$

Теоретическая относительная скорость потока пара на выходе из первой рабочей решетки $w_{2п1}$ определяется по формулам:

$$\text{– при } \rho_{p1} \neq 0 \quad w_{2п1} = \sqrt{2000 \cdot H_{021} + w_{11}^2};$$

$$\text{– при } \rho_{p1} = 0 \quad w_{2п1} = w_{11},$$

где $w_{2п1}$ – относительная теоретическая скорость потока на выходе

из рабочих лопаток полуреальной ступени (процесс расширения пара в сопловой решетке реальный – линия a_0a_{11} (см. рис. 2.), а процесс в рабочей решетке изоэнтропный – линия $a_{11}a_{2п1}$).

Действительная относительная скорость потока в выходном сечении первой рабочей решетки

$$w_{21} = \psi_{p1} \cdot w_{2п1}.$$

Потеря энергии на рабочих лопатках первого венца

$$H_{л1} = (w_{2п1}^2 - w_{21}^2) / 2000 = (1 - \psi_{p1}^2) \cdot w_{2п1}^2 / 2000.$$

Откладывая в h,s -диаграмме (см. рис. 2) от точки $a_{2п1}$ вверх потерю $H_{л1}$, найдем на изобаре p_{21} точку a_{21} – состояние пара за рабочими лопатками. Находим удельный объем пара в этой точке v_{21} , м³/кг.

Энтальпия пара в точке a_{21}

$$h_{21} = h_{11} - H_{021} + H_{л1}.$$

Для выходных сечений сопловой решетки и первой рабочей решетки можно написать уравнения сплошности:

$$G_1 \cdot v_{11} = \pi \cdot d \cdot l_{11} \cdot \varepsilon \cdot c_{11} \cdot \sin \alpha_{11}; \quad (6)$$

$$G_2 \cdot v_{21} = \pi \cdot d \cdot l_{21} \cdot \varepsilon \cdot w_{21} \cdot \sin \beta_{21}. \quad (7)$$

Для парциальных ступеней с малой степенью реактивности утечками пара через зазоры можно пренебречь. Поэтому расход пара через сопловую решетку G_1 равен расходу пара через рабочую решетку G_2 .

Разделив соответственно левые и правые части уравнений (6) и (7), получим

$$v_{11} / v_{21} = l_{11} \cdot c_{11} \cdot \sin \alpha_{11} / (l_{21} \cdot w_{21} \cdot \sin \beta_{21}) = l_{11} \cdot c_{1a1} / (l_{21} \cdot w_{2a1}).$$

Откуда

$$w_{2a1} = c_{1a1} \cdot l_{11} \cdot v_{21} / (l_{21} \cdot v_{11}). \quad (8)$$

Все величины правой части уравнения известны, поэтому можем определить w_{2a1} . Теперь уже можно построить выходной треугольник скоростей первой рабочей решетки и определить графически все его элементы.

Аналитически расчет проводится в следующем порядке.

Находим угол β_{21} (см. рис. 3):

$$\beta_{21} = \arcsin(w_{2a1} / w_{21}).$$

Если β_{21} отличается от принятого ранее β'_{21} более, чем на 5°, то производим пересчет (второе приближение), начиная с определения нового значения ψ_{p1} . Обычно такого пересчета делать нет необходимости, т.к. графики для нахождения ψ имеют приближенный характер.

Далее определяем окружную составляющую относительной скорости на выходе из рабочей решетки первого венца:

$$w_{2u1} = -\sqrt{w_{21}^2 - w_{2a1}^2},$$

(знак минус взят потому, что направление w_{2u1} всегда для активных ступеней противоположно направлению скорости u);

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе

$$c_{2u1} = w_{2u1} + u.$$

Осевые составляющие абсолютной и относительной скоростей потока в каждом сечении ступени одинаковы ($c_{2a1} = w_{2a1}$).

Величина абсолютной скорости на выходе из первой рабочей решетки

$$c_{21} = \sqrt{c_{2a1}^2 + c_{2u1}^2}.$$

Угол выхода потока из рабочей решетки в абсолютном движении

$$\alpha_{21} = \arcsin (c_{2a1}/c_{21}).$$

По излагаемой методике расчета элементов треугольников скоростей их фактическое построение не требуется. Однако элементы треугольников скоростей можно найти и графически, приняв, например, для всех скоростей масштаб (в 1 см – 50 м/с) и построив треугольники, состоящие из векторов скоростей w, c и u (см. рис. 3) . В векторной форме величины скоростей связаны зависимостью

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}.$$

Длина направляющих лопаток на выходе l_{12} известна. Угол входа потока в направляющую решетку получен из расчета первой рабочей решетки (угол α_{21}) . Для определения коэффициента скорости направляющей решетки ϕ_n можно (в первом приближении) воспользоваться графиком для рабочих решеток (рис. 4) или формулой (5). При этом вместо углов β_{11} и β'_{21} берут α_{21} и α'_{12} . Можно принять предварительно так же, как для рабочих решеток, $\alpha'_{12} = \alpha_{21} - (2 \dots 5)^\circ$.

Теплоперепад H_{012} , перерабатываемый в направляющей решетке, и кинетическая энергия потока, выходящего из рабочих лопаток первого венца ($c_{21}^2/2000$), являются основой получения кинетической энергии на выходе из направляющих лопаток. Теоретическая скорость потока на выходе из направляющей

решетки

$$c_{1t2} = \sqrt{2000 \cdot H_{012} + c_{21}^2}.$$

Действительная абсолютная скорость потока на выходе из направляющей решетки

$$c_{12} = \varphi_n \cdot c_{1t2}.$$

Потеря энергии в направляющей решетке

$$H_n = (1 - \varphi_n^2) \cdot (H_{012} + c_{21}^2 / 2000).$$

Откладывая в h, s -диаграмме величину H_n вверх от точки a_{1n2} (см. рис. 2), найдем на изобаре p_{12} точку a_{12} , которая характеризует состояние пара за направляющей решеткой. В этой точке находим удельный объем пара v_{12} .

Из уравнений неразрывности, написанных для выходных сечений первой рабочей и направляющей решеток, можно определить осевую составляющую абсолютной скорости на выходе из направляющей решетки по аналогии с формулой (8):

$$c_{1a2} = c_{2a1} \cdot v_{12} \cdot l_{21} / (v_{21} \cdot l_{12})$$

и угол выхода потока из направляющей решетки

$$\alpha_{12} = \arcsin(c_{1a2} / c_{12}).$$

При большом расхождении найденного α_{12} с ранее принятым α'_{12} (более 5°) уточняем коэффициент скорости φ_n , скорость потока c_{12} , потерю в направляющей решетке H_n .

Расчет элементов входного треугольника скоростей второй рабочей решетки проводится по аналогии с расчетом треугольника скоростей на входе в первую рабочую решетку:

$$c_{1u2} = c_{12} \cdot \cos \alpha_{12},$$

$$c_{1a2} = w_{1a2} = c_{12} \cdot \sin \alpha_{12},$$

$$w_{1u2} = c_{1u2} - u,$$

$$w_{12} = \sqrt{w_{1a2}^2 + w_{1u2}^2},$$

$$\beta_{12} = \arcsin(w_{1a2} / w_{12}).$$

По полученным данным можно построить в масштабе входной треугольник скоростей второй рабочей решетки (см. рис. 3.).

Параметры потока на выходе из второй рабочей решетки определяются по аналогии с параметрами на выходе из первой рабочей решетки.

Принимаем предварительно $\beta'_{22} = \beta_{12} - (2 \dots 5)^\circ$, по величине (b_{22} / l_{22}) и $\Delta\beta = 180 - (\beta'_{22} + \beta_{12})$ находим по (рис. 4) или формуле (5) коэффициент скорости второй рабочей решетки ψ_{p2} .

Теоретическая относительная скорость потока на выходе из рабочих лопаток второго венца

$$w_{2п2} = \sqrt{2000 \cdot \dot{I}_{022} + w_{12}^2}.$$

Действительная относительная скорость

$$w_{22} = \psi_{p2} \cdot w_{2п2}.$$

Потеря энергии во второй рабочей решетке

$$H_{л2} = (w_{2п2}^2 - w_{22}^2) / 2000.$$

Откладывая в h,s -диаграмме (см. рис. 2) от точки $a_{2п2}$ вверх потерю $H_{л2}$, найдем на изобаре p_{22} точку a_{22} , в которой определяется удельный объем пара на выходе из рабочих лопаток второго венца v_{22} .

Элементы выходного треугольника скоростей второго венца рабочих лопаток:

$$w_{2a2} = w_{1a2} \cdot l_{12} \cdot v_{22} / (l_{22} \cdot v_{12}),$$

$$\beta_{22} = \arcsin(w_{2a2} / w_{22}).$$

При большом расхождении β_{22} и β'_{22} уточняем коэффициент скорости ψ_{p2} и корректируем величины w_{22} и $H_{л2}$.

Другие элементы выходного треугольника скоростей второй рабочей решетки:

$$w_{2u2} = -\sqrt{w_{22}^2 - w_{2a2}^2};$$

$$c_{2u2} = w_{2u2} + u;$$

$$c_{2a2} = w_{2a2};$$

$$c_{22} = \sqrt{c_{2a2}^2 + c_{2u2}^2};$$

$$\alpha_{22} = \arccos(-c_{2u2} / c_{22}).$$

Потеря с выходной скоростью ступени

$$H_b = c_{22}^2 / 2000.$$

Удельная механическая энергия, полученная рабочими лопатками первого и второго венцов, определяется по уравнению Эйлера:

$$L = u \cdot [(c_{1u1} - c_{2u1}) + (c_{1u2} - c_{2u2})] \cdot 10^{-3}.$$

Проверяем сходимость энергетического баланса ступени:

$H'_0 = H_0 + c_0^2 / 2000$ – полный располагаемый теплоперепад ступени (подвод энергии), где c_0 – скорость потока на входе в ступени (в данном случае принимаем $c_0 = 0$);

$H''_0 = L + H_{c1} + H_{л1} + H_{c2} + H_{л2} + H_b$ – расход энергии ступени.

В соответствии с законом сохранения энергии применительно к ступени турбины подвод энергии H'_0 и расход энергии H''_0

должны быть одинаковы (в пределах точности вычислительного устройства). При значительном расхождении баланса (более 0,1 %) необходимо найти арифметическую ошибку в расчете (повторить расчет). Теоретически баланс должен сходиться точно.

Относительный лопаточный КПД ступени

$$\eta_{ол} = L / (H_0 + c_0^2 / 2000) .$$

Этот КПД характеризует потери в проточной части. Мощность, передаваемая рабочим колесом на вал турбины, будет меньше мощности на рабочих лопатках вследствие существования потерь от утечек H_y , трения диска в вязкой среде и вентиляции $H_{ТВ}$, выколачивания на краях сопловых сегментов $H_{ВК}$, от влажности пара $H_{ВЛ}$. Причины возникновения этих потерь хорошо описаны в учебной литературе по турбомашинам [3].

Для двухвенечных колес со ступенями скорости, имеющих малую степень реактивности и парциальный подвод пара, отдельный учет потерь H_y , $H_{ТВ}$ и $H_{ВК}$ при эксперименте невозможен. Поэтому при расчете ограничиваются определением $H_{ТВ} + H_{ВК}$, полагая, что потери на утечку частично уже учтены при выборе коэффициентов скорости φ и ψ , а частично войдут в величины $H_{ТВ}$ и $H_{ВК}$.

Рекомендуются следующие формулы для подсчета $H_{ТВ}$ и $H_{ВК}$, кДж/кг.

Потери на трение и вентиляцию

$$H_{ТВ} = N_{ТВ} / G,$$

где

$$N_{ТВ} = \lambda [A \cdot d^2 + B \cdot (1 - \varepsilon - 0,5 \cdot \varepsilon_k) \cdot d \cdot (l_{21}^{1.5} + l_{22}^{1.5})] \cdot (u/100)^3 / v_1. \quad (9)$$

Здесь d – средний диаметр ступени, м;

l_{21} , l_{22} – выходные длины рабочих лопаток 1-й и 2-й рабочей решетки, см;

u – окружная скорость, м/с;

v_1 – средний удельный объем пара в камере диска, м³/кг,

$$v_1 = (v_{11} + v_{22}) / 2;$$

ε_k – доля окружности рабочего колеса, на который установлены прикрывающие гребни (для снижения вентиляционных потерь).

Коэффициенты $A = 1,0$; $B = 0,4$; $\lambda = 1,0$ (для перегретого пара) и $\lambda = 1,2 \dots 1,3$ (для насыщенного пара).

Потери на выколачивание (сегментные потери)

$$H_{ВК} = \xi_{ВК} \cdot H_0,$$

где

$$\xi_{\text{вк}} = 0,11 \cdot [(b_{\text{р1}} \cdot l_{21}) + (b_{\text{р2}} \cdot l_{22})] \cdot \eta_{0\text{л}} \cdot m \cdot (u/c_{\text{из}}) / F_1,$$

здесь l_{21}, l_{22} – длины рабочих лопаток первого и второго венцов, см;

$b_{\text{р1}}, b_{\text{р2}}$ – ширины рабочих лопаток первого и второго венцов, см;

F_1 – площадь выходного сечения сопел, см²,

$$F_1 = (G \cdot v_{11} / c_1) \cdot 10^4;$$

m – число групп сопел (регулирующих клапанов), принимают $m=3 \dots 5$.

Потери от влажности пара $H_{\text{вл}}$ учитываются в ступенях, работающих на влажном паре,

$$H_{\text{вл}} = 0,85 \cdot H_0 \cdot (2 - x_{11} - x_{22}) / 2,$$

где x_{11} – степень сухости пара на выходе из сопловой решетки, (определяется по h, s -диаграмме в точке a_{11} на рис. 2);

x_{22} – степень сухости пара на выходе из рабочей решетки второго венца, (определяется по h, s -диаграмме в точке a_{22} на рис. 2).

Относительный внутренний КПД двухвенечной ступени

$$\eta_{oi}^{\text{ст}} = \eta_{0\text{л}} - [(H_{\text{тв}} + H_{\text{вк}} + H_{\text{вл}}) / H_0].$$

Внутренний теплоперепад ступени

$$H_i = H_0 \cdot \eta_{oi}^{\text{ст}}.$$

Проведя вариантыные расчеты ступени, отличающиеся величиной отношения $u/c_{\text{из}}$, и получив для этих вариантов значения $\eta_{oi}^{\text{ст}}$, можно определить оптимальный вариант с максимальным $\eta_{oi}^{\text{ст}}$, который принимаем для окончательного конструирования диска Кертиса, если он приемлем по конструктивным соображениям и требованиям механической прочности.

По найденному оптимальному значению $\eta_{oi}^{\text{ст}} = \eta_{oi}'$ определяем уточненный расход пара на турбину по формуле (1). В соответствии с изменившимся расходом пара корректируем длины сопловых, рабочих и направляющих лопаток $l_{11}, l_{21}, l_{12}, l_{22}$ или изменяем степень парциальности.

На основании полученных из расчета углов входа и выхода потока необходимо начертить средние линии профилей рабочих и направляющих лопаток (см. рис. 3). Далее можно подобрать необходимые профили для сопловой, рабочих и направляющей решеток по учебнику [3].

ПРИМЕР РАСЧЕТА ТУРБИНЫ СО СТУПЕНЯМИ СКОРОСТИ

Задание

Рассчитать одноступенчатую паровую турбину с двумя ступенями скорости на следующие параметры:

- 1) эффективную мощность на валу турбины $N_e = 3000$ кВт;
- 2) частоту вращения $n = 75$ с⁻¹;
- 3) давление пара перед турбиной $p'_0 = 5,0$ МПа;
- 4) температуру свежего пара $t'_0 = 500$ °С;
- 5) конечное давление пара $p'_k = 1,6$ МПа.

1. Определение ориентировочного расхода пара на турбину

Давление пара перед соплами

$$p_0 = 0,95 \cdot p'_0 = 4,75 \text{ МПа.}$$

Падение давления в выходной коробке и выхлопном патрубке турбины при $\lambda = 0,06$ по формуле (2) :

$$\Delta p = p'_k \cdot \lambda \cdot (c_{вп} / 100)^2 = 1,6 \cdot 0,06 \cdot (0,5)^2 = 0,024 \text{ МПа.}$$

Давление за рабочими лопатками второго венца

$$p_k = p'_k + \Delta p = 1,6 + 0,024 = 1,624 \text{ МПа.}$$

По h, s -диаграмме определяем энтальпию пара в точках A'_0, A'_{kt} и располагаемый теплоперепад идеальной турбины (см. рис. 1):

$$H^T_{0ид} = 3434 - 3038 = 346 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемый (перерабатываемый) теплоперепад ступени

$$H^T_0 = h_0 - h_{kt} = 3434 - 3104 = 330 \text{ кДж/кг.}$$

Относительный эффективный КПД турбины определяем по выражению (3):

$$\eta_{ое} = \eta_{др} \cdot \eta'_{oi} \cdot \eta_{ввр} \cdot \eta^T_m,$$

где $\eta_{др} = H^T_0 / H^T_{0ид} = 0,955$ (при расчетном режиме),

здесь η'_{oi} – внутренний относительный КПД и η^T_m –

механический КПД турбины оцениваем по учебнику: $\eta'_{oi} = 0,75$, $\eta^T_m = 0,98$.

Коэффициент выхода внутренней работы $\eta_{ввр} = 1,0$ (при отсутствии отборов пара из турбины), тогда

$$\eta_{ое} = 0,955 \cdot 0,75 \cdot 1,0 \cdot 0,98 = 0,702.$$

Ориентировочный расход пара на турбину

$$G = N_e / (H^T_{0ид} \cdot \eta_{ое}) = 3000 / (346 \cdot 0,702) = 12,35 \text{ кг/с.}$$

2. Тепловой расчет проточной части

Примем степени реактивности $\rho_{pl}=0,02$, $\rho_n=0,02$, $\rho_{p2}=0,02$.

