

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное
бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Методические рекомендации
для выполнения курсовой работы

Казань 2017

УДК 621.165
ББК 31.363
Р24

Р24 Расчет проточной части паровой турбины: методические рекомендации для выполнения курсовой работы / Д.А. Усков.— Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2017. –122 с.

Приведены рекомендации по выполнению курсовой работы, связанной с расчетом проточной части паровой турбины.

Предназначены для студентов всех форм обучения по образовательной программе «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели» направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

УДК 621.165
ББК 31.363

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современные паровые и газовые турбины являются основным двигателем тепловых и атомных электростанций, значение которых для энергетики определяется все возрастающими потребностями страны в электроэнергии. Паровые турбины позволяют осуществлять совместную выработку электрической энергии и теплоты, что повышает степень полезного использования теплоты органического и ядерного топлива. Совместная работа паротурбинных и газотурбинных установок в составе парогазовых установок позволяет значительно повысить КПД установки.

В настоящем пособии содержатся методические рекомендации по выполнению курсовой работы, целью которой является овладение навыками выполнения расчета проточной части паровой турбины и выбора основных ее элементов, изучение конструкции паровой турбины.

В результате выполнения курсовой работы у студента формируются:

- способность демонстрировать знание теоретических основ рабочих процессов в энергетических машинах, аппаратах и установках;
- способность принимать и обосновывать конкретные технические решения при создании объектов энергетического машиностроения;
- готовность разрабатывать и применять энергоэффективные машины, установки, двигатели и аппараты по производству, преобразованию и потреблению различных форм энергии.

1. ОСНОВЫ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

1.1. Конструктивные особенности паровых турбин

Главные конструктивные особенности турбины, ее проточной части определяются следующими факторами:

- 1) параметрами пара перед турбиной и давлением за ней;
- 2) мощностью турбины;
- 3) частотой вращения ротора;
- 4) наличием или отсутствием промежуточного перегрева пара;
- 5) наличием или отсутствием регулируемых отборов пара;
- 6) опытом и традициями турбинных заводов, имеющимся в их распоряжении парком станков по изготовлению деталей и узлов турбины;
- 7) требованиями эксплуатации: скоростью пуска и нагружения турбины, диапазоном изменения ее нагрузки и т.п.;
- 8) унификацией узлов и деталей турбины;
- 9) технологичностью конструктивных решений и связанными с ней трудозатратами на изготовление турбины;
- 10) ремонтпригодностью конструкции турбины, ее узлов и деталей.

При конструировании турбины обычно разрабатывают несколько вариантов ее выполнения. Критерием при отборе вариантов являются затраты на выработку единицы электроэнергии.

При конструировании и расчете проточной части турбины обычно бывают заданы следующие величины:

- 1) номинальная электрическая мощность турбогенератора N_3 ;
- 2) начальные параметры пара p_0 и t_0 ;
- 3) параметры пара после промежуточного пароперегревателя $p_{пп}$ и $t_{пп}$ (если имеется промежуточный перегрев пара);
- 4) давление отработавшего пара p_2 (p_k);
- 5) температура питательной воды на выходе из системы регенерации $t_{пв}$;
- 6) частота вращения ротора турбины n .

Номинальной мощностью турбины называют ту наибольшую мощность, которая может развиваться на зажимах электрического генератора в течение практически любого отрезка времени не только при номинальных параметрах пара, но и при их отклонениях от номинальных, оговоренных в технических условиях на поставку турбины (при снижении начального давления, ухудшении вакуума и т.п.). Наряду с номинальной

мощностью для паровых турбин используют также понятие максимальной мощности, которая превышает номинальную мощность при отклонениях параметров пара от номинальных значений (например, углубление вакуума, повышение давления перед турбиной в допустимых пределах) и при отключении регенеративных подогревателей.

В качестве начальных параметров пара p_0 и t_0 принимают его давление и температуру перед стопорным клапаном турбины. Давление пара непосредственно за котлом выше давления перед стопорным клапаном за счет гидравлических потерь в паропроводе от котла до турбины; температура пара за котлом также выше температуры перед стопорным клапаном из-за потерь теплоты паропроводом.

Параметры пара после промежуточного пароперегревателя $p_{пп}$ и $t_{пп}$ указывают обычно по состоянию перед отсечными клапанами части среднего давления (ЧСД). Давление промежуточного перегрева $p_{пп}$ выбирают на основе экономических расчетов по минимуму затрат на выработку электрической энергии.

Давлением отработавшего пара p_2 (p_k) называют давление в выходном сечении выходного патрубка турбины. Для конденсационных турбин расчетное давление за турбиной p_k зависит от среднегодовой температуры охлаждающей воды, определяется оно также на основе технико-экономических расчетов по минимуму затрат на выработку электрической энергии.

Расчетную температуру питательной воды $t_{пв}$ выбирают по предварительной оценке экономичности всей станции. Если рассматривать экономичность только паротурбинной установки, то целесообразной температурой питательной воды является температура насыщения при давлении на входе в котел. Однако в этом случае КПД котла снижается за счет повышения температуры уходящих газов. Температура $t_{пв}$ в зависимости от начального давления находится обычно в следующих пределах: при $p_0 = 24,0$ МПа, $t_{пв} = 260\text{--}270$ °С; при $p_0 = 13,0$ МПа, $t_{пв} = 230\text{--}235$ °С; при $p_0 = 10,0$ МПа, $t_{пв} = 215\text{--}220$ °С.

Частота вращения ротора турбины определяется чаще всего частотой вращения приводимой машины. Для электрического генератора с двухполюсным ротором при частоте переменного тока 50 Гц частота вращения ротора турбины и генератора равна 50 с^{-1} . Если мощность турбины мала ($N_3 < 4000$ кВт), частоту вращения ее ротора целесообразно выполнять повышенной, а между турбиной и генератором устанавливать понижающий частоту вращения редуктор.

Для турбин очень большой мощности ($N_9 > 500\text{--}1000\text{ МВт}$) для сокращения числа цилиндров низкого давления целесообразно использовать частоту вращения $n = 25\text{ с}^{-1}$ при четырехполосном роторе электрического генератора.

Приступая к расчету турбины, выбирают расчетную мощность, то есть мощность, соответствующую наибольшей экономичности турбины $N_9^{\text{ЭК}}$. Для турбин, работающих в достаточно широком диапазоне изменения нагрузки, в качестве расчетной принимают мощность, равную $0,8\text{--}0,9$ номинальной. Крупные турбины, которые предполагается эксплуатировать при полной их загрузке в течение продолжительного времени, обычно имеют расчетную мощность, близкую к номинальной, $N_9^{\text{ЭК}} = (0,9\text{--}1,0) N_9$. Турбины для АЭС проектируются, как правило, при условии $N_9^{\text{ЭК}} = N_9$.

Далее выбирают тепловую схему паротурбинной установки (рис. 1.1) – число регенеративных подогревателей, давление в деаэраторе, температуру питательной воды на выходе из подогревателей, параметры пара приводной турбины питательного насоса, давление промежуточного перегрева, для турбин АЭС – давление в промежуточном сепараторе и т.п. Для расчета тепловой схемы на основе статистических данных по экономичности турбин предварительно оценивают протекание процесса в h,s -диаграмме.

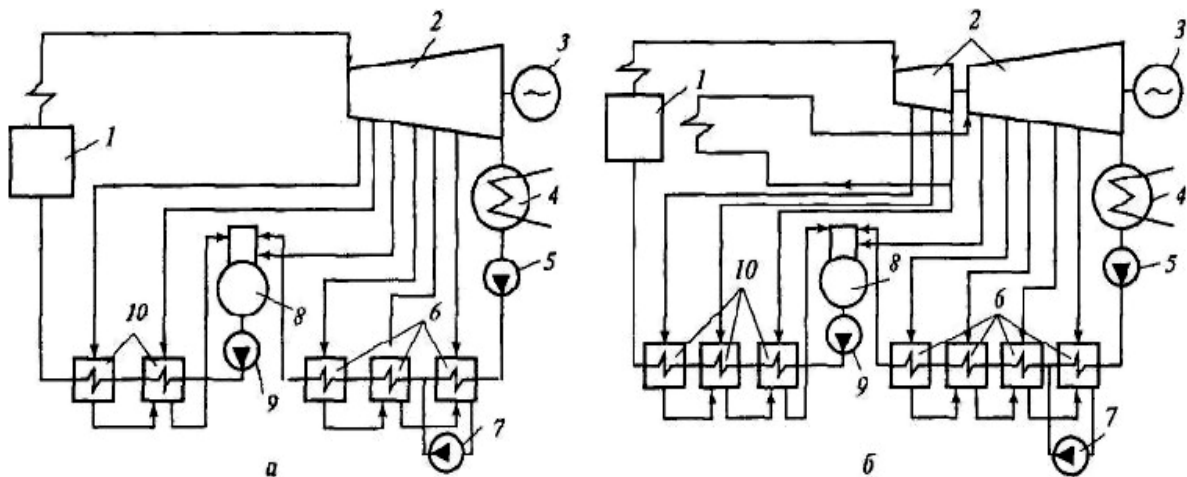


Рис. 1.1. Типичные тепловые схемы конденсационных установок без промежуточного перегрева пара (а) и с промежуточным перегревом (б): 1 – котел, 2 – турбина, 3 – электрогенератор, 4 – конденсатор, 5 – конденсатный насос, 6 – регенеративные подогреватели низкого давления, 7 – дренажный насос, 8 – деаэратор, 9 – питательный насос, 10 – регенеративные подогреватели высокого давления

В результате расчета тепловой схемы определяют расходы пара во всех ступенях, а также расходы пара в регенеративные подогреватели.

Кроме того, вычисляют другие тепловые характеристики паротурбинной установки – удельный расход пара, удельный расход теплоты, КПД η_3 .