В соплах должен быть переработан теплоперепад

$$H_{011}=H_0^T \cdot (1-\sum \rho) = 330 \cdot (1-0,06) = 310,2 \text{ кДж/кг.}$$

Давление за соплами по h , s -диаграмме

$$p_{11} = 1,75 \text{ МПа.}$$

Теплоперепады, перерабатываемые в рабочих и направляющей решетках:

$$H_{021} = H_{012} = H_{022} = 330 \cdot 0,02 = 6,60 \text{ кДж/кг.}$$

Давление пара за первой рабочей решеткой $p_{21} = 1,708 \text{ МПа.}$

Давление пара за направляющей решеткой $p_{12} = 1,666 \text{ МПа.}$

Давление пара за второй рабочей решеткой $p_{22} = 1,624 \text{ МПа.}$

Задавшись коэффициентом скорости для сопловой решетки $\varphi = 0,96$, определяем состояние пара за соплами в точке a_{11} на изобаре p_{11} при энтальпии $h_{11} = h_0 - H_{01} + H_{c1}$,

где потери в соплах

$$H_{c1} = (1-\varphi^2) \cdot H_{01} = (1-0,96^2) \cdot 310,2 = 24,32 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_{11} = 3434 - 310,2 + 24,32 = 3148,12 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный объем в этой точке $v_{11} = 0,160 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Определяем условную скорость истечения пара из сопел

$$c_{из} = \sqrt{2000 \cdot H_0^T} = 812,4 \text{ м/с.}$$

Примем значения $u/c_{из}$ равными 0,2; 0,22; 0,24; 0,26; 0,28 и проведем вариантыные расчеты, результаты которых сведены в табл. 1 (во всех вариантах принято $\alpha_{11} = 11^\circ$). Для первого варианта отношение $u/c_{из} = 0,2$. Окружная скорость в этом варианте

$$u = (u/c_{из}) \cdot c_{из} = 0,2 \cdot 812,4 = 162,5 \text{ м/с.}$$

Средний диаметр ступени $d = u/(\pi \cdot n) = 0,69 \text{ м.}$

Действительная скорость пара на выходе из сопловой решетки (предварительная)

$$c_{11} = \varphi \cdot c_{11l} = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot H_{01}} = 0,96 \cdot \sqrt{2000 \cdot 310,2} = 756,1 \text{ м/с.}$$

Из уравнения сплошности для выходного сечения сопловой решетки определяем

$$\begin{aligned} \varepsilon \cdot l_{11} &= G \cdot v_{11} / (\pi \cdot d \cdot c_{11} \cdot \sin \alpha_{11}) = \\ &= 12,35 \cdot 0,16 / (\pi \cdot 0,69 \cdot 756,1 \cdot \sin 11^\circ) = 0,00701 \text{ м.} \end{aligned}$$

Так как $\varepsilon \cdot l_{11} < 0,02 \text{ м}$, принимаем парциальный подвод пара к

рабочим лопаткам и находим оптимальную степень парциальности

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 3 \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot l_{11}} = 3 \cdot \sqrt{0,00701} = 0,251.$$

Длина сопловых лопаток

$$l_{11} = \varepsilon \cdot l_{11} / \varepsilon_{\text{опт}} = 0,0279 \text{ м.}$$

Ширину сопловых лопаток принимаем $b_{11} = 0,05 \text{ м.}$

Уточненный коэффициент скорости сопловой решетки определяем по рис. 4 при $b_{11}/l_{11} = 0,05/0,0279 = 1,792$ и значении угла $\alpha_{11} = 11^\circ$:

$$\varphi = 0,964.$$

Уточненная скорость пара на выходе из сопловой решетки

$$c_{11} = 0,964 \cdot \sqrt{2000 \cdot 310,2} = 759,3 \text{ м/с.}$$

Уточненная потеря энергии в сопловой решетке

$$H_c = (1 - \varphi^2) \cdot H_{011} = (1 - 0,964^2) \cdot 310,2 = 21,932 \text{ кДж/кг.}$$

Размеры сопловых лопаток остаются неизменными. Размеры рабочих и направляющих лопаток принимаем для обеспечения плавности раскрытия проточной части такими:

$$l_{21} = 0,031 \text{ м, } l_{12} = 0,034 \text{ м, } l_{22} = 0,037 \text{ м,} \\ b_{21} = 0,025 \text{ м, } b_{12} = 0,026 \text{ м, } b_{22} = 0,027 \text{ м.}$$

Дальнейший расчет турбинной ступени для всех пяти вариантов сведем в табл. 1. Формулы для определения всех численных значений величин приведены выше.

По результатам вариантных расчетов ступеней определяется (табл. 1) оптимальный вариант при наибольшем значении внутреннего относительного КПД. В данном примере расчета максимальное значение $\eta_{oi \text{ max}} = 0,7396$ соответствует отношению $u/c_{из} = 0,22$.

Так как турбина одноступенчатая, внутренний относительный КПД турбины равен оптимальному КПД ступени:

$$\eta'_{oi} = \eta_{oi \text{ max}} = 0,7396,$$

а относительный эффективный КПД турбины

$$\eta_{oe} = \eta_{др} \cdot \eta'_{oi} \cdot \eta_{ввр} \cdot \eta_m^T = 0,955 \cdot 0,7396 \cdot 1,0 \cdot 0,98 = 0,6922,$$

используя который, определяем уточненный расход пара на турбину

$$G' = N_e / (H_{0ид} \cdot \eta_{oe}) = 3000 / (346 \cdot 0,6922) = 12,526 \text{ кг/с.}$$

Таблица 1

Результаты вариантных расчетов турбинной ступени

№ пп	Физическая величина и обозначение её единицы	Обозначение физических величин и формулы их определения	Отношение скоростей $u/c_{из}$				
			0,20	0,22	0,24	0,26	0,28
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Окружная скорость, м/с	u	162,48	178,68	195,0	211,2	227,5
2	Средний диаметр ступени, м	d	0,69	0,758	0,827	0,896	0,9655
3	Угол выхода потока пара из сопловой решетки, град.	α_{11}	11,0	11,0	11,0	11,0	11,0
4	Предварительная скорость выхода пара из сопловой решетки, м/с	$c_{11п}$	756,1	756,1	756,1	756,1	756,1
5	Произведение $\varepsilon \cdot l_{11}$, м	$\varepsilon \cdot l_{11}$	0,00701	0,00638	0,00585	0,00540	0,00501
6	Степень парциальности (оптимальная)	$\varepsilon_{опт} = 3,0 \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot l_{11}}$	0,251	0,234	0,2241	0,2155	0,2077
7	Длина сопловых лопаток, м	l_{11}	0,0279	0,0266	0,0255	0,0245	0,0236
8	Ширина сопловых лопаток, м	b_{11}	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
9	Коэффициент скорости сопловой решетки (уточненный)	$\varphi = 0,98 - 0,009 \cdot b_{11} / l_{11}$ (или рис. 4)	0,964	0,963	0,9623	0,9616	0,961
0	Размеры лопаток рабочих и направляющих решеток, м	l_{21}	0,031	0,030	0,029	0,028	0,027
		l_{12}	0,034	0,033	0,032	0,031	0,030
		l_{22}	0,037	0,036	0,035	0,034	0,033
		b_{21}	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
		b_{12}	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026
		b_{22}	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027
11	Абсолютная скорость пара на выходе из сопловой решетки, м/с	$c_{11} = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot H_{011}}$	759,3	758,5	757,96	757,41	756,94
12	Потеря энергии в сопловой решетке, кДж/кг	$H_c = (1 - \varphi^2) \cdot H_{011}$	21,932	22,539	22,948	23,365	23,721

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
13	Элементы входного треугольника скоростей первой рабочей решетки, м/с	$c_{1u1} = c_{11} \cdot \cos \alpha_{11}$ $c_{1a1} = w_{1a1} = c_{11} \cdot \sin \alpha_{11}$ $w_{1u1} = c_{1u1} - u$ $w_{11} = \sqrt{w_{1a1}^2 + w_{1u1}^2}$	745,35 144,88 582,87 600,5	744,564 144,729 565,88 584,09	744,034 144,626 549 567,73	743,494 144,521 532,2 551,474	743,033 144,431 515,5 535,375
14	Угол входа потока в первую рабочую решетку, град.	$\beta_{11} = \arcsin(w_{1a1}/w_{11})$	13,96	14,346	14,76	15,19	15,65
15	Коэффициент скорости первой рабочей решетки	Ψ_{p1} (по рис. 4)	0,9363	0,9363	0,9363	0,9363	0,9363
16	Потери энергии в первой рабочей решетке, кДж/кг	$H_{л1} = (1 - \varphi_{p1}^2) \cdot (H_{021} + w_{11}^2/2000)$	23,053	21,854	20,692	19,57	18,49
17	Относительная скорость пара на выходе из первой рабочей решетки, м/с	$w_{21} = \Psi_{p1} \cdot \sqrt{w_{11}^2 + 2000 H_{01}}$	572,45	557,36	542,34	527,43	512,68
18	Энтальпия пара на выходе из первой рабочей решетки, кДж/кг	$h_{21} = h_0 - H_{011} - H_{021} + H_c + H_{л1}$	3162,2	3161,6	3160,8	3160,1	3159,4
19	Удельный объем пара за первой рабочей решеткой, м ³ /кг	v_{21} (по h, s -диаграмме)	0,166	0,166	0,166	0,166	0,166
20	Осевая составляющая относительной и абсолютной скорости за первой рабочей решеткой, м/с	$w_{2a1} = c_{2a1} = c_{1a1} \cdot l_{11} \cdot v_{21} / (l_{21} \cdot v_{11})$	135,26	133,14	131,94	131,2	131,0
21	Угол выхода потока пара из первой рабочей решётки , град.	$\beta_{21} = \arcsin(w_{2a1}/w_{21})$	13,67	13,82	14,08	14,4	14,8
22	Другие элементы выходного треугольника скоростей первой рабочей решётки, м/с	$w_{2u1} = -w_{21} \cdot \cos(\beta_{21})$ $c_{2u1} = w_{2u1} + u$ $c_{2a1} = w_{2a1}$ $c_{21} = \sqrt{c_{2u1}^2 + c_{2a1}^2}$	-556,23 -393,75 135,26 416,33	-541,22 -362,54 133,14 386,21	-526,05 -331,05 131,94 356,38	-510,86 -299,66 131,2 327,12	-495,67 -268,17 131,0 298,45

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
23	Угол выхода потока пара из первой рабочей решётки в абсолютном движении, град.	$\alpha_{21} = \arcsin(c_{2a1}/c_{21})$	18,96	20,17	21,73	23,65	26,04
24	Коэффициент скорости направляющей решётки	φ_n (по рис 4)	0,9404	0,9413	0,9422	0,9437	0,9455
25	Скорость пара на выходе из направляющей решётки - теоретическая, м/с -действительная, м/с	$c_{1t2} = \sqrt{c_{21}^2 + 2000H_{012}}$ $c_{12} = \varphi_n c_{1t2}$	431,89 406,15	402,94 379,28	374,44 352,80	346,71 327,19	319,80 302,37
26	Потери энергии в направляющей решётке, кДж/кг	$H_n = (1 - \varphi_n^2) (H_{012} + c_{21}^2/2000)$	10,79	9,25	7,87	6,58	5,42
27	Энтальпия пара на выходе из направляющей решетки, кДж/кг	$h_{12} = h_{21} - H_{012} + H_n$	3166,1	3164,3	3162,1	3160,1	3158,2
28	Удельный объем пара за направляющей решёткой, м ³ /кг	v_{12} (по h,s -диаграмме)	0,1704	0,1701	0,1698	0,1696	0,1693
29	Осевая составляющая скорости за направляющей решёткой,м/с	$c_{1a2} = c_{2a1} \cdot v_{12} \cdot l_{21}/(v_{21} \cdot l_{12})$	126,59	124,02	122,18	121,08	120,24
30	Угол выхода потока из направляющей решётки, град.	$\alpha_{12} = \arcsin(c_{1a2}/c_{12})$	18,16	19,04	20,26	21,72	23,43
31	Элементы входного треугольника скоростей второй рабочей решётки, м/с	$c_{1u2} = c_{12} \cdot \cos(\alpha_{12})$ $w_{1u2} = c_{1u2} - u$ $w_{1a2} = c_{1a2}$ $w_{12} = \sqrt{w_{1u2}^2 + w_{1a2}^2}$	385,92 223,44 126,59 256,81	358,46 179,78 124,02 218,41	330,97 135,97 122,18 182,78	303,96 92,76 121,08 152,53	277,44 49,94 120,24 130,2
32	Угол входа пара во вторую рабочую решетку, град.	$\beta_{12} = \arcsin(w_{1a2}/w_{12})$	29,53	34,60	41,95	52,54	67,44
33	Коэф. скорости второй рабочей решетки	Ψ_{p2} (по рис.4)	0,9503	0,9546	0,9612	0,9639	0,9645

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
34	Скорость пара на выходе из второй рабочей решётки - теоретическая, м/с -действительная, м/с	$w_{2r2} = \sqrt{2000H_{022} + w_{12}^2}$ $w_{22} = \psi_{p2} \cdot w_{2r2}$	281,34 267,36	246,78 235,58	215,89 207,51	190,96 184,07	173,64 167,48
35	Потери во второй рабочей решетке, кДж/кг	$H_{л2} = (w_{2r2}^2 - w_{22}^2) / 2000$	3,835	2,701	1,774	1,292	1,051
36	Энтальпия пара на выходе из второй рабочей решетки, кДж/кг	$h_{22} = h_{12} - H_{022} + H_{л2}$	3163,3	3160,4	3157,3	3154,8	3152,7
37	Удельный объем пара на выходе из второй рабочей решетки, м ³ /кг	v_{22} (по h,s -диаграмме) (при $p_{22} = 1,624$ МПа)	0,1744	0,1740	0,1736	0,1732	0,1729
38	Осевая составляющая относи-тельной скорости за второй рабочей решеткой, м/с	$w_{2a2} = w_{1a2} \cdot l_{12} \cdot v_{22} / (l_{22} \cdot v_{12})$	119,27	116,29	114,47	112,74	111,63
39	Угол выхода пара из второй рабочей решётки , град.	$\beta_{22} = \arcsin(w_{2a2} / w_{22})$	26,49	29,58	33,48	37,77	41,80
40	Другие элементы выходного треугольника скоростей второй рабочей решетки, м/с	$w_{2u2} = -w_{22} \cdot \cos(\beta_{22})$ $c_{2u2} = w_{2u2} + u$ $c_{2a2} = w_{2a2}$ $c_{22} = \sqrt{c_{2a2}^2 + c_{2u2}^2}$	-239,29 -76,81 119,27 141,86	-204,88 -26,20 116,29 119,20	-173,08 21,92 114,47 116,55	-145,50 65,70 112,74 130,49	-124,85 102,95 111,63 151,86
41	Угол выхода пара из второй рабочей решётки в абсолютн. движении, град.	$\alpha_{22} = \arccos(c_{2u2} / c_{22})$	57,22	77,30	100,84	120,23	132,68
42	Потери энергии с выходной скоростью ступени, кДж/кг	$H_B = c_{22}^2 / 2000$	10,062	7,104	6,792	8,514	11,531
43	Располагаемый теплоперепад ступени, кДж/кг	H_0	330	330	330	330	330

1	2	3	4	5	6	7	8
44	Расход энергии в ступени, кДж/кг -работа на лопатках -потери в соплах -потери в первой рабочей решетке -потери в направляющей решетке -потери во второй рабочей решетке -потери с выходной скоростью ступени	$L=u[(c_{1u1}-c_{2u1})+(c_{1u2}-c_{2u2})]\cdot 10^{-3}$ H_c $H_{л1}$ H_n $H_{л2}$ $H_B = c_{22}^2 / 2000$	260,26 21,932 23,053 10,79 3,835 10,062	266,55 22,539 21,854 9,25 2,701 7,104	269,91 22,948 20,692 7,87 1,774 6,792	270,63 23,365 19,570 6,58 1,292 8,514	269,75 23,721 18,490 5,42 1,051 11,531
	Итого:		329,932	329,998	329,986	329,951	329,953
45	Относительный лопаточный КПД ступени	$\eta_{ол} = L/H_0$	0,7887	0,8077	0,8179	0,8201	0,8174
46	Потеря мощности на трение и вентиляцию по формуле(9), кВт	$N_{TB} = [d^2 + 0,4(1-\varepsilon - 0,5\varepsilon_k) d (l^{1,5}_{21} + l^{1,5}_{22})] \cdot (u/100)^3 \cdot 1/v_1$	46,15	67,74	96,40	131,0	179,0
47	Удельные потери на трение и вентиляцию, кДж/кг	$H_{TB} = N_{TB}/G$	3,736	5,485	7,806	10,526	14,494
48	Коэффициент сегментных потерь («выколачивания»)	ξ_{BK}	0,0471	0,0515	0,0552	0,0581	0,0603
49	Потери сегментные удельные, кДж/кг	$H_{BK} = \xi_{BK} \cdot H_0$	15,543	16,995	18,216	19,173	19,898
50	Потери от влажности, кДж/кг	$H_{вл} = 0,85 \cdot H_0 \cdot (2 - x_{11} - x_{22})/2$	0	0	0	0	0
51	Внутренний относительный КПД ступени	$\eta_{oi}^{ст} = \eta_{ол} - (H_{TB} + H_{BK} + H_{вл})/H_0$	0,7303	0,7396	0,7390	0,7299	0,7132
52	Внутренний (использованный) теплоперепад ступени, кДж/кг	$H_i = \eta_{oi} \cdot H_0$	240,992	244,068	243,87	240,867	235,356
53	Энтальпия пара на выходе из ступени, кДж/кг	$h_K = h_0 - H_i$	3193,01	3189,93	3190,13	3193,13	3198,64

По уточненному расходу пара корректируем степень парциальности турбины (без изменений длины лопаток)

$$\varepsilon' = \varepsilon_{\text{опт}} \cdot G' / G = 0,251 \cdot 12,526 / 12,35 = 0,2546.$$

По полученным в оптимальном варианте расчета ступени значениям углов входа и выхода потока для каждой решетки подбираем из таб. 3.1 с. 86 учебника [3] необходимые профили лопаток:

сопловые лопатки по $\alpha_0 = 90^\circ$, $\alpha_{11} = 11^\circ$ – профиль С -90-12Р;
рабочие лопатки первого венца по $\beta_{11} = 14,3^\circ$, $\beta_{21} = 13,8^\circ$ –
профиль Р-23-14А;

направляющие лопатки по $\alpha_{21} = 20,17^\circ$, $\alpha_{12} = 19,04^\circ$ –
профиль Р-26-17А;

рабочие лопатки второго венца по $\beta_{21} = 34,6^\circ$, $\beta_{22} = 29,6^\circ$ –
профиль Р-35-25А.

Тепловой расчет турбины с двумя ступенями скорости окончен. По полученным геометрическим размерам ступени для оптимального варианта необходимо начертить продольный разрез ступени, решетки профилей лопаток и треугольники скоростей для входных и выходных сечений рабочих решеток (см. рис. 3).

2. РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ КАМЕРНОЙ ТУРБИНЫ

Задание

Для проектируемой конденсационной турбины должны быть заданы следующие параметры:

а) номинальная или экономическая мощность турбины $N_{\text{ном}}$ или $N_{\text{эк}}$;

б) начальные параметры пара перед стопорным клапаном p'_0 , t'_0 ;

в) давление пара на выходе из выхлопного патрубка турбины $p'_к$;

г) частота вращения турбины n .