Конструкция ступеней турбины, размеры элементов проточной части в большой степени зависят от объемного расхода пара – произведения массового расхода пара на его удельный объем $G \cdot v$. От первых ступеней турбины к последним, удельный объем пара значительно возрастает. Так, при параметрах пара $p_0 = 23,5$ МПа и $t_0 = 540$ °С удельный объем v в 2500 раз меньше удельного объема пара за последней ступенью турбины при $p_k = 3,4$ кПа. Поэтому объемный расход пара в первых ступенях существенно меньше, чем в последних.

В связи с особенностями проектирования проточной части все ступени конденсационной турбины разделяют на четыре группы:

- 1) регулирующие ступени;
- 2) ступени малых объемных расходов пара (первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности);
- 3) промежуточные ступени с относительно большим объемным расходом пара;
- 4) последние ступени, работающие в части низкого давления турбины при очень большом объемном расходе пара.

Регулирующая ступень – это первая ступень турбины при сопловом парораспределении. При дроссельном парораспределении регулирующая ступень в турбине отсутствует. Основной конструктивной особенностью регулирующей ступени является изменяющаяся степень парциальности при изменении расхода пара на турбину. В связи с этим сопла регулирующей ступени объединены в группы. К каждой группе сопел пар подводится через самостоятельный регулирующий клапан. При одном открытом клапане работает одна группа сопел, поэтому ступень работает при малой степени парциальности. По мере открытия следующих регулирующих клапанов степень парциальности растет. При всех открытых регулирующих клапанах степень парциальности регулирующей ступени всегда меньше единицы. Регулирующая ступень конструктивно отделена объемной камерой от последующих нерегулируемых ступеней. Эта камера необходима для растекания пара в окружном направлении, чтобы обеспечить подвод его к первой нерегулируемой ступени по всей окружности без существенных аэродинамических потерь энергии.

По условиям экономичной работы турбины с сопловым парораспределением при переменном расходе пара в регулирующей ступени необходимо срабатывать повышенный теплоперепад $H_0^{p.ст}$.

Регулирующие ступени выполняют как одновенечными, так и двухвенечными. Одновенечные активные регулирующие ступени обычно применяют для срабатывания сравнительно малых теплоперепадов – до 80–120 кДж/кг. Двухвенечные ступени применяют для срабатывания сравнительно высоких теплоперепадов – 100–250 кДж/кг.

Теплоперепад и соответственно тип регулирующей ступени выбирают с учетом следующих особенностей влияния регулирующей ступени на конструкцию и экономичность турбины:

1. Применение двухвенечной регулирующей ступени и, следовательно, большого теплоперепада $H_0^{p.ct}$ приводит к сокращению числа нерегулируемых ступеней и снижению стоимости изготовления турбины. Однако в этом случае снижается КПД турбины при мощности, близкой к номинальной, так как экономичность двухвенечной регулирующей ступени существенно ниже, чем экономичность заменяемых нерегулируемых ступеней. Следует, однако, заметить, что потери энергии регулирующей ступени за счет явления возврата теплоты частично используются в последующих нерегулируемых ступенях. Поэтому при оценке снижения экономичности за счет регулирующей ступени необходимо учитывать явление возврата теплоты.

2. При большом теплоперепаде регулирующей ступени снижаются утечки пара через переднее концевое уплотнение, так как уменьшается давление в камере регулирующей ступени и, следовательно, перед передним концевым уплотнением. Этот эффект особенно заметен для турбин малой мощности, где относительная утечка велика.

3. Повышенный теплоперепад регулирующей ступени обеспечивает снижение температуры пара в камере регулирующей ступени и, следовательно, применение относительно дешевых низколегированных сталей для изготовления ротора и корпуса турбины.

В современных мощных турбинах в качестве регулирующей ступени применяют одновенечную ступень, так как преимущества повышенного теплоперепада по технико-экономическим расчетам не оправдываются.

В турбинах АЭС, работающих на насыщенном паре, лопатки регулирующей ступени часто аварийно разрушаются в связи с большими возмущающими усилиями при их вибрациях. Эти усилия обусловлены спецификой течения влажного пара в клапанах и соплах регулирующей ступени. Поэтому современные мощные турбины АЭС, работающие, как правило, при постоянной нагрузке, проектируют с дроссельным парораспределением.

Двухвенечные ступени находят применение в качестве регулирующих ступеней в турбинах малой мощности, а также в турбинах с противодавлением и в турбинах с регулируемыми отборами пара.

Первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности (ступени с малым объемным расходом пара) отличаются небольшими высотами сопловых и рабочих лопаток. Для повышения КПД этих ступеней необходимо всеми возможными путями увеличивать высоту этих лопаток.

Для увеличения высоты лопаток первых ступеней используют следующие способы:

1. Применяют малые углы выхода потока из сопловой решетки: $\alpha_1 = 11\text{--}12^\circ$ для активных и $\alpha_1 = 14\text{--}15^\circ$ для реактивных ступеней. При этом необходимо иметь в виду, что профильные потери энергии в решетке с уменьшением углов выхода незначительно увеличиваются.

2. Применяют ступени с пониженным средним диаметром. В результате высоты сопловых лопаток увеличиваются как по причине уменьшения диаметра, так и по причине снижения скорости пара c_{1t} , связанного с этим уменьшением диаметра. Скорость уменьшается вследствие того, что отношение скоростей u/c_ϕ должно сохраняться неизменным (оптимальным). Следует иметь в виду, что при применении небольших диаметров ступени снижается теплоперепад, срабатываемый ступенью, так как уменьшается скорость c_ϕ . В результате этого увеличивается число ступеней турбины, повышается стоимость ее изготовления, турбину приходится выполнять многоцилиндровой, так как в одном корпусе можно разместить не более 18–22 активных ступеней.

3. В турбинах малой мощности, когда высота лопаток $l_1 \leq 10\text{--}12\text{ мм}$, вводят парциальный впуск пара в первые нерегулируемые ступени.

4. В турбинах малой мощности повышают частоту вращения ротора. В этом случае повышение высоты лопаток не сопровождается увеличением числа ступеней, как это имеет место при уменьшении только диаметра ступени. Здесь окружная скорость не снижается, так как уменьшение диаметра компенсируется увеличением частоты вращения ротора. При неизменной окружной скорости остается постоянным и срабатываемый ступенью теплоперепад. Для энергетических турбин в этом случае необходим понижающий редуктор, так как ротор генератора имеет частоту вращения 50 с^{-1} . Повышенную частоту вращения ротора турбины применяют при условии, что прирост полезной энергии в проточной части турбины превышает потери энергии в редукторе.

Промежуточные ступени и первые нерегулируемые ступени крупных турбин отличаются сравнительно большими объемными расходами пара, следовательно, относительно высокими рабочими и сопловыми лопатками, однако не предельной высоты. Поэтому для этих ступеней высокий КПД обеспечивается с меньшими трудностями, чем для ступеней с короткими лопатками. Не возникает здесь и особых трудностей по обеспечению прочности лопаток, так как высота их меньше, чем в последних ступенях. Промежуточные ступени отличаются также меньшей веерностью, чем последние ступени, где отношение d/l составляет 2,5–3,0. Поэтому потери от веерности в промежуточных ступенях меньше, чем в последних [4].

1.2. Конструктивное разделение турбины на цилиндры (части)

Общие тенденции проектирования [1,5]:

1. В одном корпусе одноцилиндровой турбины по конструктивным соображениям можно разместить не более 8–22 ступеней активного типа.

2. В зависимости от параметров пара на входе в цилиндр условно различают цилиндры высокого давления (ЦВД), среднего давления (ЦСД) и низкого давления (ЦНД). В одно- и двухцилиндровых турбинах для ТЭС (ТЭЦ) условно, по параметрам пара, выделяют группы ступеней в часть высокого давления (ЧВД), среднего давления и низкого давления (ЧНД).

3. В мощных многоцилиндровых турбинах высоких и сверхкритических параметров пара в одном потоке можно разместить при двухпоточной схеме цилиндра:

- в ЦВД – до 6 ступеней;
- в ЦСД – до 6 ступеней;
- в ЦНД – 5–6 ступеней.

В турбинах влажного пара соответственно:

- в ЦВД – 4–7 ступеней;
- в ЦСД – 4–5 ступеней;
- в ЦНД – 4–5 ступеней.

4. Исходя из современной концепции отечественного турбостроения, число роторов валопровода турбины не должно превышать пяти, по условиям вибрационной надежности турбоагрегата, следовательно, число цилиндров не должно быть более пяти.

5. В многоцилиндровых конструкциях турбин с целью уравнивания осевых усилий применяют двухпоточные цилиндры с одинаковыми потоками пара и одинаковой геометрией проточной части в каждом потоке.

6. Предельные геометрические характеристики последних ступеней конденсационных турбин большой мощности ТЭС и АЭС определяются в первую очередь прочностными свойствами материала рабочих лопаток и приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Геометрические характеристики последних ступеней мощных
конденсационных турбин

Частота вращения ротора, с^{-1}	Высота рабочей лопатки l_2 , мм	Веерность d_2/l_2	Площадь ометаемой поверхности Ω , м^2	Окружная скорость на периферии лопатки $u_{\text{п}}$, м/с	Завод-изготовитель
50	1200*	2,5	11,3	658	ЛМЗ
50	1050	2,43	8,41	565	НПО «Турбоатом»
50	1030	2,46	8,19	559	НПО «Турбоатом»
50	960	2,58	7,48	540	ЛМЗ
50	940	2,62	7,28	534	УТЗ
50	852	2,76	6,26	503	НПО «Турбоатом»
25	1450	2,86	18,9	440	НПО «Турбоатом»

*лопатка изготовлена из титанового сплава

Примечание: $u_{\text{п}}$ – окружная скорость рабочей лопатки на периферии.

7. Влажность за ЦВД для влажнопаровых турбин АЭС по условиям эрозионной прочности не должна превышать 10–13 % [9].

8. Влажность за последней ступенью конденсационных турбин АЭС должна быть:

- при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ не более 7–10 %;
- при $n = 25 \text{ с}^{-1}$ не более 15 %.