2.1. Определение потерь давления на входе и выходе из турбины

При экономической мощности турбина имеет максимальный КПД. На эту мощность и должен производиться

основной тепловой расчет. Экономическая мощность $N_{\text{эк}}$ турбин для привода электрических генераторов обычно принимается равной $(0,9 \dots 1,0) \cdot N_{\text{ном}}$; для турбин большой мощности обычно $N_{\text{эк}} = N_{\text{ном}}$; в турбинах для привода компрессоров, нагнетателей и насосов $N_{\text{эк}} = (0,7 \dots 0,8) N_{\text{ном}}$.

Начальные параметры пара p'_0 и t'_0 указываются по состоянию перед стопорным клапаном СК (рис. 5).

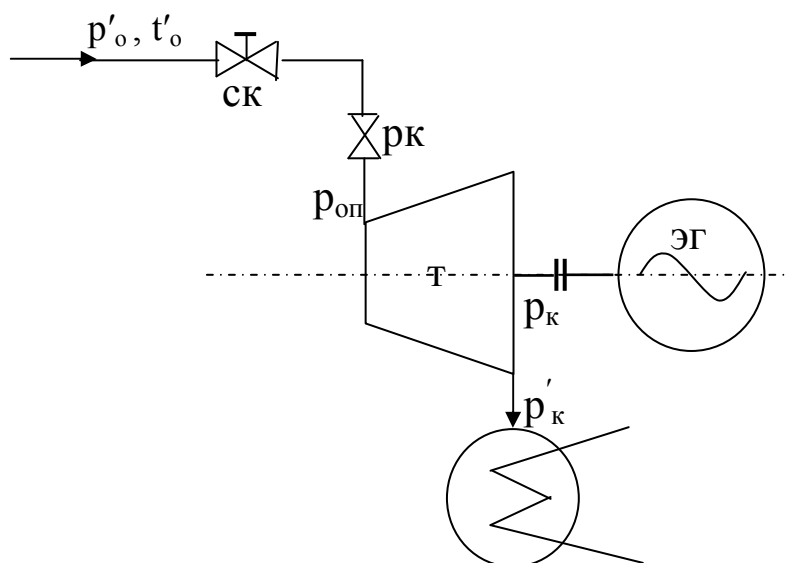


Рис. 5. Схема турбинной установки

Параметры пара перед соплами первой ступени будут отличаться от начальных, т.к. до сопел пар подвергается дросселированию в стопорном и регулирующих клапанах. Давление пара перед соплами первой ступени $p_{\text{оп}}$ будет зависеть от степени открытия регулирующих клапанов (стопорный клапан при всех режимах открыт полностью). При полном открытии регулирующих клапанов (экономическая мощность) дросселирование будет минимальным и перед соплами первой ступени установится давление p_0 .

Величину p_0 определяют по формуле

$$p_0 = (0,97 \dots 0,95) p'_0.$$

Давление на выходе из рабочих лопаток последней ступени будет зависеть от положения лопаток по отношению к выхлопному патрубку. Если выхлопной патрубок расположен внизу, то под p_k понимается давление на выходе из рабочей решетки последней ступени на высоте горизонтального разъема

турбины. Это давление несколько больше давления на выходе из выхлопного патрубка.

Величина потери давления в выхлопном патрубке турбины сильно зависит от формы патрубка. Для уменьшения этой потери стремятся использовать, по возможности, кинетическую энергию потока пара, покидающего лопатки последней ступени. Для этого выхлопной патрубок выполняется в виде диффузора, преобразующего часть кинетической энергии в энергию давления.

Увеличение единичной мощности паровых турбин при ограниченных размерах последней ступени приводит к возрастанию потерь с выходной скоростью (до 30...60 кДж/кг). Вопросу восстановления в давление кинетической энергии потока пара, покидающего лопатки последней ступени, необходимо уделять соответствующее внимание, т.к. это приводит к заметному увеличению экономичности турбины в целом.

Выхлопные патрубки турбин, выпускаемых в настоящее время, выполнены с учетом максимального использования их диффузорного эффекта. В таких патрубках восстанавливается до 30...40 % кинетической энергии потока пара, покидающего последнюю ступень турбины. Значение диффузорного эффекта для экономичности турбины достаточно ясно и подробно освещается в литературе.

Для оценки потери давления в выхлопном патрубке можно воспользоваться формулой Форнера (2).

Для конденсационных турбин скорость $c_{вп}$ принимают в пределах 80...120 м/с, для турбин с противодавлением – 40...60 м/с.

2.2. Выбор основных конструктивных особенностей турбины

При тепловом расчете конденсационных турбин целесообразно различать следующие группы ступеней:

- группа I—регулирующая ступень;
- группа II—ступени, работающие в области малых объемных расходов, т.е. ступени с малыми длинами лопаток;
- группа III—промежуточные ступени, в которых объемные

расходы, а следовательно, и длины лопаток уже достаточно велики;

группа IV—ступени низкого давления, работающие под вакуумом, в которых объемные расходы пара быстро растут. Лопатки этой группы у крупных машин очень длинные и закрученные.

Такое разделение на группы ступеней носит условный характер, но т.к. в расчете и конструировании ступеней этих групп имеются свои особенности, то оно имеет свой смысл.

Регулирующая ступень может быть выполнена одновенечной или многовенечной (ступень давления со ступенями скорости). Выбор типа регулирующей ступени определяется величиной намечаемого для этой ступени изоэнтропийного теплоперепада. При большом теплоперепаде выбирается двухвенечная ступень, при малом теплоперепаде—одновенечная ступень. В регулирующей ступени степень парциальности переменна (сопловое регулирование) и даже при расчетном режиме часто не равна 1. Поэтому регулирующую ступень целесообразно выполнять со степенью реактивности, примерно равной нулю. Этим также достигается устранение больших осевых усилий, действующих на диск регулирующей ступени. Диаметр регулирующей ступени d_{pc} может быть больше или меньше, чем последующей ступени, и зависит от перерабатываемого ступенью теплоперепада H_o^{pc} (чем больше H_o^{pc} , тем больше d_{pc}).

КПД регулирующей ступени, как правило, ниже КПД остальных ступеней давления. Следовательно, увеличение теплоперепада на регулирующую ступень приведет к снижению общего КПД турбины при расчетном режиме. Однако чем ниже давление пара в камере регулирующей ступени, тем проще и дешевле становится турбина, т.к. при этом уменьшается число ступеней, уменьшается утечка пара через переднее концевое уплотнение, становится возможным применение более дешевых материалов для ротора и цилиндра.

Для турбин с малым объемным расходом пара эти факторы определяют наиболее благоприятный теплоперепад на регулирующую ступень. Для турбин с большим объемным расходом пара перечисленные выше факторы уже не являются первостепенными. В мощных современных турбинах

двухвенечные регулирующие ступени используют теплоперепады порядка 170...250 кДж/кг, в то время как в турбинах малой мощности этот теплоперепад может достигать 400...500 кДж/кг. Таким образом, теплоперепад регулирующей ступени составляет 10...35 % от $H_{0ид}^T$ (в зависимости от начальных и конечных параметров). Окончательный выбор H_0^{pc} производится на основе анализа переменного режима турбины.

В регулирующей ступени, а также в ступенях, следующих за регулирующей и работающих в области небольших удельных объемов пара, задачей конструирования является определение таких диаметров ступеней и углов α_1 , β_2 , которые обеспечили бы нужную длину лопаток (не менее 9...10 мм). Общие соображения о выборе степени парциальности ε и длины сопел и рабочих лопаток, изложенные в разделе 1.2, относятся и к этим ступеням. Желательно уже со 2-й ступени (следующей за регулирующей) иметь $\varepsilon=1$. В камерных турбинах минимальные углы α_1 для активных ступеней принимаются равными 9...14°.

Удельный объем пара (и, следовательно, объемный расход) постепенно растет от 2-й ступени к последней. Вследствие этого необходимо обеспечить все большую площадь прохода кольцевой проточной части по мере расширения пара.

Средствами увеличения проходного сечения являются:

- а) увеличение среднего диаметра,
- б) увеличение длин лопаток.

Чем меньше диаметр и чем короче лопатка, тем больше должен быть осевой компонент скорости течения пара ($c_{2a}=w_{2a}$), т.е. тем больше должны быть соответствующие углы в треугольниках скоростей. Величина этих углов, понятно, связана и со степенью реактивности ступеней.

Задачей теплового расчета является получение таких конструктивных форм, которые обеспечивают:

- 1) получение высоких КПД ступеней при минимально возможном числе ступеней;
- 2) плавное раскрытие проточной части турбины;
- 3) переработку заданного теплоперепада.

Эти конструктивные формы для каждой ступени определяются следующими размерами: d , l_0 , l_1 , l_1' , l_2 , b_1 , b_2 , а также углами α_0 , α_1 , β_1 , β_2 .

В конденсационных турбинах отношение диаметра первой нерегулируемой ступени к диаметру последней d_2/d_z может лежать в пределах от 0,5 в турбинах большой мощности с высокими начальными параметрами до 1,0 в турбинах малой мощности. В турбинах с противодавлением обычно принимают $d_2/d_z \approx 1,0$.

Целесообразно внутренний диаметр проточной части турбин небольшой мощности сохранять постоянным. В этом случае лопатки всех ступеней могут иметь одинаковый профиль у корня. Закрутка лопаток будет увеличиваться по мере увеличения их длины. При расчете величиной d_2/d_z задаются на основании изучения соответствующего чертежа турбины в учебной литературе.

При тепловом расчете ступеней II группы надо иметь в виду, что степень реактивности ступеней желательно брать как можно меньше для устранения больших осевых усилий, т.к. здесь даже при малом теплоперепаде большая степень реактивности определяет большую разницу давлений ($p_1 - p_2$), действующую на диск.

Расчет III группы ступеней, так называемых, промежуточных, в которых удельные объемы пара сравнительно велики и относительно мало меняются в процессе расширения, не представляет затруднений. В этих ступенях всегда получаются приемлемые размеры лопаток; коэффициенты ϕ и ψ почти не зависят от длины лопаток.

Расчет IV группы ступеней, работающих в области весьма больших удельных объемов пара, усложняется тем, что для обеспечения больших объемных расходов пара необходима большая длина лопаток. Проектирование этой группы ступеней для турбины сравнительно небольшой мощности также не представляет особых затруднений. Иначе обстоит дело при проектировании мощных турбин. В этом случае объемный расход пара очень велик и быстро меняется в процессе расширения как от ступени к ступени, так и в пределах одной ступени при переходе от одного сечения к другому. Поэтому при однопоточной конструкции турбины можно получить лишь

очень низкие КПД этих ступеней из-за необходимости развития расходного (осевого) компонента скорости потока. Чтобы получить лопатки приемлемой длины (они и при этом получаются весьма длинными), приходится идти на разделение потока пара в части низкого давления.

В турбинах небольшой мощности всегда можно ограничиться одним выпуском потока пара.

Длинные лопатки должны быть обязательно закручены. В конденсационных турбинах последние ступени работают в области влажного пара, что связано с дополнительными потерями. Трудную задачу представляет и обеспечение динамической прочности длинных лопаток. Нужно сказать, что для начинающего конструктора сознательный учет всех этих факторов весьма труден.

2.3. Оценка КПД турбинной установки

Перед началом детального теплового расчета турбины необходимо наметить ориентировочно тепловой процесс в h,s -диаграмме для водяного пара.

На первой стадии предварительного расчета необходимо оценить величину относительного электрического КПД турбогенератора по выражению

$$\eta_{оэ} = \eta_{др} \cdot \eta'_{oi} \cdot \eta_{ввр} \cdot \eta_m \cdot \eta_{г}, \quad (10)$$

где $\eta_{др}$ — коэффициент дросселирования ;

η'_{oi} — внутренний относительный КПД проточной части турбины при расчетном (экономическом) режиме, ориентировочно принимают в пределах 0,8...0,85;

$\eta_m, \eta_{г}$ — механический КПД турбины и КПД электрогенератора, можно брать из имеющихся справочных данных, например [3, с. 127] в соответствии с мощностью турбогенератора;

$\eta_{ввр}$ — коэффициент выхода внутренней работы турбины, учитывающий наличие отборов и возвращенных потоков пара,

$$\eta_{ввр} = 1 - \sum_{m=0,1,2,...} \alpha_{mo} \cdot y_{mo} + \sum_{n=1,2,...} \alpha_{пвз} \cdot y_{пвз}, \quad (11)$$

где α_{mo} — долевые коэффициенты отборов пара из турбины:

$$\alpha_{0o} = G_{0o}/G; \quad \alpha_{1o} = G_{1o}/G; \quad \alpha_{2o} = G_{2o}/G, \dots;$$

$\alpha_{пвз}$ — долевые коэффициенты возвращенных потоков пара

в турбину: $\alpha_{1B3}=G_{1B3}/G$; $\alpha_{2B3}=G_{2B3}/G$; $\alpha_{3B3}=G_{3B3}/G, \dots$;
 y_{mo} — коэффициенты недовыработки отборов пара из турбины:

$$y_{0o}=H_{i0o}/H_i; \quad y_{1o}=H_{i1o}/H_i; \quad y_{i2o}=H_{i2o}/H_i, \dots;$$

$y_{пвз}$ — коэффициенты выработки возвращенных потоков пара:

$$y_{1B3}=H_{1B3}/H_i; \quad y_{2B3}=H_{2B3}/H_i, \dots$$

Здесь G — расход пара на турбину,

H_i —внутренний теплоперепад турбины,

$G_{0o}, G_{1o}, G_{2o}, \dots$ — расход пара в нулевой (отбор на эжектор, утечка через переднее концевое уплотнение), первый, второй и т.д. отборы;

G_{1B3}, G_{2B3}, \dots — расход пара первого, второго и т.д. возвращенных потоков пара;

$H_{i0o}, H_{i1o}, H_{i2o}, \dots$ — внутренние теплоперепады, недоиспользованные нулевым, первым, вторым и т. д. отборами пара;

H_{1B3}, H_{2B3}, \dots — внутренние теплоперепады первого, второго и т.д. возвращенных потоков пара, использованные в турбине.

Для определения $\eta_{ввр}$, как видим, требуется произвести расчет тепловой схемы турбинной установки для определения всех потоков пара.

При проектировании конденсационных турбин малой мощности (до 25 тыс. кВт) и турбин с противодавлением можно в этой стадии расчета игнорировать наличие отборов, приняв $\eta_{ввр}=1$. После расчета тепловой схемы турбинной установки, производимого вслед за детальным расчетом проточной части турбины, находим величину $\eta_{ввр}$ и соответственно изменяем радиальные размеры проточной части, установив расходы пара по отдельным отсекам (группам ступеней). Благодаря наличию промежуточных отборов пара ($\eta_{ввр}<1$) длины лопаток в головной части турбины станут больше, а в хвостовой части турбины—меньше, чем при ранее принятом значении $\eta_{ввр}=1$, поэтому конструктивная форма проточной части турбины всегда улучшается в результате последующего учета отборов.

Для крупных конденсационных и теплофикационных турбин совершенно необходимо предварительно рассчитать

тепловую схему, найти расходы пара по отдельным отсекам перед тем, как рассчитывать проточную часть. Если в таких турбинах в предварительном расчете принять $\eta_{ввр}=1$, то последнюю ступень придется рассчитывать на расход пара больший, нежели будет в действительности (предполагается, что η'_{oi} , η_m , η_r оценены правильно). В результате этого можно прийти к неправильному заключению о том, что турбину нельзя будет построить с одним выхлопом из-за чрезмерной длины лопаток.

Таким образом, при предварительной оценке $\eta_{оэ}$ все КПД-сомножители, определяющие $\eta_{оэ}$, могут быть найдены либо расчетным путем, либо по справочным данным, за исключением η'_{oi} .

На данной стадии расчета нельзя точно оценить η'_{oi} . Точное значение η'_{oi} станет известным после окончания теплового расчета всех ступеней турбины.

2.4. Определение расчетного расхода пара

По полученному значению $\eta_{оэ}$ определяют предварительный расчетный расход пара

$$G = \frac{N_{э}}{H_{0ид}^r \cdot \eta_{оэ}}, \quad (12)$$

который потом будет уточнен.

Для турбин с одним регулируемым отбором пара (по заданию) предварительный расход пара определяется по приближенной формуле (в предположении, что относительный внутренний КПД части высокого давления и турбины в целом одинаковы):

$$G = \frac{N_{э}}{H_{0ид}^r \cdot \eta_{оэ}} + G_{по} \cdot \left(1 - \frac{H_{0чвд}^r}{H_{0ид}^r} \right), \quad (13)$$

где $G_{по}$ — величина регулируемого (промышленного, теплофикационного) отбора при давлении $p_{по}$ (по заданию); $H_{0чвд}^r$ — теплоперепад идеальной турбины от начального давления p_0 до давления отбора $p_{по}$ (рис. 6).

При расчете проточной части турбины с регулируемым отбором:

1) все ступени до регулируемого отбора рассчитываются на

полный расход пара, найденный по формуле (13);

2) ступени после регулируемого отбора рассчитываются на расход при чисто конденсационном режиме, определяемый по выражению (12).

Ступени низкого давления должны обеспечить пропуск пара при работе турбины с номинальной электрической мощностью при отключенном регулируемом отборе (конденсационный режим).

Расчет тепловой схемы, определение расходов пара по отсекам турбины и сведение энергетического баланса проводится на два режима работы турбины:

а) с регулируемым отбором при номинальной электрической мощности (теплофикационный режим);

б) без регулируемого отбора (конденсационный режим) при номинальной электрической мощности.

Корректировка длин сопловых и рабочих лопаток ступеней до регулируемого отбора производится по расходам пара через отсеки, полученные при теплофикационном режиме, а остальных ступеней — по расходам пара через отсеки при конденсационном режиме.

ПРИМЕР РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Задание

Рассчитать паровую турбину конденсационного типа К-12-35 с тремя регенеративными отборами для подогрева питательной воды до 145 °С по следующим исходным данным:

номинальная электрическая мощность $N_э = 12000$ кВт;

частота вращения $n = 50$ с⁻¹;

давление пара перед турбиной $p'_0 = 3,5$ МПа;

температура пара перед турбиной $t'_0 = 435$ °С;

давление отработавшего пара $p'_к = 0,006$ МПа;

парораспределение сопловое.