9. При проектировании турбин следует всемерно стремиться к унификации не только отдельных узлов и элементов, но и цилиндров в целом [6].

1.3. Конденсационные турбины малой и средней мощности

Конденсационные турбины мощностью до 50 МВт для ТЭС обычно выполняются одноцилиндровыми. При расчете такого турбоагрегата могут быть допущены увеличенные потери с выходной скоростью, а теплопере-

пады в отдельных ступенях увеличены по сравнению с оптимальными. Это позволяет сократить число ступеней и разместить их в одном цилиндре, что снижает стоимость турбины.

Турбины мощностью 50–160 МВт выполняют двухцилиндровыми: ЦВД и двухпоточный ЦНД. Двухпоточный ЦНД имеет симметричную конструкцию, причем в каждом потоке устанавливается последняя ступень предельных (максимально возможных) по условиям прочности размеров.

Давление перед ЦНД такой турбины можно приближенно оценить, если от начального состояния пара отложить 35–40 % общего теплоперепада, приходящегося на турбину [6].

1.4. Конденсационные турбины высоких и сверхкритических параметров для ТЭС и АЭС

Мощная паровая турбина для современной ТЭС традиционно состоит из ЦВД, в котором, в зависимости от начальных параметров, пар расширяется до 2–4 МПа и направляется на промежуточный перегрев. Давление промежуточного перегрева можно приближенно оценить, если от начального состояния пара отложить 35–40% общего теплоперепада, приходящегося на турбину. По данным Международной электротехнической комиссии это давление рекомендуется выбирать на уровне 0,2–0,3 от начального давления пара перед турбиной. Более точно оптимальное давление и температуру промежуточного перегрева определяют на основании технико-экономических расчетов.

После промежуточного перегрева пар направляется в цилиндр среднего давления (ЦСД), где расширяется до 0,2–0,4 МПа, а затем – в один или несколько параллельно расположенных ЦНД.

ЦНД для таких турбин выполняются обычно двухпоточными. Турбина мощностью 300 МВт требует трех потоков пара в ЦНД, 500 МВт – четырех (два двухпоточных ЦНД), 800 и 1200 МВт – три двухпоточных ЦНД. Выполнение двух последних машин с одинаковым числом ЦНД возможно за счет больших размеров последней ступени для турбины 1200 МВт.

Турбины АЭС для энергоблоков с реакторами типа БН (на быстрых нейтронах) имеют начальные параметры: $p_0 = 12,75\text{--}13,0$ МПа и $t_0 = 505\text{--}485$ °С. Эти турбины могут иметь промежуточный перегрев после ЦВД или выносную сепарацию в сочетании с промежуточным перегревом. Разделительное давление, то есть давление пара за ЦВД, при котором пар направляется в сепаратор-пароперегреватель (СПП),

выбирается на основе технико-экономических расчетов. При этом влажность за ЦВД (перед промежуточным перегревом или СПП) не должна превышать 8–14%. Для АЭС с газоохлаждаемыми реакторами обычно $p_{пп}/p_0 = 0,2–0,3$. Конструктивно вновь проектируемые турбоустановки такого типа состоят из двухпоточного ЦВД, СПП и нескольких двухпоточных ЦНД [1, 3, 6].

1.5. Влажнопаровые конденсационные турбины для АЭС

Влажнопаровые турбины АЭС, на входе в которые пар насыщенный или слабоперегретый, имеют ряд конструктивных отличий от турбин аналогичной мощности для ТЭС. К основным отличиям можно отнести следующие:

1. На входе в турбину пар насыщенный ($y \approx 0,5 \%$) или слабоперегретый.
2. Суммарный срабатываемый теплоперепад составляет менее 60% располагаемого теплоперепада турбины на сверхкритические параметры пара.
3. На долю ЦНД приходится примерно 50–60% вырабатываемой мощности всем турбоагрегатом, в то время как для турбин ТЭС аналогичной мощности на сверхкритические параметры пара – менее 30 %.
4. Объемные пропуски пара в голову турбины ($G_0 \cdot v_0$, м³/с) в 4–6 раз и на выходе из турбины ($G_k \cdot v_k$) примерно в 2 раза больше, чем для турбин ТЭС той же мощности.
5. Все или большинство ступеней работают во влажном паре, что требует для повышения КПД турбины развитой системы влагоудаления как выносной, так и внутритурбинной.

Обычно в таких турбинах, начиная с мощности агрегата 500 МВт, все цилиндры выполняются двухпоточными. Принято обязательным введение после ЦВД выносной сепарации влаги, как правило, сочетающейся с одной или двумя ступенями промежуточного перегрева. Промежуточный перегрев пара, как правило, – паровой. Конструктивно схема турбоустановки влажного пара состоит из ЦВД, СПП и нескольких ЦНД.

Начальные параметры пара перед влажнопаровой турбиной вполне конкретно определены типом реактора (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Начальные параметры пара перед влажнопаровыми турбинами АЭС

Тип реактора	Параметры пара перед турбиной		
	P_0 , МПа	t_0 , °C	y_0 , %
РБМК	6,37–6,59	279,5–280,4	0,5
ВВЭР	(4,31); 5,9	(254,8); 274,3	0,5

Следует отметить, что введение промежуточной сепарации и промперегрева для АЭС с водным теплоносителем признано обязательным, несмотря на то, что это снижает теоретический КПД всего цикла.

При выборе разделительного давления, а следовательно, и теплоперепада для ЦВД руководствуются следующими соображениями:

1. Потери от влажности в ЦВД и ЦНД должны быть приблизительно одинаковы, то есть влияние влажности на экономичность ЦВД и ЦНД должно быть приблизительно одинаково. Обычно перед СПП принимают влажность пара $y = 0,08–0,14$.

2. За последней ступенью турбины должна достигаться допустимая по условиям эрозионной надежности рабочих лопаток последних ступеней [9] влажность $y_k \leq 12–15\%$. Если не предпринимать никаких мер для сепарации влаги, то конечная влажность достигает $y_k \approx 24\%$, что недопустимо по условиям эрозионной надежности лопаточного аппарата.

3. Существует тенденция отхода от оптимального значения разделительного давления в сторону его повышения, так как для нормальной работы выносного сепаратора необходима скорость пара $C_{\Pi} \leq 6–12$ м/с.

В то же время повышение разделительного давления вследствие уменьшения влажности и удельного объема пара, то есть уменьшения объемного пропуска пара ($G \cdot v$) через СПП, способствует уменьшению поверхности сепаратора и пароперегревателя. Это приводит к уменьшению его стоимости, затрат на эксплуатацию; повышает надежность работы СПП и уменьшает вероятность разгона турбины при прекращении подачи пара в турбину и отключении ее от сети.

В большинстве эксплуатируемых влажнопаровых турбинах отечественного производства $p_{\text{разд}} \approx (0,1–0,2) p_0$ (рис. 1.2).

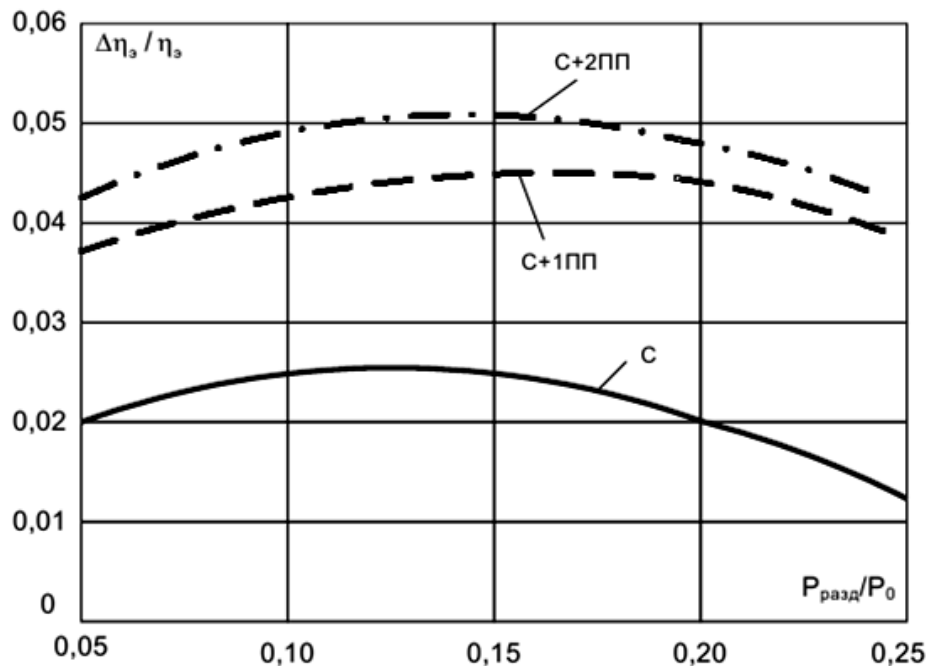


Рис. 1.2. Влияние относительного разделительного давления $p_{\text{разд}}/p_0$ на абсолютный КПД (η_a) турбоустановки насыщенного пара: С – при однократной сепарации; С+1ПП – при одной ступени сепарации и одноступенчатом промежуточном перегреве пара; С+2ПП – то же, но при двухступенчатом промперегреве пара

Однако в ряде случаев требование унификации использования готовых частей из ранее спроектированных турбин приводит к снижению разделительного давления до $p_{\text{разд}} \approx 0,05 p_0$, что, естественно, сказывается на экономичности турбоустановки, но существенно снижает затраты на создание турбины [6].

1.6. Турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением для ТЭЦ и АТЭЦ

Теплофикационные турбины. Турбины типа Т электрической мощностью до 25 МВт обычно выполняются одноцилиндровыми. Проточная часть условно разделяется камерой регулируемого отопительного (теплофикационного) отбора на две части: часть высокого давления – ЧВД и часть низкого давления – ЧНД. Парораспределение – сопловое. В качестве первой ступени турбины обычно устанавливается одновенечная регулирующая ступень. Перед соплами первой ступени ЧНД обычно устанавливается регулирующий орган – регулирующая поворотная диафрагма, работающая по принципу одно- или двухклапанного соплового парораспределения.