1. Определение расхода пара

Расчет турбины проводим на экономическую мощность. Примем

$$N_{\text{эк}} = 0,9N_3 = 0,9 \cdot 12000 = 10800 \text{ кВт.}$$

Давление перед соплами регулирующей ступени при расчетном режиме

$$p_0 = 0,95 \cdot p'_0 = 0,95 \cdot 3,5 = 3,325 \text{ МПа.}$$

Потерю давления в выхлопном патрубке определим по формуле

$$\Delta p = p'_k \cdot \lambda \cdot (c_{\text{вп}}/100)^2,$$

приняв $c_{\text{вп}} = 120 \text{ м/с}$, $\lambda = 0,07$, получим

$$\Delta p = 0,006 \cdot 0,07 \cdot (120/100)^2 = 0,0006 \text{ МПа,}$$

давление пара за рабочими лопатками последней ступени

$$p_k = p'_k + \Delta p = 0,006 + 0,0006 = 0,0066 \text{ МПа.}$$

Ориентировочно изображаем процесс в h,s -диаграмме (см. рис. 1), нанеся точки A'_0 , A_0 , A'_{kt} , A_{kt} .

Найдем $h_0 = 3304 \text{ кДж/кг}$; $h'_{kt} = 2143 \text{ кДж/кг}$; $h_{kt} = 2162 \text{ кДж/кг}$;
 $H^T_{0\text{ид}} = 3304 - 2143 = 1161 \text{ кДж/кг}$; $H^T_0 = 3304 - 2162 = 1142 \text{ кДж/кг}$;

$$\eta_{\text{др}} = 1142/1161 = 0,984.$$

Принимаем $\eta_{\text{ввр}} = 1,0$, $\eta'_{oi} = 0,8$, по справочным данным [3, с. 127] $\eta_m = 0,98$; $\eta_r = 0,97$.

Таким образом, имеем

$$\eta_{\text{оэ}} = \eta_{\text{др}} \cdot \eta'_{oi} \cdot \eta_{\text{ввр}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r = 0,984 \cdot 0,8 \cdot 1,0 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 0,748.$$

Предварительный расчетный расход пара на турбину

$$G = \frac{N_{\text{эк}}}{H_{0\text{ид}} \cdot \eta_{\text{оэ}}} = \frac{10800}{1161 \cdot 0,748} = 12,436 \text{ кг/с.}$$

На этот расход пара будут рассчитаны все ступени турбины.

Предварительная линия процесса в h,s -диаграмме наносится по принятому значению η'_{oi} следующим образом:

$$H^T_i = 1142 \cdot 0,8 = 913,6 \text{ кДж/кг.}$$

Откладывая H^T_i в h,s -диаграмме, получим точку A_k на изобаре p_k (рис. 6).

Задачей нанесения ориентировочной линии изменения

состояния пара в h,s -диаграмме является только отыскание удельного объема пара на выходе из последней ступени.

Состояние пара на выходе из этой ступени найдем, отложив вниз по изобаре p_k от A_k выходную потерю

$$H_{BZ} = c_{2z}^2 / 2000.$$

В предварительном расчете H_{BZ} находят из выражения

$$H_{BZ} = \zeta_a^{ид} \cdot H_{0ид}^T,$$

где $\zeta_a^{ид}$ — коэффициент выходной потери последней ступени.

При расчете оценивают $\zeta_a^{ид}$ и находят H_{BZ} и c_{2z} .

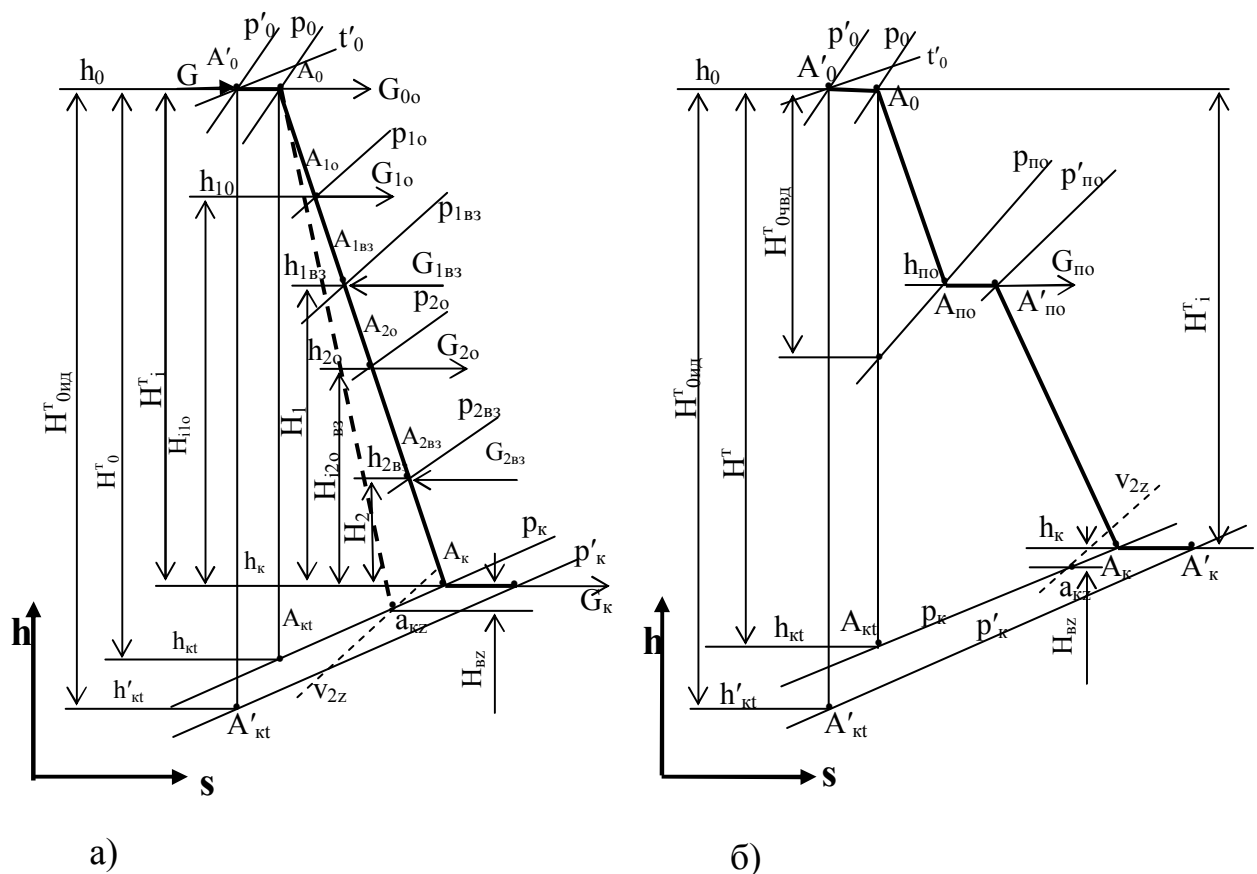


Рис.6. Процесс расширения пара в конденсационной (а) и теплофикационной (б) турбинах в h,s -диаграмме

Чем меньше $\zeta_a^{ид}$, тем меньше, следовательно, c_{2z} — выходная скорость пара в последней ступени, но тем больше будет длина лопатки.

Величиной $\zeta_a^{ид}$ следует задаваться на основании имеющихся данных по аналогичным конструкциям турбин.

Для небольших конденсационных турбин $\zeta_a^{ид} = 0,015 \dots 0,03$; для крупных конденсационных турбин $\zeta_a^{ид} = 0,05 \dots 0,08$.

Для турбин с противодавлением $\zeta_a^{\text{ид}} < 0,015$.

Примем $\zeta_a^{\text{ид}} = 0,0177$. Тогда

$$H_{\text{вз}} = 0,0177 \cdot 1161 = 20,55 \text{ кДж/кг.}$$

Состоянию пара в точке $a_{\text{кз}}$ соответствует удельный объем пара $v_{2\text{з}} = 20,07 \text{ м}^3/\text{кг}$. Энтальпия пара за турбиной $h_{\text{к}} = 2390,4 \text{ кДж/кг}$.

Определением ориентировочного расхода пара через турбину и приблизительного удельного объема пара на выходе из последней ступени заканчивается первая стадия предварительного расчета.

Вторая стадия заключается в проверке возможности конструктивного осуществления последней ступени и ориентировочном определении изоэнтропийного теплоперепада в ней.

2. Предварительный расчет последней ступени

Для предварительного расчета последней ступени известны следующие параметры:

$$H_{0\text{ид}}, H_{\text{вз}}, \zeta_a^{\text{ид}}, G, n.$$

В дальнейшем расчете индекс z отбрасываем.

Скорость пара на выходе из рабочей решетки последней ступени

$$c_2 = \sqrt{2000 \cdot H_{\hat{A}}} = \sqrt{2000 \cdot 20,55} = 202,7 \text{ м/с.}$$

Для определения диаметра последней ступени необходимо задаться отношением $\nu = d/l_2$, где d — средний диаметр последней ступени; l_2 — выходная длина лопатки последней ступени.

В существующих турбинах величина ν лежит в пределах 2,7 ... 50,0. Малые значения относятся к мощным конденсационным турбинам, большие — характерны для конденсационных турбин небольшой мощности и турбин с противодавлением. Лопатки последних ступеней могут выполняться либо с постоянным, либо с переменным профилем. Вопрос о переходе от лопаток с постоянным по высоте профилем к закрученным должен решаться на основании сопоставления потерь, вызываемых

обтеканием рабочих лопаток, при изменении величины v . При значениях $v < 8$ лопатки приходится всегда выполнять закрученными. При $v > 12$ применение закрутки не дает ощутимого выигрыша в КПД.

Пусть, например, отношение $v = 5,2$. Тогда, предполагая в последней ступени осевой выход пара, т.е. $\alpha_2 = 90^\circ$ (и, следовательно, $c_{2a} = c_2$), получим:

$$d = \sqrt{\frac{G \cdot v_2 \cdot v}{\pi \cdot c_2}} = \sqrt{\frac{12,436 \cdot 20,07 \cdot 5,2}{3,14 \cdot 202,7}} = 1,428 \text{ м}.$$

Таким образом, длина рабочих лопаток

$$l_2 = d/v = 1,428/5,2 = 0,2746 \text{ м}.$$

Окружная скорость на среднем диаметре ступени

$$u = \pi \cdot d \cdot n = 3,14 \cdot 1,428 \cdot 50 = 224,3 \text{ м/с}.$$

Окружная скорость на конце лопатки

$$u_b = u \cdot (d + l_2)/d = 224,3 \cdot (1,428 + 0,2746)/1,428 = 267,4 \text{ м/с}.$$

Такие скорости вполне допустимы.

При расчете турбин небольшой мощности нет необходимости производить проверку на прочность рабочие лопатки, если u_b не превышает 300 м/с.

Диаметр корневого сечения

$$d_k = d - l_2 = 1,428 - 0,2746 = 1,153 \text{ м}.$$

Окружная скорость лопаток в корневом сечении

$$u_k = \pi \cdot d_k \cdot n = 181,17 \text{ м/с}.$$

Определение теплоперепада, перерабатываемого в осевой турбинной ступени, производится для оптимальных условий работы, которые выражаются оптимальным отношением скоростей [3]

$$\left(\frac{u}{c_{из}} \right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}, \quad (14)$$

где ρ – степень реактивности ступени.

Располагаемый теплоперепад, перерабатываемый в турбинной ступени с наибольшей экономичностью, можно определить из выражения (14):

$$\frac{u}{c_{из}} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{\sqrt{2000 \cdot H_0}},$$

после преобразования которого находим

$$H_0 = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot d^2 \cdot n^2 (1 - \rho)}{\varphi^2 \cdot (\cos \alpha_1)^2 \cdot 10^3} = \frac{2 \cdot u^2 \cdot (1 - \rho)}{\varphi^2 \cdot (\cos \alpha_1)^2 \cdot 10^3} \quad (15)$$

В этой формуле величины u , ρ , φ , α_1 относятся к среднему сечению ступени.

Поскольку в любом сечении по высоте лопатки теплоперепад H_0 должен быть одинаков (давление перед и за ступенью по высоте постоянно), то его можно рассчитать по выражению (15) и для корневого сечения последней ступени, где $\rho_k \approx 0$ (все ступени камерных турбин проектируют со степенью реактивности в корневом сечении $\rho_k \approx 0$), $u = u_k$, приняв ориентировочно $\varphi = 0,95$ и $\alpha_1 = 15^\circ$:

$$H_0 = \frac{2 \cdot u_k^2}{\varphi^2 \cdot (\cos \alpha_1)^2 \cdot 10^3} = \frac{2 \cdot 181,17^2}{0,95^2 \cdot (\cos 15^\circ)^2 \cdot 10^3} = 77,96 \text{ кДж/кг.}$$

При заданном теплоперепаде H_0 оптимальный диаметр корневого сечения ступени d_k можно определить после преобразования выражения (15):

$$d_k = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{\pi \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot H_0}{2}} \quad (16)$$

Приняв, например, для корневого сечения ступени $\rho_k = 0$, $\varphi = 0,955$, $\alpha_1 = 15^\circ$, получим оптимальный диаметр корневого сечения при $H_0 = 78$ кДж/кг:

$$d_k = \frac{0,955 \cdot \cos 15^\circ}{\pi \cdot n} \sqrt{500 \cdot H_0} = \frac{6,567 \sqrt{H_0}}{n} = 1,16 \text{ м.}$$

3. Расчет регулирующей ступени

Выбираем регулируемую ступень в виде двухвенечного диска Кертиса. Примем теплоперепад в ней равным 30 % от общего теплоперепада H_0^r , что составит

$$H_0^{pc} = 0,3 \cdot 1142 = 342,6 \text{ кДж/кг.}$$

Из предварительного расчета турбины известны:

- 1) ориентировочный расход пара $G = 12,436$ кг/с;
- 2) расчетное давление перед соплами регулирующей ступени $p_0 = 3,325$ МПа;

3) энтальпия пара перед соплами регулирующей ступени $h_0=3304$ кДж/кг.

Методика расчета двухвенечной регулирующей ступени практически не отличается от изложенной выше методики расчета одноступенчатой турбины с двухвенечным рабочим колесом.

Строим в h,s -диаграмме водяного пара изоэнтропийный процесс расширения в этой ступени из начальной точки A_0 (рис. 7) до точки a_{kt}^{pc} , откладывая теплоперепад $H_0^{pc}=342,6$ кДж/кг, и находим давление за регулирующей ступенью $p_k^{pc}=0,953$ МПа.

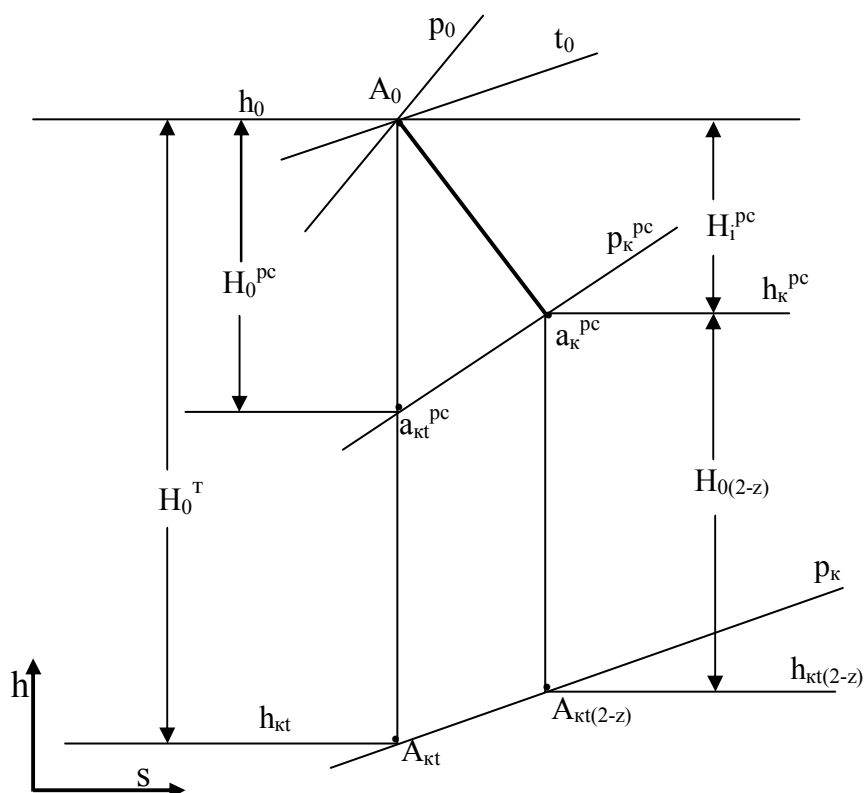


Рис. 7. Определение давления за регулирующей ступенью и располагаемого теплоперепада $H_{0(2-z)}$

Принимаем степень реактивности решёток

- первой рабочей $\rho_{p1}=0$,
- направляющей $\rho_n=0,05$,
- второй рабочей $\rho_{p2}=0$.

Теплоперепад, перерабатываемый в сопловой решётке,

$$H_{011}=(1-\rho_{p1}-\rho_n-\rho_{p2})\cdot H_0^{pc}=0,95\cdot 342,6=325,47 \text{ кДж/кг.}$$

Давление за первой рабочей решёткой, равное давлению за соплами (т. к. $p_{p1}=0$), определяем по h,s -диаграмме:

$$p_{11}=p_{21}=1,024 \text{ МПа.}$$

Теплоперепад, перерабатываемый в направляющей решётке,

$$H_{012} = \rho_n \cdot H_0^{pc} = 0,05 \cdot 432,6 = 17,13 \text{ кДж/кг.}$$

Давление за направляющей решёткой равно давлению за ступенью (т. к. $p_{p2}=0$):

$$p_{12}=p_{22}=p_k^{pc}=0,953 \text{ МПа.}$$

Задавшись предварительно коэффициентом скорости $\varphi=0,965$, определяем потерю в соплах:

$$H_c = (1 - \varphi^2) H_{011} = (1 - 0,965^2) \cdot 325,47 = 22,384 \text{ кДж/кг.}$$

Откладывая потерю H_c в h,s -диаграмме (см. рис. 2), находим на изобаре $p_{11}=p_{12}$ точку a_{11} , характеризующую состояние пара за соплами. В этой точке определяем удельный объём пара $v_{11}=0,24 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Изоэнтروпийная (условная) скорость истечения пара из сопловой решетки

$$c_{из} = \sqrt{2000 \cdot H_0^{pc}} = \sqrt{2000 \cdot 342,6} = 827,8 \text{ м/с.}$$

Примем значения $u/c_{из}$ равными 0,2; 0,22; 0,24; 0,26; 0,28 и проведем вариантыные расчеты, результаты которых сведены в табл. 2 (во всех вариантах принято $\alpha_{11}=12,5^\circ$).

Для первого варианта отношение $u/c_{из} = 0,2$. Окружная скорость в этом варианте

$$u = (u/c_{из}) \cdot c_{из} = 0,2 \cdot 827,8 = 165,554 \text{ м/с.}$$

Средний диаметр ступени $d = u/(\pi \cdot n) = 1,054 \text{ м}$.

Действительная скорость пара на выходе из сопловой решетки

$$c_{11} = \varphi \cdot c_{1t1} = \varphi \sqrt{2000 \cdot H_{011}} = 0,965 \sqrt{2000 \cdot 325,47} = 778,57 \text{ м/с.}$$

Из уравнения сплошности для выходного сечения сопловой решетки

$$\begin{aligned} \varepsilon \cdot l_{11} &= G \cdot v_{11} / (\pi \cdot d \cdot c_{11} \cdot \sin \alpha_{11}) = \\ &= 12,436 \cdot 0,24 / (\pi \cdot 1,054 \cdot 778,57 \cdot \sin 12,5^\circ) = 0,00536 \text{ м.} \end{aligned}$$

Так как $\varepsilon \cdot l_{11} < 0,02 \text{ м}$, принимаем парциальный подвод пара к рабочим лопаткам и находим оптимальную степень парциальности

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 3 \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot l_{11}} = 3 \cdot \sqrt{0,00536} = 0,2205.$$

Выходная длина сопловых лопаток

$$l_{11} = \varepsilon \cdot l_{11} / \varepsilon_{\text{опт}} = 0,0243 \text{ м.}$$

Ширину сопловых лопаток принимаем $b_{11} = 0,04 \text{ м.}$

Уточненный коэффициент скорости сопловой решетки определяем по рис. 4 при $b_{11}/l_{11} = 0,04/0,0243 = 1,646$ и значении угла $\alpha_{11} = 12,5^\circ$:

$$\varphi = 0,965.$$

Уточненный коэффициент скорости сопловой решетки φ не отличается от принятого ранее, поэтому скорость пара на выходе из сопловой решетки c_{11} и потерю энергии в сопловой решетки H_c не уточняем.

Размеры сопловых лопаток остаются неизменными. Размеры рабочих и направляющих лопаток принимаем для обеспечения плавности раскрытия проточной части в этом варианте расчёта такими:

$$\begin{aligned} l_{21} &= 0,0268 \text{ м, } l_{12} = 0,0293 \text{ м, } l_{22} = 0,0319 \text{ м,} \\ b_{21} &= 0,025 \text{ м, } b_{12} = 0,03 \text{ м, } b_{22} = 0,030 \text{ м.} \end{aligned}$$

Основные результаты расчетов регулирующей ступени турбины для всех пяти вариантов сведены в табл. 2. Формулы для определения всех численных значений величин приведены выше, в примере расчёта турбины со ступенями скорости.

Из вариантных расчётов (табл. 2) следует, что наибольший внутренний относительный КПД регулирующей ступени $\eta_{oi}^{\text{max}} = 0,7597$ при среднем диаметре $d_{pc} = 1,159 \text{ м}$ (вариант с отношением скоростей $u/c_{из} = 0,22$). Энтальпия пара за регулирующей ступенью в этом варианте

$$h_k^{pc} = h_0 - H_i^{pc} = 3304 - 260,267 = 3043,733 \text{ кДж/кг.}$$

Эта энтальпия соответствует состоянию пара в точке a_k^{pc} на изобаре $p_k^{pc} = 0,953 \text{ МПа}$ h,s -диаграммы (см. рис. 7) и учитывает все лопаточные и дополнительные потери регулирующей ступени. Из этой точки начинается процесс расширения пара в нерегулируемых ступенях турбины.

Таблица 2

Основные результаты расчета регулирующей ступени турбины

№ пп	Физическая величина и обозначение её единицы	Обо- знач ение	Отношение скоростей $u/c_{из}$				
			0,20	0,22	0,24	0,26	0,28
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Окружная скорость, м/с	u	165,55	182,11	198,66	215,22	231,78
2	Средний диаметр ступени, м	d	1,054	1,159	1,265	1,37	1,476
3	Угол выхода потока пара из сопловой решетки, град.	α_{11}	12,5				
4	Произведение $\varepsilon \cdot l_{11}$, м	$\varepsilon \cdot l_{11}$	0,00536	0,00487	0,00443	0,00414	0,00384
5	Степень парциальности	$\varepsilon_{опт}$	0,2205	0,2094	0,2006	0,1929	0,1859
6	Длина сопловых лопаток, м	l_{11}	0,0243	0,0233	0,0223	0,0214	0,0207
7	Ширина сопловых лопаток, м	b_{11}	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
8	Коэффициент скорости сопловой решетки	φ	0,965	0,965	0,964	0,963	0,963
9	Размеры лопаток рабочих и направляющих решеток, м	l_{21}	0,0268	0,0257	0,0247	0,0239	0,0231
		l_{12}	0,0293	0,0282	0,0272	0,0263	0,0255
		l_{22}	0,0319	0,0308	0,0298	0,0289	0,0280
		b_{21}	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
		b_{12}	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
		b_{22}	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
10	Абс. скорость пара на выходе из сопловой решетки, м/с	c_{11}	778,57	778,57	777,76	776,96	776,96
11	Потеря энергии в сопловой решетке, кДж/кг	H_c	22,384	22,384	23,012	23,639	23,639
12	Отн. скорость пара на входе в первую рабочую решетку, м/с	w_{11}	617,98	602,07	585,39	568,75	552,96
13	Угол входа потока в первую рабочую решетку, град.	β_{11}	15,82	16,25	16,71	17,20	17,71
14	Коэффициент скорости первой рабочей решетки	Ψ_{p1}	0,947	0,946	0,946	0,945	0,945
15	Потери энергии в первой рабочей решетке, кДж/кг	$H_{л1}$	19,786	18,939	18,043	17,156	16,331
16	Отн. скорость пара на выходе из первой рабочей решетки, м/с	w_{21}	585,09	569,75	553,71	537,74	522,59
17	Удельный объем пара за первой рабочей решеткой, м ³ /кг	v_{21}	0,2449	0,2448	0,2447	0,2446	0,2445
18	Угол выхода потока пара из первой рабочей решётки, град.	β_{21}	15,44	15,80	16,18	16,59	17,01
19	Абс. скорость пара на выходе из первой рабочей решетки, м/с	c_{21}	427,79	397,62	367,11	337,12	308,50
20	Угол выхода потока пара из первой рабочей решётки в абсолютном движении, град.	α_{21}	21,28	22,96	24,85	27,09	29,71
21	Коэффициент скорости направляющей решётки	φ_n	0,946	0,945	0,945	0,944	0,944
22	Скорость пара на выходе из направляющей решётки, м/с	c_{12}	440,84	414,61	388,47	363,23	339,65
23	Потери энергии в направляющей решётке, кДж/кг	H_n	11,459	10,231	9,060	7,985	7,036

Окончание табл.2

1	2	3	4	5	6	7	8
24	Удельный объем пара за направляющей решёткой, м ³ /кг	v_{12}	0,2616	0,2611	0,2608	0,2605	0,2601
25	Угол выхода потока из направляющей решётки, град.	α_{12}	20,18	21,32	22,61	24,06	25,64
26	Отн. скорость пара на входе во вторую рабочую решетку, м/с	w_{12}	291,10	253,75	218,85	188,38	164,738
27	Угол входа пара во вторую рабочую решетку, град.	β_{12}	31,49	36,45	43,04	51,81	63,14
28	Коэф. скорости второй рабочей решетки	Ψ_{p2}	0,947	0,946	0,946	0,946	0,945
29	Отн. скорость пара на выходе из второй рабочей решётки, м/с	w_{22}	275,57	240,11	207,01	178,13	155,72
30	Потери во второй рабочей решетке, кДж/кг	$H_{л2}$	4,402	3,367	2,520	1,879	1,446
31	Удельный объем пара на выходе из второй рабочей решетки, м ³ /кг	v_{22}	0,2627	0,2620	0,2614	0,2604	0,2603
32	Угол выхода пара из второй рабочей решётки, град.	β_{22}	30,61	35,27	41,41	49,45	59,37
33	Абс. скорость пара на выходе из второй рабочей решётки, м/с	c_{22}	157,54	139,33	143,64	167,92	202,96
34	Угол выхода пара из второй рабочей решётки в абсолютном движении, град.	α_{22}	62,97	84,26	107,59	126,30	138,69
35	Потери энергии с выходной скоростью ступени, кДж/кг	$H_{в}$	12,410	9,707	10,317	14,099	20,595
36	Располагаемый теплоперепад ступени, кДж/кг	H_0	342,6				
37	Расход энергии в ступ., кДж/кг						
	-работа на лопатках	L	272,159	277,972	279,649	277,841	273,552
	-потери в сопловой решётке	H_c	22,383	22,384	23,012	23,639	23,639
	-потери в первой раб. решетке	$H_{л1}$	19,786	18,939	18,043	17,156	16,331
	-потери в направл. решетке	H_n	11,459	10,231	9,060	7,985	7,036
	-потери во второй раб. решетке	$H_{л2}$	4,402	3,367	2,520	1,879	1,446
	-потери с выходной скоростью	$H_{в}$	12,410	9,707	10,317	14,099	20,595
	Итого:		342,599	342,6	342,601	342,599	342,599
38	Относительный лопаточный КПД ступени	$\eta_{ол}$	0,7944	0,8114	0,8163	0,8110	0,7985
39	Потеря мощности на трение и вентиляцию, кВт	$N_{тв}$	59,643	83,37	113,199	149,953	194,451
40	Удельные потери на трение и вентиляцию, кДж/кг	$H_{тв}$	4,796	6,704	9,103	12,058	15,637
41	Коэффициент сегментных потерь («выколачивания»)	$\xi_{вк}$	0,0298	0,0321	0,0339	0,0352	0,0362
42	Потери сегментные, кДж/кг	$H_{вк}$	10,222	11,00	11,606	12,066	12,403
43	Потери от влажности, кДж/кг	$H_{вл}$	0				
44	Внутренний относительный КПД ступени	$\eta_{oi}^{ст}$	0,7506	0,7597	0,7558	0,7406	0,7166
45	Внутренний (использованный) теплоперепад ступени, кДж/кг	H_i	257,14	260,267	258,94	253,717	245,513
46	Энтальпия пара на выходе из ступени, кДж/кг	h_k	3046,86	3043,73	3045,06	3050,28	3058,49

4. Определение числа нерегулируемых ступеней турбины

После расчёта регулирующей ступени известно состояние пара перед второй (первой нерегулируемой) ступенью.

Обычно регулирующая ступень бывает вынесена в отдельную камеру. Поэтому кинетическую энергию, соответствующую её выходной потере, считают превращённой целиком в тепло, т.е. для рассчитываемой второй (первой нерегулируемой) ступени $c_0=0$.

При оценке размеров второй ступени исходят из того, что необходимо иметь плавное раскрытие проточной части турбины. Это осуществимо в том случае, если отношение диаметров второй и последней ступеней d_2/d_z не меньше 0,6. При $d_2/d_z < 0,6$ потребуется разделение всей группы нерегулируемых ступеней на подгруппы.

При переходе от одной подгруппы к другой может происходить резкое изменение диаметра проточной части и длины лопаток. В пределах каждой подгруппы сохраняется плавное раскрытие проточной части. В рассматриваемом конкретном примере расчета необходимости разделения нерегулируемых ступеней на подгруппы нет.

Для обеспечения плавности раскрытия и высокого КПД проточной части в большинстве современных турбин корневой диаметр рабочих лопаток принимают одинаковым для всех ступеней турбины (для турбин малой мощности) или для всех ступеней намеченных подгрупп (для турбин большой мощности). Раскрытие проточной части достигается увеличением периферийного диаметра рабочих лопаток при почти неизменном диаметре корневого сечения. Допускаются лишь незначительные отклонения в величине диаметра корневого сечения в ту или иную сторону при переходе от одной ступени к другой.

Диаметр корневого сечения последней ступени, предварительный расчет которой уже выполнен, $d_{кз} = 1,153$ м.

Эта величина диаметра корневого сечения может быть принята в первом приближении и для первой нерегулируемой ступени. Тогда средний диаметр первой нерегулируемой ступени

$$d_2 = d_k + l_2,$$

где l_2 – длина рабочих лопаток первой нерегулируемой ступени может быть принята в пределах 0,010...0,030 м.

Связь между теплоперепадом H_0 , перерабатываемым в ступени, и окружной скоростью рабочих лопаток u , выраженная формулой (15), является универсальной. При заданном теплоперепаде на ступень H_0 формула (16) дает возможность определить величину оптимального корневого диаметра ступени.

Применяя формулу (15) к разным ступеням турбины, имеющим одинаковые диаметры корневых сечений ($u_k=idem$) и одинаковые φ , α_1 и ρ для корневых сечений (что желательно с точки зрения получения наибольшего КПД), можно установить, что перерабатываемый теплоперепад всех ступеней должен быть одним и тем же.

Примем диаметр корневого сечения второй ступени $d_{k2}=d_{kz}=1,153$ м, длину рабочих лопаток $l_{22}=0,015$ м. Средний расчетный диаметр ступени $d_2=d_{k2}+l_{22}=1,153+0,015=1,168$ м. Окружная скорость на среднем диаметре $u_2=\pi \cdot d_2 \cdot n=183,47$ м/с.

Теплоперепад на вторую ступень определяется в предположении, что в корневом сечении лопаток второй ступени так же, как и в корневом сечении лопаток последней ступени, $\rho=0$, поэтому по формуле (15):

$$H_0=H_{0z}=77,96 \text{ кДж/кг.}$$

Такая величина теплоперепада может быть назначена и для всех остальных ступеней при равенстве у них диаметров корневых сечений.

Число ступеней турбины z может быть определено по известному теплоперепаду на каждую ступень $H_0=77,96$ кДж/кг и суммарному теплоперепаду H_{0p} , который подлежит распределению:

$$z = H_{0p}/H_0 = (1 + \alpha_t) \cdot H_{0(2-z)}/H_0, \quad (17)$$

где $H_{0(2-z)}$ – общий располагаемый теплоперепад, приходящийся на группу ступеней: вторая (первая нерегулируемая)—последняя (см. рис. 7):

$$H_{0(2-z)} = h_{\text{к}}^{\text{pc}} - h_{\text{кт}(2-z)} = 3043,733 - 2208 = 835,733 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия $h_{\text{кт}(2-z)} = 2208$ кДж/кг определяется в точке $A_{\text{кт}(2-z)}$ на изобаре $p_{\text{к}}$;

α_t – коэффициент возврата теплоты.

Согласно учебнику [3 с. 126]

$$\alpha_t = k_t \cdot (1 - \eta_{oi}) \cdot H_{0(2-z)} \cdot (z-1)/z, \quad (18)$$

где η_{oi} – ориентировочное значение относительного внутреннего КПД ступеней отсека; $k_t = 4,8 \cdot 10^{-4}$ для группы ступеней, работающих в области перегретого пара, $k_t = 2,8 \cdot 10^{-4}$ для группы ступеней, работающих в области влажного пара, $k_t = (3,2 \dots 4,3) \cdot 10^{-4}$ для группы ступеней, часть которых работает в области перегретого пара, а другая часть – в области влажного пара.

Для рассчитываемой турбины по формуле (18) при ориентировочном значении $z=10$ (т. к. точное значение z пока неизвестно)

$$\alpha_t = 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,85) \cdot 835,7 \cdot 9/10 = 0,0337.$$

Число нерегулируемых ступеней турбины по формуле (17):

$$z = (1 + 0,0337) \cdot 835,733/77,96 = 11,08.$$

Округляя, принимаем число нерегулируемых ступеней $z = 11$.
Невязку теплоперепада

$$\Delta = H_{0p} - H_0 \cdot z = 835,733 \cdot (1 + 0,0337) - 77,96 \cdot 11 = 6,29 \text{ кДж/кг}$$

можно распределить равномерно по всем ступеням за исключением первой нерегулируемой и последней. Теплоперепад на первую ступень необходимо взять на $2,0 \dots 3,0$ кДж/кг больше, чем на остальные, из-за отсутствия в ней входной скорости $c_0 = 0$.

Предварительно назначенный теплоперепад в последней ступени может незначительно отличаться от теплоперепадов в остальных ступенях. Точно расчетный теплоперепад в последней ступени будет определен только после подробного расчета всех предыдущих ступеней.

С учетом распределения невязки назначим теплоперепад на первую нерегулируемую ступень $H_{0(2)} = 81$ кДж/кг.

Теплоперепады на остальные ступени (кроме последней) $H_{0(3-11)} = 78$ кДж/кг. Предварительно назначенный теплоперепад на последнюю ступень (№ 12)

$$\begin{aligned} H_{0(12)} &= H_{0p} - H_{0(2)} - (z-2) \cdot H_{0(3-11)} = \\ &= 863,85 - 81 - 9 \cdot 78 = 80,85 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

В связи с изменением располагаемых теплоперепадов ступеней необходимо уточнить величину диаметра корневых

сечений проточной части данного отсека турбины по формуле (16):

$$d_k = 6,567 \cdot \sqrt{H_0} / n = 6,567 \cdot \sqrt{78} / 50 = 1,16 \text{ м.}$$

Перед подробным расчетом ступеней рекомендуется вычертить в масштабе ориентировочную форму (контур) проточной части турбины, используя найденные диаметр d_k корневых сечений ступеней, длины рабочих лопаток последней и первой нерегулируемой ступеней, число ступеней (рис. 8). При вычерчивании формы проточной части нужно руководствоваться чертежами проточных частей действующих турбин [3].