Турбины мощностью свыше 25 МВт (50–450 МВт) выполняются многоцилиндровыми с двумя отопительными отборами пара (верхний и нижний). Регулируемый отбор обычно один. Как правило, верхний отопительный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЦСД (или ЧСД), а нижний – из ЦНД (ЧНД). Из отопительных отборов регулированию обычно подвергается нижний путем установки в ЧНД (ЦНД) одно- или двухъярусной регулирующей поворотной диафрагмы.

Для турбин средней мощности ($N < 250$ МВт) часто в одном цилиндре размещают ЧСД и одну ЧНД. ЦНД, как правило, двухпоточные. С увеличением единичной мощности турбоагрегата все цилиндры выполняются двухпоточными с введением для турбин ТЭЦ промперегрева за ЦВД (Т-250/300-240), а для атомной теплоэлектроцентрали (АТЭЦ) – выносной сепарации с последующим промперегревом. Выбор разделительного давления аналогичен выше изложенному. Турбина Т-250/300-240 выполнена на сверхкритические параметры пара.

Парораспределение для турбин ТЭЦ и ТЭС преимущественно сопловое. В качестве первой ступени обычно устанавливается двухвенечная регулирующая ступень и реже – одновенечная, имеющая меньшую экономичность при частичных нагрузках. Для мощных конденсационных турбин ТЭС (более 800 МВт) и для турбин АЭС, имеющих большие объемные пропуски пара в голову турбины ($G_0 \cdot v_0$), применяется дроссельное парораспределение (ТК-450/500-60) [6].

Турбины с двумя регулируемым отборами пара типа ПТ имеют отбор высокого давления для производственных целей и отбор низкого давления для отопления. Конструктивно турбина состоит из ЧВД, ЧСД и ЧНД. Турбины мощностью до 25 МВт выполняются одноцилиндровыми. Деление турбины на части условно и определяется камерами регулируемых отборов. Турбины большей мощности выполняются, как правило, двухцилиндровыми, однопоточными. Обычно частью высокого давления является ЦВД. ЧСД и ЧНД объединены в один цилиндр (ЦНД); промышленный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЧВД, а его регулирование путем установки перед первой ступенью ЧСД поворотной диафрагмы. В качестве первой ступени ЧСД обычно устанавливается одновенечная регулирующая ступень.

Отопительных отборов обычно два (верхний и нижний), располагаются они в ЧНД (ЦНД). Регулируется обычно нижний отбор, как у турбин типа Т.

Парораспределение турбины – сопловое. В качестве первой ступени применяется одно- или двухвенечная регулирующая ступень,

предпочтительнее – двухвенечная. Деление на цилиндры обычно осуществляется из следующих соображений:

- приближенное равенство ступеней в обоих цилиндрах;
- температура пара за ЦВД (ЧВД) должна быть около 300 °С;
- в ЧВД обычно все лопатки ступеней цилиндрические, то есть постоянного сечения по высоте и небольшой длины.

Турбины с противодавлением типа Р, ПР имеют менее развитую систему регенерации, чем конденсационные. Относительно малый теплоперепад позволяет выполнить их, как правило, в одном цилиндре. Турбины в большинстве случаев имеют сопловое парораспределение. Часто сопловое парораспределение выполняют в комбинации с обводным [10]. Регулируемым параметром в турбине является давление пара в выходном патрубке турбины.

Отдельные узлы и детали таких турбин широко унифицированы с турбинами типов Т и ПТ [6].

1.7. Выбор типа парораспределения

В турбинах АЭС с реакторами на тепловых нейтронах и мощных турбинах ТЭС сверхкритических параметров пара (К-1200-23,5) обычно применяют дроссельное парораспределение. Влажнопаровые турбины АЭС выполняются исключительно с дроссельным парораспределением. Объясняется это следующими причинами:

- большие объемные пропуски пара (особенно, в турбинах насыщенного пара АЭС) позволяют достаточные, с точки зрения экономичности, высоты решеток первых нерегулируемых ступеней, то есть без применения парциального подвода пара; кроме того, эти турбины предназначены для несения базовой электрической нагрузки;
- потеря через переднее концевое уплотнение перестает играть существенную роль, так как общие объемные расходы велики, а, следовательно, относительная утечка пара мала;
- меньшая экономичность регулирующей ступени по сравнению с последующими ступенями в турбинах АЭС приводит к снижению экономичности всей турбины в большей степени, чем для турбин ТЭС, вследствие меньшего располагаемого теплоперепада турбин АЭС;
- низкие параметры пара АЭС на тепловых нейтронах не требуют резкого снижения температуры пара в первых ступенях турбины для удешевления конструкции турбины;
- дроссельное парораспределение более экономично по сравнению с сопловым при несении экономической (базовой) нагрузки турбиной.

Поэтому турбины с дроссельным парораспределением предназначены в первую очередь для работы в номинальном, или близком к нему, режиме работы, то есть в базовой части графика электрических нагрузок (мощные конденсационные блоки ТЭС и все блоки АЭС).

Сопловое парораспределение, обуславливающее наличие регулирующей ступени в качестве первой ступени турбины, широко применяется в турбинах перегретого пара различного назначения малой, средней и большой мощности (до 800 МВт). Это обусловлено, в основном, следующими причинами:

- малые объемные пропуски пара через первые ступени турбины, а следовательно, выходные площади решеток также малы и требуют парциального подвода пара;
- конденсационные турбины малой и средней мощности широко используются для покрытия переменной части графика электрических нагрузок, а при частичных нагрузках сопловое парораспределение экономичнее дроссельного [6].

1.8. Выбор типа регулирующей ступени при сопловом парораспределении

Регулирующая ступень турбины может быть выполнена в виде одновенечной либо двухвенечной. Выбор типа регулирующей ступени является важным этапом при проектировании паровой турбины, так как эта ступень оказывает существенное влияние на конструктивные формы ЧВД (ЦВД), число нерегулируемых ступеней и на КПД всей турбины.

Каждый тип регулирующей ступени имеет свои преимущества и недостатки. Поэтому на выбор типа регулирующей ступени в той или иной мере влияют:

- основной режим работы турбины (базовый, переменный);
- конструктивные формы турбины;
- параметры пара перед турбиной;
- мощность турбины.

Режим работы турбины

Одновенечная ступень при расчетном режиме имеет более высокий КПД, чем двухвенечная. Это обстоятельство делает одновенечную ступень более предпочтительной для мощных конденсационных турбин, предназначенных преимущественно для работы на номинальном режиме (базовая нагрузка).

Двухвенечная регулирующая ступень на расчетном режиме хотя и имеет более низкий КПД, чем одновенечная, однако при переменных режимах ее КПД более устойчив. Поэтому двухвенечная ступень широко применяется в турбинах с регулируемыми отборами пара (типа Т, ПТ, Р), которые работают в условиях частой смены нагрузок.

Конструктивные формы турбины

Двухвенечная регулирующая ступень срабатывает значительно большие теплоперепады, чем одновенечная. Это позволяет сократить число нерегулируемых ступеней турбины, уменьшить ее длину и упростить конструкцию турбины в целом.

Параметры пара перед турбиной

Большие теплоперепады, срабатываемые двухвенечной регулирующей ступенью, дают возможность резко снизить давление и температуру в камере регулирующей ступени (за ступенью) и тем самым применить для цилиндра и ротора турбины более дешевые стали. Это особенно важно для турбин на высокие и сверхкритические параметры пара. Часто при выборе регулирующей ступени для таких турбин исходят из соображения получения в ее камере температуры пара не выше 535°C (при начальной температуре $540\text{--}565^{\circ}\text{C}$), чтобы для изготовления ротора и корпуса турбины можно было использовать перлитные стали.

Мощность турбины

При больших начальных объемных пропусках пара (турбины средней и большой мощности) относительная утечка через переднее концевое уплотнение невелика и она не оказывает большого влияния на КПД турбины. В этом случае целесообразно теплоперепад на регулируемую ступень выбрать относительно небольшим и принять одновенечную регулируемую ступень. Одновременно с этим предоставляется возможность обеспечить полный подвод пара к первой нерегулируемой ступени при достаточной высоте лопаток. С другой стороны, большой теплоперепад, приходящийся на двухвенечную регулируемую ступень, приводит к снижению КПД всей турбины, так как КПД регулирующей ступени ниже, чем остальных нерегулируемых

ступеней. Поэтому для мощных турбин применение двухвенечной ступени нецелесообразно.

При малых начальных объемных пропусках пара (турбины малой и средней мощности) целесообразно применение двухвенечной регулирующей ступени (с повышенным теплоперепадом). Это дает возможность получить более низкое давление в камере регулирующей ступени (за ступенью) и этим обеспечить достаточную высоту лопаток первых регулируемых ступеней при полном подводе пара, а также уменьшить потерю утечки пара через переднее концевое уплотнение [6].

1.8.1. Выбор теплоперепада регулирующей ступени

Руководствуясь вышеизложенными соображениями, теплоперепад регулирующей ступени принимают [6]:

1. Для одновенечной регулирующей ступени ($d_{\text{ср}}^{\text{pc}} = 1,0 - 1,2$ м и $n = 50 \text{ с}^{-1}$): $H_0^{\text{cp}} = 80 - 125 \text{ кДж/кг}$.

2. Для двухвенечной ступени при $d_{\text{ср}}^{\text{pc}} = 0,8 - 1,2$ м и $n = 50 \text{ с}^{-1}$:

а) $H_0^{\text{cp}} = 150 - 250 \text{ кДж/кг}$ в турбинах с большими объемными пропусками пара;

б) $H_0^{\text{cp}} = 250 - 420 \text{ кДж/кг}$ в турбинах с малыми объемными пропусками пара.

Примечание. Одновенечные ступени проектируются для работы с дозвуковыми скоростями, а двухвенечные – как в до-, так и сверхзвуковом диапазоне скоростей.

1.8.2. Выбор парциальности регулирующей ступени

Степень парциальности (e) регулирующей ступени в зависимости от объемного пропуска пара лежит в пределах от 0,2 до 0,85 (большим объемным пропускам пара соответствует и большее значение степени парциальности). При малых объемных пропусках пара (турбины малой мощности) необходимо выбирать и меньшую степень парциальности для того, чтобы достичь допустимой высоты рабочих лопаток регулирующей ступени. Минимальная, из учета технологичности изготовления, высота лопаток может быть 10–15 мм, а по условиям экономичности – 15–17 мм.

При $e < 0,5$ группы сопел размещают в верхней половине цилиндра. Для равномерного прогрева металла корпуса в зоне регулирующей ступени

необходимо, чтобы пар в турбину подводился через группы сопел, размещенных как в верхней, так и в нижней частях цилиндра. Исходя из этих соображений, стремятся сделать $e > 0,5$. Это положение особенно важно для турбин высоких и сверхкритических параметров пара, где вследствие различного дросселирования в регулирующих клапанах при их неодинаковом открытии температуры потоков пара, идущих через эти клапаны, могут значительно различаться. Такая неоднородность потока и связанный с ней неравномерный нагрев статора турбины могут быть причиной возникновения значительных температурных напряжений и деформаций корпуса, а также существенно ухудшить маневренные качества турбины. Для устранения неравномерности параметров перед различными сегментами сопел стремятся достичь $e \approx e_{\max}$ и создают одновременный выпуск пара в несколько групп сопел. При этом сопловое парораспределение приближается к дроссельному и разница в экономичности частичных режимов между ними сокращается [6].

1.8.3. Выбор степени реактивности регуливающей ступени

Применение значительной реактивности целесообразно лишь при высокой степени парциальности ($e > 0,4-0,5$), так как на неактивной дуге подвода пара (не заполняемой паром) происходит выравнивание давления пара по одну и другую стороны рабочих лопаток (реакция снижается), даже если диск рабочего колеса регуливающей ступени не имеет разгрузочных отверстий. Реактивность по высоте рабочих лопаток регуливающей ступени мало изменяется. Ее можно считать постоянной, поэтому лопатки регуливающей ступени выполняются постоянного профиля (для турбин малой и средней мощности).

Для одновенечной регуливающей ступени степень реактивности обычно принимают в пределах $\rho = 0,05-0,12$.

Для двухвенечной ступени обычно $\rho = 0,05-0,08$, иногда $- 0,10-0,12$. Выше 12 % степень реакции не выбирают, так как становятся значительными протечки пара в радиальном зазоре между бандажом рабочих лопаток и корпусом турбины.

Общая степень реактивности двухвенечной ступени:

$$\rho = \rho_2 + \rho_H + \rho'_2, \quad (1.1)$$

где ρ_2, ρ_H, ρ'_2 – степень реактивности соответственно на рабочих лопатках первого венца, направляющих и рабочих лопатках второго венца.

Распределение реактивности по решеткам двухвенечных ступеней некоторых турбин отечественного производства приведено в табл. 1.3.

Таблица 1.3.

Распределение реактивности по решеткам двухвенечных ступеней

Турбина	ρ	ρ_2	ρ_H	ρ'_2
К-25-8,8 ЛМЗ	0,06	0	0,02	0,04
ПТ-25-8,8/0,98 КТЗ	0,10	0,02	0,04	0,04
Т-50-12,8 УТЗ	0,10	0,02	0,03	0,05
Т-100-12,8 УТЗ	0,10	0,02	0,05	0,03
К-12-3,45 УТЗ	0,05	0	0,05	0

Распределение реактивности между рабочими и направляющими лопатками принимается такое, чтобы обеспечить плавность очертаний проточной части регулирующей ступени. Повышенная реактивность обычно приходится на направляющие и рабочие лопатки второго венца. Рабочие лопатки первого венца могут вовсе не иметь реактивности или иметь небольшую ее величину. Можно рекомендовать: $\rho_2 = (0 - 0,2) \cdot \rho$; $\rho_H = (0,3 - 0,4) \cdot \rho$; $\rho'_2 = (0,3 - 0,5) \cdot \rho$, но при этом должно быть соблюдено соотношение (1.1) [6].

1.8.4. Выбор выходных эффективных углов для сопловой решетки и относительной высоты рабочих лопаток регулирующей ступени

Выходной угол для сопловой решетки $\alpha_{1\varnothing}$ рекомендуется выбирать в пределах: для одновенечной ступени $\alpha_{1\varnothing} = 11-14^\circ$; для двухвенечной – $\alpha_{1\varnothing} = 15-20^\circ$. Малые значения $\alpha_{1\varnothing}$ принимаются для турбин малой и средней мощности в целях получения приемлемой высоты сопловой решетки ($l_1 \geq 15$ мм) и возможно более высокой степени парциальности ($e > 0,2$). Следует иметь в виду, что малые углы приводят к большим потерям, главным образом на лопатках первого венца.

Примечание. Необходимо стремиться к следующему соотношению углов для двухвенечной ступени скорости, которое является оптимальным: $\beta_{2\varnothing} = \beta_1 - (3 - 5^\circ)$; $\alpha_{1\varnothing} = \alpha_2 - (5 - 10^\circ)$; $\beta'_{2\varnothing} = \beta'_1 - (7 - 18^\circ)$.

Относительная высота рабочих лопаток. Для регулирующей ступени в большом диапазоне $d_{\text{ср}}^{\text{pc}}/l_2$ относительная высота лопаток

$\bar{l} = l_2/b_2 = 0,2-1,5$, где b_2 – хорда профиля. Меньшая величина – для турбин малой мощности [6].

1.9. Унификация элементов турбоустановок ТЭС и АЭС

Начиная со стадии проектирования турбоустановки необходимо всемерно стремиться к унификации отдельных узлов и элементов турбины (лопаток, дисков, ступеней, обойм и т.п.) как в пределах самой турбины, так и с узлами и элементами других аналогичных турбин. Целесообразно рассматривать вопрос и об унификации для различных турбин целых цилиндров (например, ЦНД). Это позволяет сократить сроки проектирования и изготовления, материальные затраты на проектирование и изготовление, широко применять системы автоматизированного проектирования (САПР) турбоустановок. Унификация на турбостроительных заводах развивается в следующих направлениях:

1. Выпуск унифицированного ряда турбин для ТЭС.
2. Выпуск унифицированного ряда турбин для АЭС.
3. Унификация узлов и отдельных элементов в пределах турбины.
4. Унификация узлов и отдельных элементов турбин ТЭС и АЭС.
5. Межзаводская унификация.

Унификация особенно выгодна в энергомашиностроении, учитывая то, что часто турбоустановки выпускаются небольшими сериями на одну и ту же единичную мощность.

Примечание. Наиболее широко унификация применяется для турбоустановок АЭС. Унифицировано примерно 80 % узлов и систем турбин К-1000-5,9/25-1, К-1000-5,9/25-2 и К-500-5,9/25 НПО «Турбоатом». В основу конструкции их ЦНД положена конструкция ЦНД турбин К-300-23,5 и К-500-23,5 «Турбоатома», спроектированных для ТЭС. Конструкция ЦНД всех модификаций турбины К-500-6,4/50 аналогична конструкции ЦНД турбины К-220-4,3. В турбине К-1000-5,9/50 ЦНД унифицировано с ЦНД турбины К-1200-23,5-3 ЛМЗ.

Наиболее всего унифицированы рабочие и сопловые лопатки, диски рабочих колес, системы автоматического регулирования.

1.10. Оценка процесса расширения пара в турбине в h,s -диаграмме

Для оценки расхода пара на турбину необходима предварительная оценка параметров пара за цилиндрами (частями) турбины. С этой целью строят процесс в h,s -диаграмме на основе оценок КПД, полученных по

статистическим данным фактической эффективности турбин, находящихся в эксплуатации, либо путем оценки по расчетным зависимостям.

Предварительно составляют схему турбоустановки, руководствуясь традиционными схемами компоновок однотипных турбоустановок отечественных турбостроительных заводов. На схеме указывают состав турбины по цилиндрам, а для турбин малой и средней мощности – производят разбивку турбины (цилиндров) на части (ЧВД, ЧСД, ЧНД), руководствуясь вышеизложенными рекомендациями.

На схеме необходимо отразить наличие пароперепускных ресиверов, пароперегревателя или сепаратора-пароперегревателя, парозапорных, отсечных и регулирующих органов. Это необходимо для правильного учета потерь давления в пароподводящих и регулирующих элементах турбоустановки.

Для того, чтобы найти состояние пара перед соплами первой ступени турбины, оценивают потери давления в паровом сите, стопорном и регулирующих клапанах при полном их открытии по формуле

$$\Delta p_0 = (0,02 - 0,05) \cdot p_0. \quad (1.2)$$

Меньшее значение Δp_0 рекомендуется для турбин ТЭС и АЭС с дроссельным парораспределением, большее – для турбин с сопловым парораспределением.

Давление перед соплами первой ступени

$$p_0^I = p_0 - \Delta p_0. \quad (1.3)$$

Потери давления в последующих перепускных участках между цилиндрами (частями) турбины оцениваются по рекомендациям табл. 1.4. Далее, по аналогии с вышеприведенной формулой, оцениваются давления пара перед первыми ступенями последующих цилиндров(частей) паровой турбины в соответствии с принятой схемой компоновки турбоагрегата.

Потеря давления в выходном патрубке турбины (цилиндра) может быть оценена по формуле

$$\Delta p_K = \lambda \cdot C_{ВП}^2 \cdot p_K, \quad (1.4)$$

где $C_{ВП}$ – скорость пара в выходном патрубке, равная 100–120 м/с для выходных патрубков ЦНД (ЧНД) конденсационных турбин и 50–80 м/с для выходных патрубков турбин с противодавлением; p_K – давление пара в

паровом пространстве конденсатора турбины; λ – опытный коэффициент, который зависит от аэродинамического совершенства патрубка и может изменяться в пределах $\lambda = 0,0\text{--}0,1$.