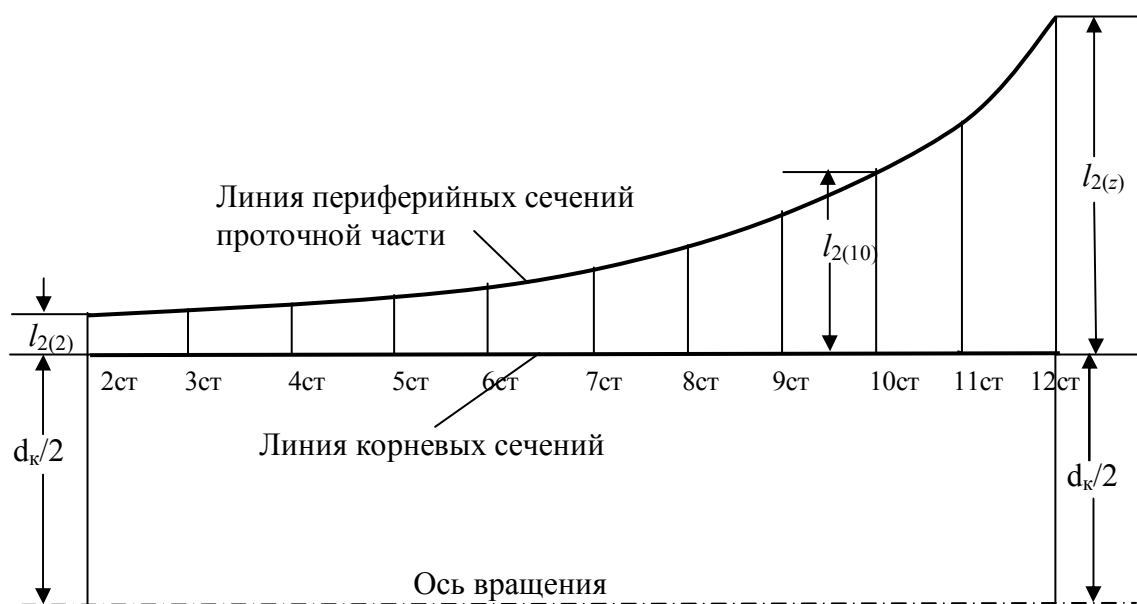


Рис. 8. График изменения длин рабочих лопаток l_2 ступеней отсека турбины

В первых ступенях рост длин лопаток будет незначительным, т.к. удельный объем пара изменяется медленно. Затем проходное сечение проточной части (длина лопаток) увеличивается и достигает максимального значения в последней ступени.

Целью построения формы (контура) проточной части является задание выходных длин l_2 рабочих лопаток и определение среднего диаметра d каждой ступени. Необходимые размеры l_2, d для каждой ступени находятся графически. Вычерченный контур проточной части разбивается вертикальными линиями на полосы, число которых равно

$(z-1)$, где z – число ступеней турбины.

После разделения контура проточной части на полосы легко найти необходимые величины длин рабочих лопаток l_2 всех ступеней прямым измерением вертикальных отрезков, разделяющих полосы между периферийной и корневой линиями проточной части. Входная длина рабочих лопаток l_1' принимается чаще всего равной выходной длине l_2 .

Выходные длины сопловых лопаток l_1 каждой ступени назначаются по конструкторской формуле $l_1 = l_1' - \Delta l$. Величина перекрыши Δl зависит от длины l_2 . Ее рекомендуется принимать в пределах от 1 до 10 мм.

Расчетный диаметр каждой ступени находится как сумма корневого диаметра отсека и длины рабочей лопатки данной ступени:

$$d = d_k + l_2.$$

После подробного расчета всех ступеней и расчета тепловой схемы турбинной установки расход пара через каждую ступень будет несколько отличаться от принятого при расчете. Корректировку длин лопаток с учетом изменения расхода пара необходимо производить, уменьшая или увеличивая диаметр периферийных и корневых сечений при неизменном среднем (расчётном) диаметре всех ступеней.

Форма проточной части может проектироваться и с одинаковыми корневыми сечениями лопаток всех ступеней отсека, что позволяет иметь одинаковые профили лопаток всех ступеней на одном и том же диаметре. Закрутка рабочих лопаток всех ступеней должна выполняться по одному закону, что упрощает технологию.

5. Расчет второй (первой нерегулируемой) ступени

Для расчета ступени *предварительно* заданы или найдены следующие параметры:

- 1) располагаемый теплоперепад $H_0 = 81$ кДж/кг;
- 2) примем длины сопловых и рабочих лопаток $l_1 = 0,014$ м, $l_2 = 0,016$ м;
- 3) средний диаметр ступени $d = d_k + l_2 = 1,16 + 0,016 = 1,176$ м;
- 4) состояние пара перед ступенью (после регулирующей

ступени–точка a_0 на рис. 4): $h_0 = h_k^{pc} = 3043,73$ кДж/кг,
 $p_0 = p_k^{pc} = 0,953$ МПа;

5) расход пара через ступень $G = 12,436$ кг/с;

6) скорость пара на входе в ступень $c_0 = 0$ (для последующих ступеней $c_0 > 0$ и зависит от скорости c_2 предыдущей ступени).

Ступень проектируем активной, принимая в корневом сечении незначительную степень реактивности $\rho_k = 0 \dots 0,05$ для предотвращения больших осевых усилий, действующих на ротор турбины. В среднем (расчетном) сечении степень реактивности ρ определяется по выражению

$$\rho = 1 - (1 - \rho_k) \cdot (d_k/d)^{1,8} = 1 - (1 - 0) \cdot (1,16/1,176)^{1,8} = 0,0244,$$

где d_k – диаметр корневого сечения.

Располагаемый теплоперепад H_0 перерабатывается в сопловой и рабочей решетках. В сопловой решетке перерабатывается теплоперепад

$$H_{01} = (1 - \rho)H_0 = (1 - 0,0244) \cdot 81 = 79,027 \text{ кДж/кг.}$$

В рабочей решетке перерабатывается теплоперепад

$$H_{02} = \rho \cdot H_0 = H_0 - H_{01} = 81 - 79,027 = 1,973 \text{ кДж/кг.}$$

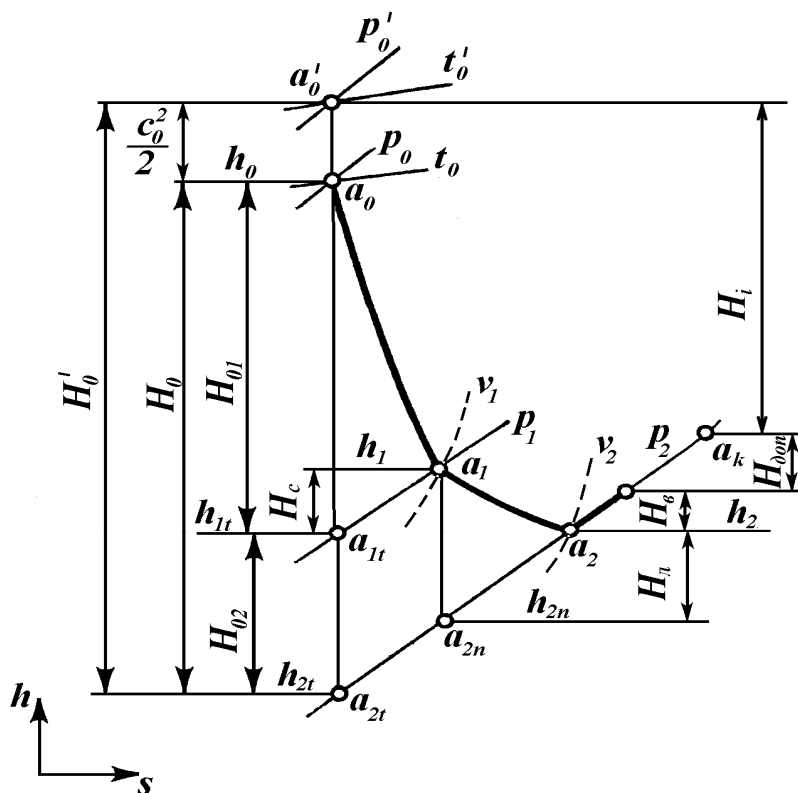


Рис.9. Процесс расширения пара в турбинной ступени в h,s -диаграмме

Откладывая на изоэнтропе, проходящей через точку a_0 на h,s -диаграмме (рис. 9), теплоперепад H_{01} и H_{02} , найдем изобары $p_1 = 0,692$ МПа (проходит через точку a_{1t}) и $p_2 = 0,686$ МПа (проходит через точку a_{2t}).

Предварительно примем коэффициент скорости сопловой решетки $\varphi = 0,954$.

Потери в сопловой решетке

$$H_c = (1 - \varphi^2) \cdot (H_{01} + c_0^2/2000) = (1 - 0,954^2) \cdot 79,027 = 7,06 \text{ кДж/кг.}$$

Точка a_1 на изобаре p_1 определяется по энтальпии

$$h_1 = h_0 - H_{01} + H_c = 3043,73 - 79,027 + 7,06 = 2971,763 \text{ кДж/кг.}$$

В точке a_1 на h, s -диаграмме определяем удельный объем пара на выходе из сопловой решетки $v_1 = 0,346 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Действительная скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot H_{01} + c_0^2} = 0,954 \cdot \sqrt{2000 \cdot 79,027} = 379,272 \text{ м/с.}$$

Угол выхода пара из сопловой решетки для первой нерегулируемой ступени в турбинах небольшой мощности желательно принимать минимальным $\alpha_1 = 11^\circ$ для получения максимальной длины лопаток.

По уравнению сплошности для выходного сечения сопловой решетки находим произведение $\varepsilon \cdot l_1$:

$$\begin{aligned} \varepsilon \cdot l_1 &= G \cdot v_1 / (\pi \cdot d \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1) = \\ &= 12,436 \cdot 0,346 / (\pi \cdot 1,176 \cdot 379,272 \cdot \sin 11^\circ) = 0,0161 \text{ м.} \end{aligned}$$

Если произведение $\varepsilon \cdot l_1 < 0,01 \text{ м}$, то необходимо вводить парциальный подвод пара, определять оптимальную степень парциальности $\varepsilon_{\text{опт}} = (5 \dots 7) \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot l_1}$ и найти окончательную длину сопловых лопаток

$$l_1 = \varepsilon \cdot l_1 / \varepsilon_{\text{опт.}}$$

В нашем случае $\varepsilon \cdot l_1 > 0,01 \text{ м}$, степень парциальности принимаем $\varepsilon = 1$, поэтому окончательная длина сопловых лопаток

$$l_1 = \varepsilon \cdot l_1 / \varepsilon = 0,0161 / 1 = 0,0161 \text{ м.}$$

Ширину сопловых лопаток b_1 принимают в зависимости от длины l_1 : если $l_1 < 0,03 \text{ м}$, то $b_1 = (0,04 \dots 0,05) \text{ м}$, в противном случае $b_1 = (0,04 \dots 0,05) + 0,3(l_1 - 0,03) \text{ м}$.

В нашем случае принимаем $b_1 = 0,0465 \text{ м}$. Уточняем коэффициент скорости φ по рис. 4 или по выражению (4):

$$\varphi = 0,98 - 0,009 \cdot b_1 / l_1 = 0,954.$$

Коэффициент скорости ϕ совпал с предварительно принятым, пересчёт скорости c_1 и потерь H_c не требуется (при несовпадении необходимо уточнить значения c_1 и H_c).

Окружная скорость на среднем диаметре

$$u = \pi \cdot d \cdot n = \pi \cdot 1,176 \cdot 50 = 184,726 \text{ м/с.}$$

Определяем все параметры потока пара на входе в рабочую решётку:

$$\begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 379,272 \cdot \cos 11^\circ = 372,304 \text{ м/с;} \\ c_{1a} &= w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 379,272 \cdot \sin 11^\circ = 72,369 \text{ м/с;} \\ w_{1u} &= c_{1u} - u = 372,304 - 184,726 = 187,588 \text{ м/с;} \\ w_1 &= \sqrt{w_{1a}^2 + w_{1u}^2} = \sqrt{72,369^2 + 187,588^2} = 201,06 \text{ м/с;} \\ \beta_1 &= \arcsin (w_{1a} / w_1) = \arcsin(72,369 / 201,06) = 21,1^\circ. \end{aligned}$$

Окончательно длину рабочих лопаток принимаем с учётом перекрыши $\Delta l = (0,002 \dots 0,01) \text{ м}$ (с ростом длины лопаток перекрышу увеличивают):

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 0,0161 + 0,002 = 0,0181 \text{ м.}$$

Ширину рабочих лопаток b_2 принимают в зависимости от длины l_2 :

$$\begin{aligned} \text{при } l_2 < 0,03 \text{ м } b_2 &= (0,025 \dots 0,03) \text{ м;} \\ \text{при } l_2 > 0,03 \text{ м } b_2 &= (0,025 \dots 0,03) + 0,1(l_2 - 0,03) \text{ м.} \end{aligned}$$

В нашем случае принимаем $b_2 = 0,027 \text{ м}$.

Угол выхода потока пара из рабочей решётки β_2 можно оценить предварительно $\beta_2 = \beta_1 - (2 \dots 5)^\circ$ и найти угол поворота $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$.

Коэффициент скорости рабочей решётки ψ определяют по графикам (рис. 4) или по выражению

$$\psi = 0,972 - [0,0037 + 0,00021 \cdot (\Delta\beta - 90)] \cdot (1,4 + b_2 / l_2).$$

Ранее применялось упрощенное выражение:

$$\psi = 0,957 - 0,011 \cdot b_2 / l_2.$$

Для нашего расчёта $\Delta\beta = 180 - (21 + 18) = 139^\circ$;

$$b_2 / l_2 = 0,027 / 0,0181 = 1,49;$$

$$\psi = 0,972 - [0,0037 + 0,00021 \cdot (139 - 90)] \cdot (1,4 + 1,49) = 0,9316.$$

Теоретическая скорость пара на выходе из рабочей решётки

$$w_{2т} = \sqrt{2000 \cdot H_{02} + w_1^2} = \sqrt{2000 \cdot 1,973 + 201,07^2} = 210,65 \text{ м/с.}$$

Действительная относительная скорость пара на выходе из решётки

$$w_2 = \psi \cdot w_{2т} = 0,9316 \cdot 210,65 = 196,245 \text{ м/с.}$$

Потери в рабочей решётке

$$H_{\text{л}} = (1 - \psi^2) \cdot w_{2\text{л}}^2 / 2000 = (1 - 0,9316^2) \cdot 210,65^2 / 2000 = 2,931 \text{ кДж/кг.}$$

Определяем положение точки a_2 на изобаре $p_2 = 0,686$ МПа h,s -диаграммы (рис. 9) по энтальпии

$$h_2 = h_1 - H_{02} + H_{\text{л}} = 2971,763 - 1,973 + 2,931 = 2972,72 \text{ кДж/кг}$$

и находим удельный объём пара за рабочей решёткой в точке a_2 h,s -диаграммы: $v_2 = 0,349 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Из уравнений сплошности для выходных сечений сопловой и рабочей решёток следует (пренебрегая утечками пара через лабиринтовые уплотнения в пределах ступени) по аналогии с формулой (8):

$$\begin{aligned} c_{2a} &= w_{2a} = w_{1a} \cdot l_1 \cdot v_2 / (l_2 \cdot v_1) = \\ &= 72,369 \cdot 0,0161 \cdot 0,349 / (0,0181 \cdot 0,346) = 64,93 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Находим другие элементы выходного треугольника скоростей:

$$w_{2u} = -\sqrt{w_2^2 - w_{2a}^2} = -\sqrt{196,245^2 - 64,93^2} = -185,19 \text{ м/с;}$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -185,19 + 184,7 = -0,49 \text{ м/с;}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} = \sqrt{(-0,49)^2 + 64,93^2} = 64,932 \text{ м/с;}$$

$$\beta_2 = \arcsin(w_{2a}/w_2) = \arcsin(64,93/196,245) = 19,32^\circ;$$

$$\alpha_2 = \arccos(-c_{2u}/c_2) = \arccos(0,49/64,932) = 89,57^\circ.$$

Потеря с выходной скоростью ступени

$$H_{\text{в}} = c_2^2 / 2000 = 64,932^2 / 2000 = 2,108 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная работа пара на лопатках ступени (по уравнению Л. Эйлера)

$$L = u \cdot (c_{1u} - c_{2u}) / 1000 = 184,7 \cdot (372,304 + 0,49) / 1000 = 68,855 \text{ кДж/кг.}$$

Проверка энергетического баланса ступени

Располагаемый теплоперепад ступени (приход энергии)

$$H'_0 = H_0 + c_0^2 / 2000 = 81 \text{ кДж/кг.}$$

Расход энергии $L + H_{\text{с}} + H_{\text{л}} + H_{\text{в}} =$

$$= 68,855 + 7,06 + 2,931 + 2,108 = 80,954 \text{ кДж/кг.}$$

Погрешность расчёта $\delta = 100 \cdot (81 - 80,954) / 81 = 0,0568 \%$ – незначительна. Увязка баланса удовлетворительная. В случае значительного расхождения расхода и прихода энергии в ступени (более 0,1 %) необходимо найти ошибки в вычислениях.

Относительный лопаточный КПД ступени

$$\eta_{ол} = L/H_0 = 68,855/81 = 0,85.$$

Кроме потерь на венце (H_c , H_l , H_b) в турбинной ступени имеют место другие, так называемые *дополнительные потери*:

- 1) потери от утечек рабочего тела в пределах ступени;
- 2) потери энергии на преодоление трения вращающегося диска в вязкой среде;
- 3) потери, связанные с парциальным подводом пара в турбинной ступени;
- 4) потери от влажности пара.

Коэффициент потерь от утечек пара через диафрагменное уплотнение подсчитывается по уравнению

$$\zeta_y = \frac{\mu_y \cdot d_y \cdot \delta_y \cdot \eta_{ол}}{\mu_1 \cdot d \cdot l_1 \cdot \sqrt{z} \cdot \sin \alpha_1},$$

где μ_y, μ_1 – коэффициенты расхода через диафрагменное уплотнение и через сопловую решетку ступени соответственно; их численные величины принимают в пределах:

$$\mu_y = 0,65 \div 0,7, \quad \mu_1 = 0,96 \div 0,98;$$

d_y – диаметр уплотнения, м;

δ_y – радиальный зазор в уплотнении, м;

z – число гребней в лабиринтном уплотнении диафрагмы.

Коэффициент потерь на трение диска ζ_t определяют по выражению

$$\zeta_t = \frac{k_{тр} \cdot d}{\varepsilon_{опт} \cdot \pi \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u}{c'_{из}} \right)^3,$$

где $k_{тр}$ – эмпирический коэффициент, принимаемый в пределах $(0,45 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$.