Таблица 1.4

Потери давления в трактах паровой турбины

Потери давления	Номинальное значение	
	АЭС	ТЭС
1	2	3
В паровпускных органах, $\Delta p_0 / p_0$	0,02–0,05	0,03–0,05
От выхода из ЦВД до входа в ЦСД, $\Delta p^I / p_{\text{разд}}$:		
а) при отсутствии промперегрева, сепарации и клапанов	0,02	0,02
б) только сепаратор (при $p_{\text{разд}} > 0,2 \text{ МПа}$)	0,027–0,04	–
в) только сепаратор (при $p_{\text{разд}} < 0,2 \text{ МПа}$)	0,06	–
г) СПП (перегрев паром начальных параметров)	0,033–0,055	–
д) СПП (перегрев отборным паром и паром начальных параметров)	0,047–0,065	–
е) СПП совместно с трубопроводами подвода и отвода пара:		
– при оптимальном $p_{\text{разд}}$	0,06	–
– при пониженном $p_{\text{разд}}$	0,08–0,10	–
ж) только пароперегреватель в котле, $\Delta p / p_{\text{пп}}$	–	0,1
з) только отсечные клапаны, $\Delta p / p_{\text{разд}}$	0,015–0,04	0,015–0,04
и) только ресивер, $\Delta p / p_{\text{разд}}$	0,02–0,03	0,02–0,03
Потери в поворотных диафрагмах теплофикационных турбин, $\Delta p / p_0^{\text{чнд}}$	0,02	0,02

В современных мощных турбинах ТЭС и АЭС обычно в расчетах для ЦНД принимают $\lambda = 0$, так как выходные патрубки проектируют с нулевыми или очень малыми потерями. В турбинах старых выпусков потери в выходном патрубке могут быть значительны, и обычно в расчетах принимают $\lambda = 0,05\text{--}0,10$ (меньшие значения – для турбин с противодавлением).

Для выходных патрубков ЦВД и ЦСД мощных турбин ТЭС и АЭС можно рекомендовать $\lambda = 0,01-0,03$ (большие значения – для турбин старых выпусков) и $C_{вп} = 30-50$ м/с.

Давление за последней ступенью турбины (или цилиндра) определится по формуле:

$$p_k^I = p_k + \Delta p_k. \quad (1.5)$$

После оценки давления пара перед турбиной p_0 (каждым цилиндром), а также перед соплами первой ступени турбины p_0^I (каждого цилиндра) и за последней ступенью турбины p_k^I при ранее определенном давлении пара в конденсаторе p_k строят процесс в h,s -диаграмме. Параметры пара в действительном процессе за последними ступенями цилиндров паровой турбины определяют, предварительно оценив КПД каждого цилиндра и находя по h,s -диаграмме полезно использованные теплоперепады каждого цилиндра:

$$H_i = \eta_{oi} \cdot H_0. \quad (1.6)$$

Рекомендуемые значения η_{oi} для ЦВД, ЦСД, ЦНД приведены в табл. 1.5 [6].

Таблица 1.5

Рекомендуемые значения относительного внутреннего КПД турбины (цилиндра, части турбины)

Тип турбины, мощность	η_{oi}		
	ЦВД	ЦСД	ЦНД
Турбины малой мощности (до 100 МВт)	0,70–0,80	–	–
Турбины средней мощности (100–300 МВт)	0,80	0,85	0,80
Конденсационные турбины на сверхкритические параметры пара	0,87	0,94	0,80
Турбины влажнопаровые АЭС	0,83	0,86	0,82
Теплофикационные турбины	0,80–0,86	0,90	0,72–0,80
Турбины с противодавлением	0,80–0,86	0,90	–

1.11. Оценка эффективности ступеней

КПД одновенечной регулирующей ступени оценивается по формуле

$$\eta_{0i}^{p.ст} = k_I \left(0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p_0 / v_0} \right), \quad (1.7)$$

где $k_I = f(u/c_\phi)$ находится по рис. 1.2.

КПД двухвенечной регулирующей ступени оценивается по формуле

$$\eta_{0i}^{p.ст} = k_{II} \left(0,80 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p_0 / v_0} \right), \quad (1.8)$$

где $k_{II} = f(u/c_\phi)$ находится по рис. 1.3.

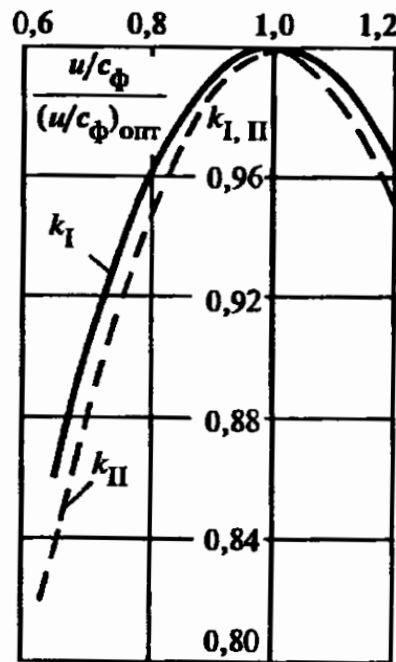


Рис. 1.3. Поправка на КПД регулирующей ступени при отклонении отношения скоростей от оптимального u/c_ϕ значения: k_I — для одновенечных ступеней;

k_{II} — для двухвенечных ступеней

КПД первого отсека нерегулируемых ступеней цилиндров ЧВД, ЧСД. КПД сомкнутой группы ступеней с полной потерей выходной скорости в последней ступени для перегретого пара и $n = 50 \text{ с}^{-1}$ определяется по формуле (1.9):

$$\eta_{oi}^I = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} v_{cp}} \right) \left(1 + \frac{H_0^{rp} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{в.с}), \quad (1.9)$$

где $G_{cp} = \sqrt{G_1 \cdot G_2}$ – средний расход пара через группу ступеней, кг/с;
 $v_{cp} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}$ – средний удельный объем пара, м³/кг; G_1 и G_2 , v_1 и v_2 –
 расходы, кг/с, и удельные объемы, м³/кг, пара перед и за группой
 ступеней; H_0^{rp} – располагаемый теплоперепад группы ступеней, кДж/кг;
 $\xi_{в.с} = \frac{1}{z} \sin^2 \alpha_{1z}$; z – число ступеней в группе.

КПД группы ступеней низкого давления на перегретом паре при
 $n = 50 \text{ с}^{-1}$ оценивают по формуле

$$\eta_{oi}^{III} = 0,870 \left(1 + \frac{H_0^{н.д} - 400}{10000} \right) - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{н.д}}, \quad (1.10)$$

где $H_0^{н.д}$ – располагаемый теплоперепад части низкого давления, кДж/кг;
 приближенная потеря энергии с выходной скоростью в последней ступени,
 кДж/кг

$$\Delta H_{в.с} = \frac{10^{-3}}{2} \left(\frac{G_k v_k}{\Omega} \right)^2 \left(1 + \frac{0,1}{d_z/l_{2z} - 1} \right), \quad (1.11)$$

где d_z/l_{2z} – величина, обратная верности последней ступени; G_k , v_k –
 расход, кг/с и удельный объем пара, м³/кг на выходе из последней ступени;
 Ω – осевая площадь сечения на выходе из рабочих лопаток последней
 ступени, м²:

$$\Omega = \pi \cdot d_2 \cdot l_2 = \frac{G_k v_k}{c_2 \sin \alpha_2}, \quad (1.12)$$

где угол выхода потока из рабочей лопатки α_2 можно приближенно
 принимать 90 °; удельный объем пара v_k берут из предварительно
 построенного процесса в h,s -диаграмме по состоянию пара на выходе из
 последней ступени турбины. Скорость выхода пара c_2 из последней
 ступени оценивают технико-экономическим расчетом. Потери энергии с
 выходной скоростью из последней ступени конденсационной турбины

обычно принимают в пределах $c_2^2/2 = 20\text{--}40$ кДж/кг. Оценив по приведенной формуле значение Ω , сравнивают его с предельным значением Ω для выполняемых в настоящее время последних ступеней. Если Ω существенно превышает предельное значение (см. табл. 1.1), то приходится выполнять турбину с несколькими параллельными потоками пара в ЦНД.

Если тепловой процесс расширения в группе ступеней протекает в области влажного пара, то КПД группы находят с учетом поправки на влажность:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{oi}^{гр} &= k_{вл} \eta_{oi}^{пп}; \\ k_{вл} &= 1 - a_{вл} \frac{y_1 + y_2}{2}, \end{aligned} \right\}$$

где y_1 – влажность на входе в группу ступеней; y_2 – влажность на выходе из группы ступеней; $a_{вл}$ – коэффициент, можно принять равным 0,8, если проточная часть выполнена с периферийным влагоудалением [4].

2. ЭТАПЫ РАСЧЕТА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Расчет паровой турбины состоит из трех этапов:

- предварительного (ориентировочного) расчета;
- расчет тепловой схемы;
- подробного (детального) расчета.

В предварительном расчете определяются основные характеристики турбинных ступеней (теплоперепад, диаметр, степень реакции, парциальность и другие), а также число ступеней в отсеке (цилиндре) турбины.

В расчете тепловой схемы определяются параметры пара в отборах турбины (расход пара в отборах, давление и температура).

После предварительного расчета выполняется подробный расчет аэродинамических, энергетических и экономических характеристик, как отдельной ступени, так и турбины в целом. При этом если турбина (цилиндр турбины) имеет отборы пара из проточной части, то тепловой расчет ступеней целесообразно проводить по отсекам. Под отсеком турбины будем понимать группу ступеней с постоянным расходом пара.