Коэффициент потерь энергии от вентиляции в рабочих лопатках и на границах сегмента сопловой решетки при парциальном подводе пара в ступени определяется по выражению

$$\zeta_{пц} = \frac{0,045 \cdot (1 - \varepsilon_{опт}) \cdot \left(\frac{u}{c'_{из}} \right)^3}{\varepsilon_{опт} \cdot \sin \alpha_1} + 0,25 \cdot \frac{b_2 \cdot l_2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \eta_{ол}}{G \cdot v_1 \cdot c'_{из}}.$$

Коэффициент потерь от влажности пара в ступени при средней степени сухости x

$$\zeta_{вл} = (\eta_{ол} - \zeta_y - \zeta_t - \zeta_{пл}) \cdot (1 - x) \quad (19)$$

Для рассчитываемой ступени примем конструктивно $d_y = 0,35$ м, $\delta_y = 0,0003$ м, $z = 3$, получим при

$$u/c'_{из} = 184,7 / \sqrt{2000 \cdot 81} = 0,459;$$

$$\zeta_y = \frac{0,7 \cdot 0,35 \cdot 0,0003 \cdot 0,85}{0,98 \cdot 1,176 \cdot 0,0161 \cdot \sqrt{3} \cdot \sin 11^\circ} = 0,0102;$$

$$\zeta_t = \frac{0,0005 \cdot 1,176}{\pi \cdot 0,0161 \cdot \sin 11^\circ} \cdot 0,459^3 = 0,00589;$$

$$\zeta_{пл} = 0, \text{ т. к. степень парциальности } \varepsilon_{опт} = 1,0;$$

$$\zeta_{вл} = 0, \text{ т. к. } x = 1,0.$$

Внутренний относительный КПД ступени η_{oi} определяют с учетом всех потерь ступени:

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \zeta_y - \zeta_t - \zeta_{пл} - \zeta_{вл} = 0,85 - 0,0102 - 0,00589 - 0 - 0 = 0,8339.$$

Суммарные дополнительные потери ступени

$$H_{доп} = (\zeta_y + \zeta_t + \zeta_{пл} + \zeta_{вл}) \cdot \left(H_0 + \frac{c_0^2}{2000} \right) = \\ = (0,0102 + 0,00589 + 0 + 0) \cdot 81 = 1,303 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний теплоперепад ступени H_i , кДж/кг, являющийся удельной механической энергией, передаваемой на вал турбины (рис. 9), находится по выражению

$$H_i = (H_0 + c_0^2/2000) \eta_{oi} = 81 \cdot 0,8339 = 67,546 \text{ кДж/кг.}$$

Полная внутренняя мощность ступени

$$N_i = G \cdot H_i = 12,436 \cdot 67,546 = 840 \text{ кВт.}$$

Полная энтальпия пара за ступенью

$$h_k = h_0 - H_i = 3043,73 - 67,546 = 2976,184 \text{ кДж/кг.}$$

По результатам расчёта турбинной ступени можно начертить эскиз этой ступени с указанием всех геометрических параметров решёток лопаток и кинематических характеристик потока пара, проходящего через эти решётки (рис. 10).

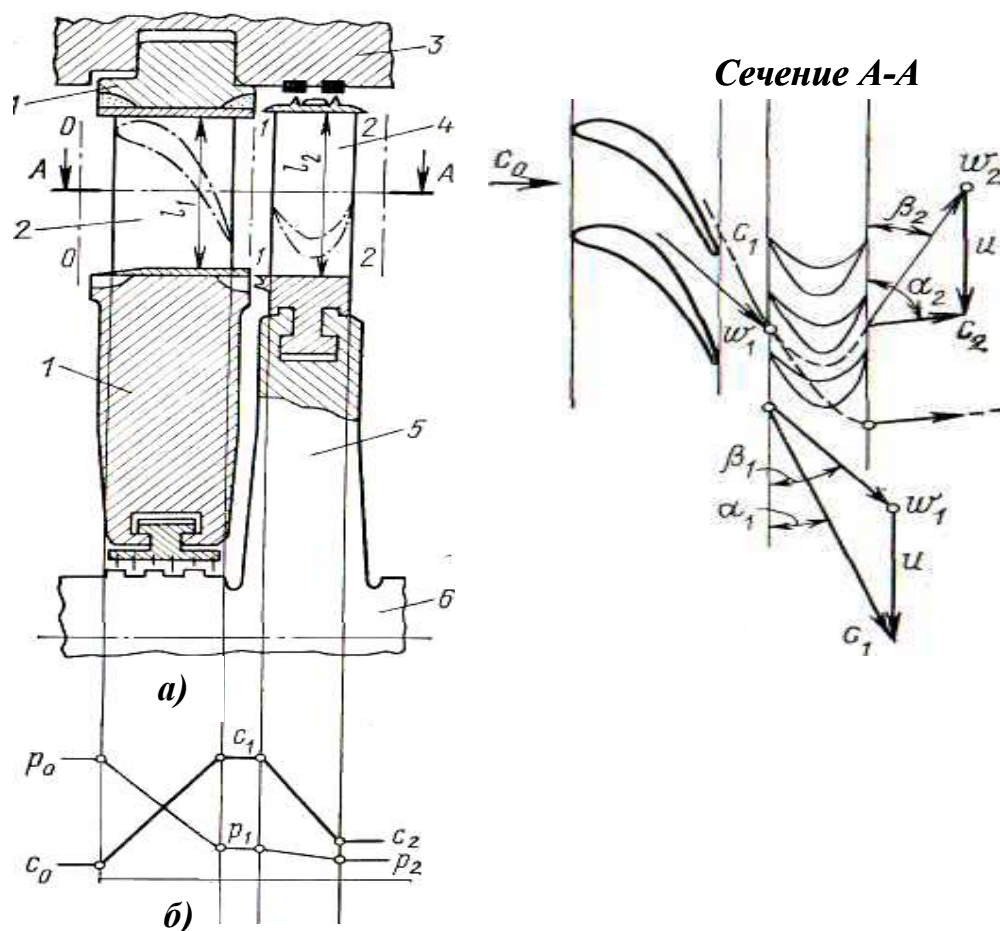


Рис. 10. Эскиз турбинной ступени (а) и распределение параметров пара в ней (б):
1 – диафрагма, 2– сопловые лопатки, 3– корпус турбины, 4– рабочие лопатки,
5 – диск ступени, 6– вал турбины

6. Расчет остальных ступеней давления

Расчёт остальных ступеней проводится последовательно и том же порядке, как для второй ступени.

При расчете последующих нерегулируемых ступеней нужно учесть, что численное значение кинетической энергии входящего потока $c_0^2/2000$ данной № n ступени зависит от выходной кинетической энергии потока предыдущей ступени № $(n-1)$:

$$c_{0n}^2/2000 = \mu \cdot c_{2(n-1)}^2/2000,$$

где μ –коэффициент использования выходной скорости предыдущей ступени, зависит от соотношения диаметров данной ступени и предыдущей, величины зазора между

ступенями.

При небольшом расхождении диаметров $(d_n - d_{n-1}) < (0,1 \dots 0,2) \cdot l_{2n}$ и малом осевом зазоре ($\delta = 3 \dots 5$ мм) между решётками ступеней μ рекомендуется принимать в пределах $0,8 \dots 0,9$.

При скачкообразном изменении диаметров $d_n - d_{n-1} > l_{2n}$, а также при больших зазорах между ступенями $\delta > l_{2n}$ выходная кинетическая энергия предыдущей ступени $c_{2(n-1)}^2/2000$ может полностью превратиться в тепловую энергию и поэтому $\mu = 0$.

Предварительное задание формы проточной части по рис. 8 не исключает возможности корректировки длин лопаток и средних диаметров в процессе расчета ступеней. Практически такая необходимость может возникнуть при расчете последних ступеней турбины, если задаваемый угол α_1 этих ступеней будет значительно отличаться от среднего расчётного угла α_1 , принятого при определении величины корневого диаметра отсека по формуле (16). Задаваемый угол α_1 необходимо увеличивать от ступени к ступени для увеличения осевой составляющей скорости и достижения плавных обводов проточной части в меридиональном сечении турбины. Задавшись величиной α_1 , необходимо скорректировать корневой диаметр d_k ступени по формуле (16), определить её средний диаметр d и рассчитать ступень при этом диаметре, не изменяя теплоперепада H_0 . Критерием правильности расчёта d_k при заданном H_0 является получение для данной ступени угла $\alpha_2 \approx 90^\circ$.

В последних ступенях, работающих в области влажного пара, необходимо учитывать потерю от влажности, которая находится по выражению (19).

Расчёт нерегулируемых ступеней можно проводить вручную или по разработанной компьютерной программе.

Общими исходными данными для компьютерного расчёта отсека турбины являются:

- 1) расход пара $G = 12,43$ кг/с;
- 2) частота вращения $n = 50$ с⁻¹;
- 3) энтальпия пара за регулирующей ступенью $h_k^{pc} = 3043,73$ кДж/кг;

- 4) давление за регулирующей ступенью $p_k^{pc}=0,953$ МПа;
- 5) давление пара после отсека (турбины) $p_k=0,0066$ МПа;
- 6) число гребней в лабиринтовых уплотнениях диафрагм $z_v=3$;
- 7) радиальный зазор в лабиринтовых уплотнениях $\delta=0,0003$ м;
- 8) число ступеней отсека $z=11$;
- 9) располагаемый теплоперепад отсека $H_{0(2-z)}=835,7$ кДж/кг.

Исходные данные для поступенчатого расчёта турбины целесообразно свести в табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные для расчёта отсека турбины

Параметр	№ ступени										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
d	1,178	1,182	1,187	1,195	1,205	1,22	1,24	1,274	1,31	1,359	1,431
l_{1np}	0,016	0,02	0,025	0,032	0,042	0,056	0,08	0,109	0,145	0,194	0,264
l_{2np}	0,018	0,022	0,027	0,035	0,045	0,06	0,084	0,114	0,150	0,199	0,271
H_0	81	78	78	78	78	78	78	78	78	78	80,85
b_1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,052	0,055	0,06	0,065	0,07	0,075	0,08
b_2	0,025	0,025	0,025	0,025	0,027	0,03	0,032	0,035	0,04	0,05	0,06
d_y	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
α_1	11	11,5	12	12,7	13,5	15	16	18	21	25	29
μ	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

Длины рабочих лопаток l_2 необходимо определять ориентировочно по графику (см. рис. 8) . Длины сопловых лопаток l_1 принимаются также ориентировочно в зависимости от l_2 :

$$l_1 = l_2 - (0,002 \dots 0,01) \text{ м.}$$

В процессе расчёта величины l_1 и l_2 , зависящие от углов α_1 , уточняются.

Средние расчётные диаметры ступеней d находят по корневому диаметру d_k и длине рабочих лопаток l_2 :

$$d = d_k + l_2.$$

Ширину сопловых b_1 и рабочих b_2 лопаток можно оценить

в соответствии с рекомендациями п. 5 примера расчёта.

Диаметры диафрагменных уплотнений d_v принимаются конструктивно:

$$d_v = (0,3 \dots 0,4) \cdot d_k.$$

Угол выхода потока из сопловой решётки α_1 зависит от длины лопаток. При коротких лопатках угол α_1 принимают минимальным $\alpha_1 = 11^\circ$. С ростом длин лопаток α_1 необходимо увеличивать. В последних ступенях конденсационных турбин α_1 может составлять $30 \dots 45^\circ$.

В табл. 4 приведены исходные данные и результаты расчёта нерегулируемых ступеней турбины по компьютерной программе *Otsek*. Уточненный теплоперепад последней ступени турбины (отсека) $H_{0(12)} = 74,8$ кДж/кг. Внутренний относительный КПД отсека $\eta_{oiots} = 0,8627$. В данном компьютерном расчёте отсека турбины из-за повышенных значений углов α_1 в 10–12-й ступенях возникла необходимость уточнить величины оптимальных диаметров корневых сечений по формуле (16), изменить длины лопаток и средние диаметры по сравнению с предварительно назначенными (табл. 3). Располагаемые теплоперепады этих ступеней остались прежними. Углы α_2 стали близкими 90° , что является условием оптимальности работы ступеней.

Проводя поступенчатый расчет турбины и отмечая процесс расширения пара в h,s -диаграмме, легко найти теплоперепад, который остаётся для переработки в оставшихся ступенях. Особенно важно это сделать тогда, когда остается рассчитать последнюю ступень. Если найденный теплоперепад для этой ступени на 15...20 % отличается от предварительно назначенного теплоперепада, то необходимо провести уточнение коэффициента возврата теплоты α_t , распределяемого теплоперепада отсека H_{op} , корректировку располагаемых теплоперепадов всех ступеней и повторить расчёт. После корректировки теплоперепады на каждую ступень могут быть увеличены или уменьшены по сравнению с предварительно назначенными.

При расчёте отсека турбины по программе на компьютере теплоперепад на последнюю ступень корректируется автоматически и расчёт проводится на новый

Таблица 4

Расчет отсека турбины

Исходные данные											
$G=12,43 \text{ кг/с}; n=50; h_k^{\text{pc}}=3043,73 \text{ кДж/кг}; p_k^{\text{pc}}=0,953 \text{ МПа}; p_k=0,0066 \text{ МПа}; z_y=3; \delta=0,0003 \text{ м}; z=11; H_{0(2-z)}=835,7 \text{ кДж/кг}$											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№ ступени	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
d	1,178	1,182	1,187	1,195	1,205	1,22	1,24	1,274	1,285	1,297	1,3155
$l_{1\text{пр}}$	0,016	0,02	0,025	0,032	0,042	0,056	0,08	0,109	0,148	0,203	0,289
$l_{2\text{пр}}$	0,018	0,022	0,027	0,035	0,045	0,06	0,084	0,114	0,153	0,208	0,296
H_0	81	78	78	78	78	78	78	78	78	78	74,8
b_1	0,05	0,05	0,05	0,05	0,052	0,055	0,06	0,065	0,07	0,075	0,08
b_2	0,025	0,025	0,025	0,025	0,027	0,03	0,032	0,035	0,04	0,05	0,06
d_y	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
α_1	11	11,5	12	12,7	13,5	15	16	18	21	25	29
μ	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Результаты расчета											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ρ	0,0273	0,0333	0,0406	0,0521	0,0662	0,0868	0,1186	0,1553	0,204	0,2699	0,368
φ	0,9519	0,9575	0,962	0,9659	0,9689	0,9712	0,9732	0,9746	0,9757	0,9767	0,9775
ψ	0,9418	0,9446	0,947	0,9493	0,9504	0,9515	0,9528	0,9536	0,9541	0,9544	0,9548

Продолжение табл. 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
v_1	0,3464	0,453	0,6022	0,8159	1,1316	1,6812	2,5492	3,9417	6,2037	9,9262	15,811
v_2	0,3497	0,4582	0,611	0,8317	1,1611	1,745	2,6884	4,2404	6,8631	11,4285	19,196
h_1	2972,3	2905,3	2837,3	2768,8	2699,8	2630,8	2563,5	2497,6	2433,8	2372,9	2318,6
h_2	2972,6	2905,1	2836,5	2767,1	2697	2626,5	2556,8	2488,1	2420,9	2355,4	2295
p_1	0,6929	0,4957	0,3465	0,2357	0,155	0,099	0,0622	0,0383	0,0231	0,0137	0,0082
p_2	0,6865	0,49	0,3413	0,2307	0,1505	0,095	0,0587	0,0353	0,0206	0,0117	0,0066
l_1	0,0161	0,0202	0,0256	0,0325	0,0423	0,0562	0,0795	0,1081	0,1479	0,2026	0,2897
l_2	0,0181	0,0222	0,0276	0,0355	0,0453	0,0602	0,0835	0,1131	0,1529	0,2076	0,2967
ε	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
u	185,04	185,67	186,45	187,71	189,28	191,64	194,78	200,12	201,85	203,73	206,64
w_1	199,36	198,02	198,91	198,78	197,55	195,98	191,63	186,58	186,48	189,63	186,93
c_1	377,85	376,47	377,48	377,56	376,6	374,7	371,19	366,35	360,32	353,6	338,55
w_2	197,95	199,04	202,88	207,19	211,15	216,86	223,9	231,69	246,24	266,66	286,43
c_2	64,8	69,09	73,89	77,6	84,34	94,05	102,82	116,41	138,19	167,95	194,6
c_{2u}	-2,01	-1	-2,51	-4,45	-4,34	-3,81	-4,17	-0,21	-1,96	-3,42	-3,56
β_1	21,2	22,27	23,24	24,68	26,42	29,66	32,27	37,36	43,82	52	61,41
β_2	19,1	20,31	21,35	21,96	23,51	25,68	27,31	30,16	34,14	39,03	42,79
α_2	88,22	89,17	88,05	86,71	87,05	87,68	87,68	89,9	89,19	88,83	88,95

Окончание табл. 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
H_c	7,4	6,43	5,74	5,12	4,63	4,23	3,84	3,54	3,27	3,02	2,67
$H_{\text{л}}$	2,49	2,39	2,37	2,36	2,39	2,46	2,55	2,68	2,99	3,48	3,98
$H_{\text{в}}$	2,1	2,39	2,73	3,01	3,56	4,42	5,29	6,78	9,55	14,1	18,94
$\eta_{\text{ол}}$	0,8519	0,8597	0,8648	0,8697	0,869	0,8632	0,8576	0,843	0,8121	0,762	0,7077
H'_0	81	79,89	80,15	80,46	80,71	81,2	81,98	82,76	84,1	86,59	87,5
$\zeta_{\text{тр}}$	0,0075	0,0059	0,0045	0,0034	0,0025	0,0018	0,0012	0,0009	0,0006	0,0003	0,0002
$\zeta_{\text{у}}$	0,01	0,0077	0,0058	0,0043	0,0031	0,0021	0,0013	0,0008	0,0005	0,0003	0,0002
$\zeta_{\text{пц}}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\zeta_{\text{вл}}$	0	0	0	0	0	0,0141	0,0292	0,0441	0,0589	0,0737	0,0879
η_{oi}	0,8344	0,8461	0,8545	0,862	0,8633	0,8452	0,8259	0,7972	0,7521	0,6877	0,6194
H_i	67,59	67,6	68,48	69,35	69,68	68,63	67,71	65,97	63,25	59,55	54,2
N_i	840,1	840,2	851,3	862,1	866,1	853,1	841,6	820,1	786,2	740,2	673,7
$h_{\text{к}}$	2974	2906,2	2837,3	2767,7	2697,5	2628	2559,4	2491,9	2425,9	2361,8	2302,8
x_2	1	1	1	1	1	0,9819	0,9627	0,9436	0,9245	0,9052	0,8862
c_0	0	61,47	65,54	70,1	73,62	80,0	89,22	97,54	110,4	131,1	159,33
$h_{\text{кф}}$	2976,1	2908,5	2840,1	2770,7	2701	2632,4	2564,7	2498,7	2435,5	2375,9	2321,7

на новый теплоперепад. Несовпадение предварительно назначенного теплоперепада и скорректированного зависит от точности определения коэффициента возврата теплоты α_t .

Закончив тепловой расчет всех ступеней (табл. 4), можно найти внутренний теплоперепад многоступенчатой турбины, равный сумме внутренних теплоперепадов всех ступеней (включая регулируемую):

$$H_i^T = \sum H_i = 260,267 + 67,59 + 67,6 + 68,48 + 69,35 + 69,68 + 68,63 + 67,72 + 65,97 + 63,25 + 59,55 + 54,2 = 982,287 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний относительный КПД проточной части турбины

$$\eta'_{oi} = H_i^T / H_0^T = 982,287 / 1142 = 0,86.$$

Эта величина КПД и будет положена в основу уточнения расхода пара через турбину.