Основными этапами подробного расчета являются:

- уточнение расхода пара через первую ступень цилиндра (турбины) с учетом утечки пара через переднее концевое уплотнение;
- расчет регулирующей ступени (если она имеется);
- расчет нерегулируемых ступеней отсека (цилиндра, турбины);
- расчет технико-экономических показателей отсека (турбины).

Основными данными для расчета ступени являются данные предварительного теплового расчета отсека (турбины). Недостающие данные принимаются по рекомендациям и справочной литературе.

По ходу теплового расчета ступени необходимо строить процесс расширения пара в h,s -диаграмме, из которого определяются необходимые параметры пара.

По окончании расчета ступени целесообразно построить в масштабе треугольники скоростей в ступени.

После расчета всех ступеней первого отсека переходят к поступенчатому расчету следующего.

По окончании теплового расчета всех ступеней цилиндра (турбины) рассчитываются ее технико-экономические показатели.

Графическая часть расчета ступеней должна содержать:

- изображение процессов расширения пара в h,s -диаграмме для регулирующей ступени; первой, последующей и последней

нерегулируемых ступеней отсека с указанием всех теплоперепадов, потерь и параметров пара в характерных точках;

- треугольники скоростей ступеней в выбранном масштабе;
- изображение процесса расширения пара в h,s -диаграмме для турбины в целом с учетом потерь в органах паровпуска, перепускных ресиверах, пароперегревателе и сепараторе.

Поступенчатый тепловой расчет отсека целесообразно производить в табличном виде.

2.1. Оценка расхода пара на турбину

1. Для одноцилиндровой конденсационной турбины без регенеративных отборов расход свежего пара на турбину определяется по формуле

$$G_0 = \frac{k \cdot N_{\Sigma}}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}}, \quad (2.1)$$

где H_0 – располагаемый теплоперепад турбины, определяемый по предварительному построению процесса в h,s -диаграмме, кДж/кг; $k = 1,015\text{--}1,02$ – коэффициент запаса, гарантирующий получение заданной мощности; N_{Σ} – номинальная электрическая мощность турбоагрегата, кВт; η_{oi} – относительный внутренний КПД турбины (см. табл. 1.5); η_m – механический КПД турбоагрегата, оценивается по рис. 2.1 или рекомендациям [1,5]; η_{Γ} – электрический КПД электрического генератора, см. табл. 2.1 или [1, 5, 7].

Таблица 2.1.

КПД электрического генератора η_{Γ} при номинальной мощности

Мощность, МВт	Частота вращения, 1/с	Тип генератора	Завод-изготовитель	Вид охлаждения	$\eta_{\Gamma}, \%$
1	2	3	4	5	6
0,75	50	T2-0,75-2	Электросила	Воздушное	93,5
1,5	50	T2Б-1,5-2	»	»	94,5
2,5	50	ТБ-2,5-2	»	»	95,0
4,0	50	T2-4-2	»	»	95,2
6,0	30	T2-6-2	»	»	96,4
12,0	50	T2-12-2	»	»	97,0

Окончание табл. 2.1

1	2	3	4	5	6
15,0	50	T2-25-2	»	»	97,4
30,0	50	TBC-30	Электротяжмаш	Водородное	98,5
50,0	50	T2-50-2	Электросила	Воздушное	97,6
50,0	50	ТВ-50-2	»	Водородное	98,5
60,0	50	ТВ-60-2	»	»	98,55
60,0	50	ТВФ-60-20	»	»	»
100,0	50	ТВ-100-2	»	»	98,7
100,0	50	ТВФ-100-2	»	»	»
150,0	50	ТВ-150-2	»	»	98,9
160,0	50	TBB-165-2	»	»	»
200,0	50	ТВФ-200-2	»	»	98,8
200,0	50	TGB-200	Электротяжмаш	»	98,87
220,0	50	TBB-200-2A	Электросила	»	98,8
300,0	50	TBB-320-2	»	»	98,8
300,0	50	TGB-300	Электротяжмаш	»	98,75
500,0	50	TGB-500	»	»	»
500,0	25	TGB-500-4	»	»	98,7
500,0	50	TBB-500-2	Электросила	»	»
800,0	50	TBB-800-2	»	»	»
800,0	50	TGB-800-1	»	»	»
800,0	50	TGB-800-2	»	»	98,8
1000,0	50	TGB-1000-2	»	Водяное	»
1000,0	25	TGB-1000-4	»	Водородноводяное	98,9

2. Для оценки величины расхода свежего пара на одноцилиндровую конденсационную турбину с регенеративными отборами можно воспользоваться следующей формулой:

$$G_0 = \frac{N_{\Sigma}}{(H_0 - \Delta H_0) \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}}, \quad (2.2)$$

где $\Delta H_0 = c \cdot \Delta T$ – уменьшение располагаемого теплоперепада, вызванное отборами пара на регенерацию, кДж/кг; $\Delta T = T_{\text{пв}} - T_2$ – полный подогрев

питательной воды, К; $T_{\text{пв}}$ – температура питательной воды перед котлом (парогенератором), К; T_2 – температура пара на выходе из турбины в действительном процессе, К; c – коэффициент, имеющий размерность теплоемкости. Величина коэффициента c определяется по кривым, приведенным на рис. 2.2, в зависимости от отношения $\Delta T/T_2$ и числа регенеративных отборов.

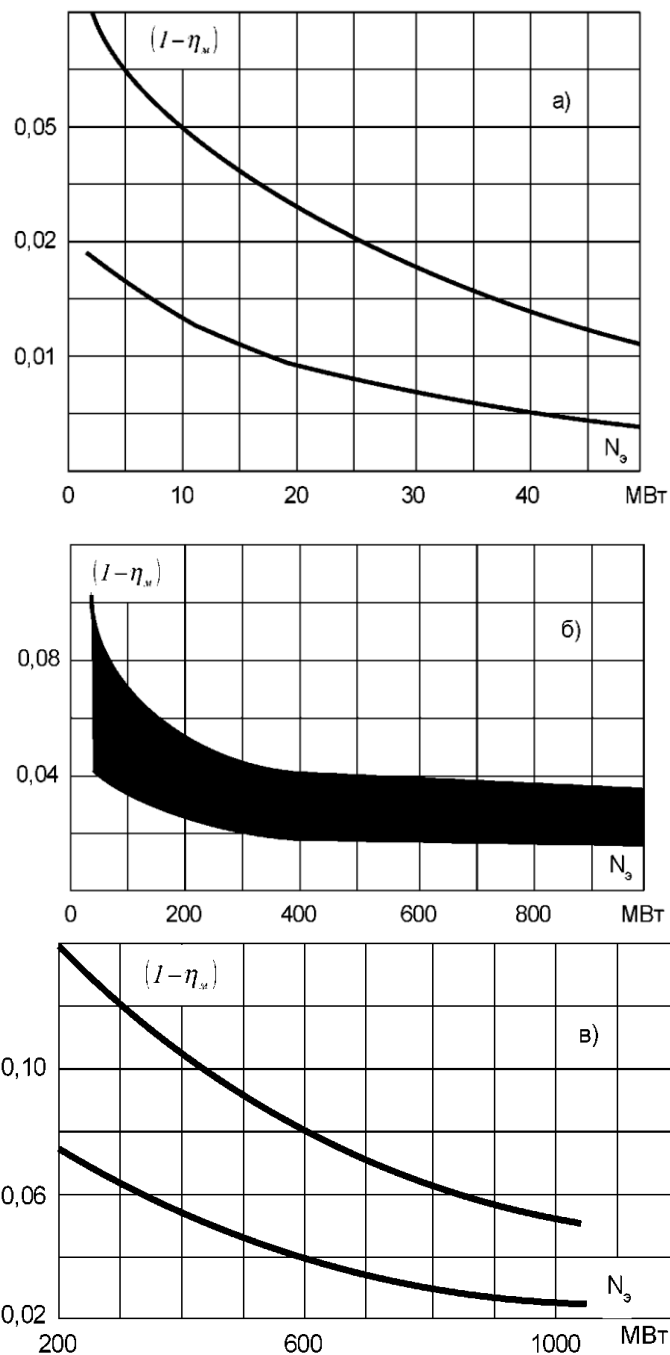


Рис. 2.1. Графики для оценки механического КПД турбоагрегата:
 а) для турбоагрегатов ТЭС малой мощности;
 б) для турбоагрегатов ТЭС большой мощности;
 в) для турбоагрегатов АЭС

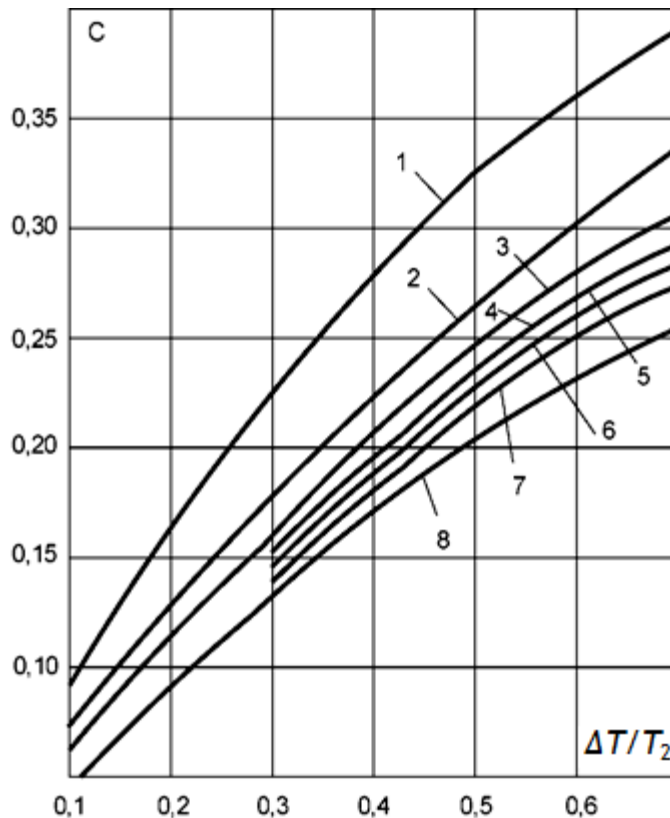


Рис. 2.2. Зависимость коэффициента c от отношения $\Delta T/T_2$ и числа регенеративных отборов

3. Более точный метод определения расхода пара на турбину с развитой системой регенеративного подогрева питательной воды заключается в оценке абсолютного внутреннего КПД турбоустановки η_{ip} и определения приведенного используемого теплоперепада [1, 5]. Последовательность расчета расхода пара на турбину в этом случае следующая.