7. Расчет схемы регенеративного подогрева воды

По заданию в турбинной установке необходимо обеспечить подогрев питательной воды до 145 °С. Для этого принимаем простую схему регенеративного подогрева питательной воды, изображенную на рис. 11, в которой предусмотрены три регенеративных отбора пара из турбины, а также расширитель непрерывной продувки барабанного котла. На схеме обозначены все потоки пара и воды и их параметры.

Расчёт принципиальной тепловой схемы турбинной установки производится по общепринятым методам, описанным в курсах по тепловым электрическим станциям. Поскольку в нашем распоряжении имеется подробный тепловой расчет проточной части, то для расчетного режима мы можем установить номера ступеней, после которых производятся отборы пара для подогрева питательной воды, а также термодинамические параметры пара в точках отборов.

Для подогрева питательной воды до 145 °С (по заданию) необходимо в подогреватель высокого давления (ПВД) направить греющий пар из отбора турбины с давлением, при котором температура насыщения будет $t_n \geq (145 + \Delta t)$ °С (где принимают $\Delta t = 4 \dots 5$ °С – недогрев воды до температуры насыщения для ПВД простой схемы). В нашем примере t_n должна быть не менее $(145 + 4) = 149$ °С, чему соответствует давление насыщения



Отбор пара на деаэратор атмосферного типа с давлением $p_d=0,12$ МПа необходимо брать после 6-й ступени, где давление пара $p_{2(6)}=0,15$ МПа.

В подогреватель низкого давления (ПНД) желательно направить отбор пара с давлением, при котором нагрев воды в нём $\Delta t_{\text{пнд}}=30\ldots 40\text{ }^{\circ}\text{C}$. В нашем случае после 8-й ступени давление пара $p_{2(8)}=0,0587\text{ МПа}$. Температура насыщения в подогревателе $t_{\text{н}}=84,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, что достаточно для нагрева воды до $79\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Данные по отборам сводим в табл. 5. Давление пара в поверхностных подогревателях принимается на 5 % меньше, чем в проточной части турбины. Энтальпии пара в отборах берутся из сводной таблицы расчёта ступеней отсека (табл. 4).

Параметры пара и воды

Точка процесса	№ ступени	Давление в отборе, МПа	Энтальпия пара в отб., кДж/кг	Давление в подогр., МПа	Темп. нас. в подогр., °С	Энт. конд. в подогр., кДж/кг	Темп. воды за подогр., °С	Энт. воды за подогр., кДж/кг
0	—	3,5	3304	—	—	—	—	—
1	3	0,49	2908,5	0,4655	149,1	628,6	145	607
2	6	0,1505	2701	0,12	104,78	439,3	104,78	439,3
3	8	0,0587	2564,7	0,0558	84,1	352,1	79,0	330,8
К	12	0,0066	2321,7	0,006	36,16	151,5	36,16	151,5

Выразим относительные расходы всех потоков через расход пара на турбину G (обозначения потоков даны на рис. 11).

Перед расчётом тепловой схемы необходимо задаться некоторыми относительными расходами по нормам:

-утечка пара и конденсата из тепловой схемы $\alpha_{\text{ут}} = G_{\text{ут}}/G = 0,02$;

-непрерывная продувка из барабана котла в расширитель

$\alpha_{\text{пр}} = G_{\text{пр}}/G = 0,02$;

-расход пара на эжектор $\alpha_{0\text{эж}} = G_{0\text{эж}}/G = 0,008$;

- утечка пара через переднее уплотнение турбины

$\alpha_{0\text{упл}} = G_{0\text{упл}}/G = 0,01$;

-«нулевой» отбор турбины $\alpha_{0\text{о}} = G_{0\text{о}}/G = \alpha_{0\text{эж}} + \alpha_{0\text{упл}} = 0,008 + 0,01 = 0,018$.

Из расчёта расширителя продувки находим количество воды, выводимое из тепловой схемы, $\alpha'_{\text{пр}} = G'_{\text{пр}}/G = 0,0158$. При расчёте подогревателя химочищенной воды (Пхов) необходимо задаться $t_{\text{хов}} = 30^\circ\text{C}$, $t''_{\text{пр}} = 60^\circ\text{C}$ и определить $h'_{\text{хов}} = 69,8$ кДж/кг.

Относительный расход химочищенной воды для восполнения потерь в тепловой схеме

$$\alpha_{\text{хов}} = G_{\text{хов}}/G = \alpha_{\text{ут}} + \alpha'_{\text{пр}} = 0,02 + 0,0158 = 0,0358.$$

Относительный расход питательной воды

$$\alpha_{\text{пв}} = G_{\text{пв}}/G = (G + G_{\text{ут}} + G_{\text{пр}})/G = 1 + \alpha_{\text{ут}} + \alpha_{\text{пр}} = 1,04.$$

Из расчёта тепловой схемы находим относительные расходы пара:

$$\alpha_{10} = G_{10}/G=0,0742; \quad \alpha_{20} = G_{20}/G=0,0372; \quad \alpha_{30} = G_{30}/G=0,0641;$$

$$\alpha_K = 1 - \alpha_{00} - \alpha_{10} - \alpha_{20} - \alpha_{30} = 1 - 0,018 - 0,0742 - 0,0372 - 0,0641 = 0,8065.$$

8. Определение расхода пара и сведение энергетического баланса турбины

Расход пара на турбину с регенерацией определяется по формуле (12).

Уточнённая величина коэффициента выхода внутренней работы в соответствии с формулой (11)

$$\eta_{ввр} = 1 - \sum_{m=0,1,2...} \alpha_{m0} \cdot y_{m0} = 1 - (\alpha_{00} \cdot y_{00} + \alpha_{10} \cdot y_{10} + \alpha_{20} \cdot y_{20} + \alpha_{30} \cdot y_{30}),$$

где $y_{00} = (h_{00} - h_K) / (h_0 - h_K) = 1,0$;

$$y_{10} = (h_{10} - h_K) / (h_0 - h_K) = (2908,5 - 2321,7) / (3304 - 2321,7) = 0,5971;$$

$$y_{20} = (h_{20} - h_K) / (h_0 - h_K) = (2701 - 2321,7) / (3304 - 2321,7) = 0,3858;$$

$$y_{30} = (h_{30} - h_K) / (h_0 - h_K) = (2564,7 - 2321,7) / (3304 - 2321,7) = 0,247.$$

$$\eta_{ввр} = 1 - (0,018 \cdot 1,0 + 0,0742 \cdot 0,5971 + 0,0372 \cdot 0,3858 + 0,0641 \cdot 0,247) = 0,9075.$$

Действительное значение $\eta_{оэ}$ турбины по формуле (10) с учётом полученного из расчёта проточной части $\eta'_{oi} = 0,86$:

$$\eta_{оэ} = \eta_{др} \cdot \eta'_{oi} \cdot \eta_{ввр} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma} = 0,984 \cdot 0,86 \cdot 0,9075 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 0,73.$$

Уточнённая величина расхода пара на турбину

$$G = 10800 / (1161 \cdot 0,73) = 12,743 \text{ кг/с.}$$

Расходы пара по потокам:

$$G_{00} = G_{00эж} + G_{00упл} = 0,008 \cdot 12,743 + 0,01 \cdot 12,743 = 0,102 + 0,127 = 0,229 \text{ кг/с;}$$

$$G_{10} = 0,0742 \cdot 12,743 = 0,9455 \text{ кг/с;}$$

$$G_{20} = 0,0372 \cdot 12,743 = 0,474 \text{ кг/с;}$$

$$G_{30} = 0,0641 \cdot 12,743 = 0,8168 \text{ кг/с;}$$

$$G_K = 0,8065 \cdot 12,743 = 10,278 \text{ кг/с.}$$

Итого: $G = 12,743 \text{ кг/с.}$

Электрические мощности потоков пара:

$$N_{10} = G_{10} \cdot (h_0 - h_{10}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 0,9475 \cdot (3304 - 2908,5) \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 355,5 \text{ кВт};$$

$$N_{20} = G_{20} \cdot (h_0 - h_{20}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 0,474 \cdot (3304 - 2701) \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 271,7 \text{ кВт};$$

$$N_{30} = G_{30} \cdot (h_0 - h_{30}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 0,8168 \cdot (3304 - 2564,7) \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 574,0 \text{ кВт};$$

$$N_k = G_k \cdot (h_0 - h_k) \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 10,278 \cdot (3304 - 2322,2) \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 9597,3 \text{ кВт};$$

$$\sum N = 10798,5 \text{ кВт}.$$

Погрешность вычислений $\delta = (10800 - 10798,5) / 10800 = 0,00014$ – незначительна.

Уточнённые расходы пара по отсекам проточной части турбины:

1-й отсек (сопловая решётка регулирующей ступени)

$$G_1 = G - G_{0\text{ож}} = 12,743 - 0,008 \cdot 12,743 = 12,641 \text{ кг/с};$$

2-й отсек (рабочие и направляющая решётки регулирующей ступени, 2-я и 3-я ступени)

$$G_2 = G_1 - G_{0\text{упл}} = 12,641 - 0,01 \cdot 12,743 = 12,514 \text{ кг/с};$$

3-й отсек (4, 5 и 6-я ступени)

$$G_3 = G_2 - G_{10} = 12,514 - 0,9455 = 11,569 \text{ кг/с};$$

4-й отсек (7-я и 8-я ступени)

$$G_4 = G_3 - G_{20} = 11,569 - 0,474 = 11,095 \text{ кг/с};$$

5-й отсек (9, 10, 11 и 12-я ступени)

$$G_5 = G_4 - G_{30} = 11,095 - 0,817 = 10,278 \text{ кг/с}.$$

Сохраняя длины лопаток и их углы в регулирующей ступени неизменными, уточняем степень парциальности этой ступени в соответствии с формулой

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{пр}} \cdot G / G_{\text{пред}}.$$

Здесь $\varepsilon_{\text{пр}}$ – степень парциальности при предварительном расчетном расходе пара $G_{\text{пред}} = 12,436 \text{ кг/с}$,

$$\varepsilon = 0,2094 \cdot 12,743 / 12,436 = 0,2146.$$

Уточнение размеров лопаток нерегулируемых ступеней производим по формуле

$$l = l_{\text{пр}} \cdot G_{\text{отс}} / G_{\text{пред}},$$

где $l_{\text{пр}}$ – длина лопатки при $G_{\text{пред}} = 12,436 \text{ кг/с}$; $G_{\text{отс}}$ – уточненный

расход пара через соответствующий отсек, кг/с.

При таком способе корректирования длины лопаток их входные и выходные углы остаются неизменными. Треугольники скоростей так же не изменяются и все ранее произведенные расчеты остаются в силе.

Входные длины сопловых лопаток рассчитываются по формуле

$$l_{0n}=l_{2(n-1)}+\Delta l_0.$$

Входные длины рабочих лопаток определяются по аналогичной формуле:

$$l'_1=l_1+\Delta l_1.$$

Величины перекрыш выбираются конструктивно в пределах

$$\Delta l_0= \Delta l_1= (0,001 \dots 0,01) \text{ м.}$$

Результаты корректировки размеров проточной части сводим в табл. 6.

После завершения теплового расчета оформляется на отдельном листе чертеж проточной части. При оформлении этого чертежа рекомендуется пользоваться в качестве образцов конструкции турбин, изображенных в [1, 7]. При вычерчивании проточной части может оказаться, что ее очертание местами получилось неудачным.

Таблица 6

Длины лопаток проточной части турбины

№ ступ.	Перекрыша	Входн. длина сопл.лопаток	Вых.дл.сопл.лоп.		Перекрыша	Входн. длина раб.лопаток	Вых.дл.раб.лопаток	
			Предвар	Окончат.			Предвар.	Окончат.
	Δl_0 , мм	l_0 , мм	$l_{1пр}$, мм	l_1 , мм	Δl_1 , мм	l'_1 , мм	$l_{2пр}$, мм	l_2 , мм
2	-	16,2	16,1	16,2	2,0	18,2	18,1	18,2
3	2,1	20,3	20,2	20,3	2,0	22,3	22,2	22,3
4	1,5	23,8	25,6	23,8	1,9	25,7	27,6	25,7
5	2,0	27,7	32,5	30,2	2,8	33,0	35,5	33,0
6	2,5	35,5	42,3	39,4	2,7	42,1	45,3	42,1
7	3,0	45,1	56,2	50,2	3,5	53,7	60,2	53,7
8	3,3	57,0	79,2	70,7	3,6	74,3	83,2	74,3
9	3,5	77,8	108,1	89,4	4,1	93,5	113,1	93,5
10	4,0	97,5	147,9	122,3	4,1	126,4	15,9	126,4
11	4,5	130,9	202,6	167,5	4,1	171,6	20,6	171,6
12	5,0	176,6	289,7	239,5	5,8	245,3	296,7	245,3

В таком случае производится корректировка теплового расчета тех ступеней, где необходимо изменить радиальные размеры проточной части. При этом корректировочном расчете теплоперепады ступеней должны остаться неизменными.

9. Особенности расчета турбин с регулируемым отбором пара

При нанесении ориентировочной линии изменения состояния пара в h,s -диаграмме для турбины с регулируемым отбором (рис. 6,б) необходимо учитывать дополнительное дросселирование пара в регулирующих органах между частью высокого давления (ч.в.д.) и частью низкого давления (ч.н.д.). Падение давления пара в регулирующем устройстве (поворотной диафрагме) перед ч.н.д. для расчетного режима определяется по приближенной формуле

$$p'_{\text{по}} = 0,95 \cdot p_{\text{по}}$$

где $p_{\text{по}}$ – давление пара перед регулирующим органом промышленного (теплофикационного) отбора.

Определение числа ступеней и распределение теплоперепада должно производиться отдельно для части высокого давления (до отбора) и части низкого давления (после отбора). Расчет ступеней ч. в. д. производится на полный расход пара G , найденный по выражению (6), а ч. н. д.—на расход, определяемый по формуле (5).

При расчёте турбин с одним регулируемым отбором пара проточная часть делится на два отсека. В каждом отсеке при распределении теплоперепада по ступеням сохраняется неизменным диаметр корневых сечений всех ступеней. Диаметры корневых сечений ступеней смежных отсеков могут не совпадать. Между отсеками всегда необходимо предусматривать камеру, из которой производится отбор пара. Расчёт *тепловой схемы* турбин с одним регулируемым отбором пара необходимо производить на два режима: 1) теплофикационный (с включённым регулируемым отбором), 2) конденсационный (без регулируемого отбора). Размеры лопаток проточной части ч.в.д. уточняются после расчета тепловой схемы турбоагрегата в теплофикационном режиме, а ч.н.д.— по расходам пара, полученным в конденсационном режиме. В остальном расчет ничем не отличается от такового для чисто конденсационной турбины.

Библиографический список

1. Общие требования и правила оформления текстовых документов в учебном процессе/ Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. Новочеркасск: ЮРГТУ, 1999. – 29 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1993. Кн. 1. – 384 с. Кн.2. – 416 с.
3. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учеб. для вузов/Под ред. А.Г.Костюка и В.В. Фролова / МЭИ. — М.: 2001.—488 с.
4. Паровые и газовые турбины: : Учеб. для вузов/Под ред. А.Г. Костюка и В.В. Фролова .— М.: Энергоатомиздат, 1985.— 352 с.
5. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины. –М.;Л.: Энергия, 1966. -264 с.
6. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. –/МЭИ. М.: 2002.-540 с.
7. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.:Энергия, 1980. -424 с.
8. Шестаченко И.Я.,Зуева В.В. Методические указания по курсовому проектированию паровых турбин/ НПИ. –Новочеркасск, 1988.–38 с.
9. Шестаченко И.Я.,Зуева В.В.Методические указания к практическим занятиям по расчёту паровых турбин/ НПИ. –Новочеркасск, 1988. –32 с.
10. Тепловой расчёт ступени паровой турбины осевого типа: Метод. указ. к практическим занятиям, курсовому и дипломному проектированию/ И.Я.Шестаченко, В.Г. Поветкин; Юж.-Рос. гос. техн. ун-т.— Новочеркасск: ЮРГТУ, 2004. – 24 с.
11. Шестаченко И.Я. и др. Методические указания к практическим занятиям по курсу «Паровые и газовые турбины» с применением ЭВМ/ НПИ. –Новочеркасск, 1986. –28 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. РАСЧЁТ ОСЕВОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ СО СТУПЕНЯМИ СКОРОСТИ.....	6
1.1. Определение ориентировочного расхода пара.....	7
1.2. Расчет проточной части и определение оптимального среднего диаметра рабочего колеса.....	10
<i>ПРИМЕР РАСЧЕТА ТУРБИНЫ СО СТУПЕНЯМИ СКОРОСТИ.....</i>	<i>25</i>
<i>1. Определение ориентировочного расхода пара на турбину.....</i>	<i>25</i>
<i>2. Тепловой расчет проточной части.....</i>	<i>26</i>
2. РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ КАМЕРНОЙ ТУРБИНЫ.....	33
2.1. Определение потерь давления на входе и выходе из турбины.....	33
2.2. Выбор основных конструктивных особенностей турбины.....	35
2.3. Оценка КПД турбинной установки.....	39
2.4. Определение расчетного расхода пара.....	41
<i>ПРИМЕР РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ.....</i>	<i>42</i>
<i>1. Определение расхода пара.....</i>	<i>43</i>
<i>2. Предварительный расчет последней ступени.....</i>	<i>45</i>
<i>3. Расчет регулирующей ступени.....</i>	<i>47</i>
<i>4. Определение числа нерегулируемых ступеней турбины</i>	<i>53</i>
<i>5. Расчет второй (первой нерегулируемой) ступени.....</i>	<i>57</i>
<i>6. Расчет остальных ступеней давления.....</i>	<i>64</i>
<i>7. Расчет схемы регенеративного подогрева воды.....</i>	<i>71</i>
<i>8. Определение расхода пара и сведение энергетического баланса турбины.....</i>	<i>74</i>
<i>9. Особенности расчета турбин с регулируемым отбором пара... ..</i>	<i>77</i>
Библиографический список.....	78

Учебно-методическое издание

Шестаченко Иван Яковлевич

Тепловой расчёт паровых турбин

Учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию

Редактор Л.Ф. Некрасова

Подписано в печать 10.05.2007. Формат 60х84 1/16.

Ризография. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 4,65.

Уч.-изд. л. 5,5. Тираж 100. Заказ

Южно-Российский государственный технический университет

Редакционно-издательский отдел ЮРГТУ

Центр оперативной полиграфии

Адрес ун-та и центра полиграфии:

346428, г. Новочеркасск, ул. Просвещения, 132.