А. Вычисляется абсолютный внутренний КПД η_{ip} турбинной установки:

а) без промежуточного перегрева (или СПП для турбоустановок АЭС)

$$\eta_{ip} = \frac{(h_0 - h_{kt}) \cdot \eta_{oi}}{(h_0 - h'_k)} \frac{1}{1 - \xi_p}, \quad (2.3)$$

где h_0 – теплосодержание пара на входе в турбину, кДж/кг; h_{kt} – теплосодержание пара за турбиной в изоэнтропийном процессе, кДж/кг; η_{oi} – относительный внутренний КПД турбоустановки по предварительной оценке (см. табл. 1.5); h'_k – теплосодержание конденсата

за турбиной, кДж/кг; ξ_p – коэффициент, учитывающий выигрыш в экономичности от введения регенерации. Определение ξ_p по рис. 2.3.

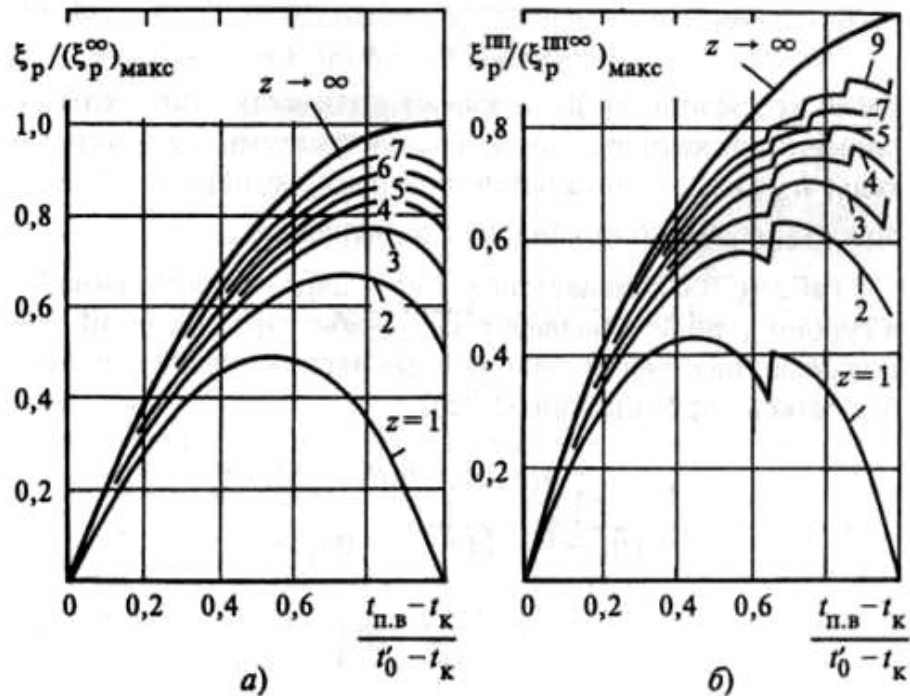


Рис. 2.3. Относительный выигрыш в удельном расходе теплоты для турбоустановок без промежуточного перегрева (а) и с промежуточным перегревом (б) z – число регенеративных подогревателей

Коэффициент, учитывающий повышение экономичности, которое может быть достигнуто в идеальном регенеративном цикле без промежуточного перегрева с бесконечным числом отборов, по сравнению с циклом без отборов

$$\xi_p^\infty = \frac{\eta_{tp}^\infty - \eta_t}{\eta_t}, \quad (2.4)$$

где η_{tp}^∞ – термический КПД идеального регенеративного цикла без промежуточного перегрева с бесконечным числом отборов:

$$\eta_{tp}^\infty = 1 - \frac{T_k(s_0 - s_{пв})}{h_0 - h_{пв}}, \quad (2.5)$$

где $s_{пв}$ – энтропия питательной воды; s_0 – энтропия пара на входе в турбину; $h_{пв}$ – энтальпия питательной воды; h_0 – энтальпия пара на входе в

турбину; η_t – термический КПД цикла без промежуточного перегрева пара и без регенерации:

$$\eta_t = 1 - T_K \frac{s_0 - s'_K}{h_0 - h'_K}, \quad (2.6)$$

где s_0 – энтропия пара на входе в турбину; s'_K – энтропия конденсата в конденсаторе; h'_K – энтальпия конденсата в конденсаторе;

б) с промежуточным перегревом пара (ПП) или при наличии выносной сепарации пара с последующим промежуточным перегревом (СПП):

$$\eta_{ip} = \frac{(h_0 - h_{1t}) \cdot \eta_{oi}^I + (h_{пп} - h_{kt}) \cdot \eta_{oi}^{II}}{(h_0 - h_{1k}) \cdot \eta_{oi}^I + (h_{пп} - h'_k)} \cdot \frac{1}{(1 - \xi_p^{пп})}, \quad (2.7)$$

где h_{1k} – теплосодержание пара за ЦВД (перед ПП или СПП) в изоэнтропийном процессе, кДж/кг; $h_{пп}$ – теплосодержание пара за ПП или СПП (для турбин влажного пара без ЦСД – теплосодержание пара на входе в ЦНД), кДж/кг; $\eta_{oi}^I, \eta_{oi}^{II}$ – соответственно относительный внутренний КПД части турбины до ПП (СПП) и за ПП (СПП); $\xi_p^{пп}$ – коэффициент, учитывающий выигрыш экономичности от введения регенерации [6].
Определение $\xi_p^{пп}$ по рис. 2.3 [4].

Коэффициент, учитывающий повышение экономичности, которое может быть достигнуто в идеальном регенеративном цикле с промежуточным перегревом с бесконечным числом отборов, по сравнению с циклом без отборов:

$$\xi_p^{пп\infty} = 1 - \frac{1 - \frac{T_K(s_{пп} - s'_{пп})}{(h_0 - h_{1t}) + (h_{пп} - h'_k)}}{1 - \frac{T_K(s_{пп} - s_{пв})}{(h_0 - h_{1t}) + (h_{пп} - h_{пв})}}. \quad (2.8)$$

Б. Приведенный используемый теплоперепад турбины:

а) без ПП (СПП):

$$\bar{H}_i = \eta_{ip} \cdot (h_0 - h_{пв}), \quad (2.9)$$

где $h_{пв}$ – теплосодержание питательной воды, кДж/кг;

б) при наличии ПП (СПП):

$$\bar{H}_i = \eta_{ip} \cdot [(h_0 - h_{пв}) + (h_{пш} - h_1)], \quad (2.10)$$

где $h_1 = h_0 - (h_0 - h_{1t}) \cdot \eta_{oi}^I$.

В. По оцененному таким образом значению $\bar{H}_i$, кДж/кг, и известному из задания на расчет значению мощности $N_{\text{э}}$, кВт, определяют в первом приближении расход пара в первую ступень турбины, кг/с:

$$G_0 = \frac{N_{\text{э}}}{\bar{H}_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}}. \quad (2.11)$$

Г. Расход пара в конденсатор (через ЦНД или группу ЦНД) можно оценить по формуле

$$G_0 = \frac{N_{\text{э}}}{(h_k - h'_k) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}} \left(\frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right). \quad (2.12)$$

4. Для теплофикационной турбины с одним отопительным отбором расход пара на турбину можно определить по формуле

$$G_0 = k \cdot k_p \cdot \left(\frac{N_{\text{э}}}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}} + G_{\text{т}} \frac{H_0^{\text{II}} \cdot \eta_{oi}^{\text{II}}}{H_0 \cdot \eta_{oi}} \right), \quad (2.13)$$

где $k = 1,015-1,02$ – коэффициент запаса, гарантирующий получение заданной мощности; $k_p = 1,2-1,3$ – коэффициент, учитывающий наличие регенеративных отборов пара; $G_{\text{т}}$ – расчетная величина, теплофикационного (отопительного) отбора пара, кг/с, принимается по справочной литературе в соответствии с $N_{\text{э}}$; H_0 – изоэнтروпийный теплоперепад, приходящийся на турбину, кДж/кг; H_0^{II} – изоэнтروпийный теплоперепад, приходящийся на ЧНД, кДж/кг; η_{oi} , η_{oi}^{II} – относительный внутренний КПД турбины и ЧНД, соответственно (см. табл. 1.5).

5. Для турбины с двумя регулируемым отборами пара расход пара определяется по формуле

$$G_0 = k \cdot k_p \left(\frac{N_{\Sigma}}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}} + G_{\Pi} \frac{H_0^{\text{III}} \cdot \eta_{oi}^{\text{III}} + H_0^{\text{II}} \cdot \eta_{oi}^{\text{II}}}{H_0 \cdot \eta_{oi}} + G_{\text{T}} \frac{H_0^{\text{II}} \cdot \eta_{oi}^{\text{II}}}{H_0 \cdot \eta_{oi}} \right), \quad (2.14)$$

где G_{Π} – расчетная величина верхнего теплофикационного отбора пара для турбин типа Т, а для турбин типа ПТ – величина промышленного отбора пара, кг/с (значение G_{Π} принимается по справочным данным в соответствии с типом турбины и N_{Σ}); $H_0^{\text{III}}, \eta_{oi}^{\text{III}}$ – изоэнтروпийный теплоперепад и относительный внутренний КПД ЧСД (см. табл. 1.8) [6].

Примечание. Определение расхода пара на турбоустановку по приведенным зависимостям является приближенным. Более точное определение расхода пара на турбоустановку требует детального расчета тепловой схемы. В результате расчета тепловой схемы определяются все расходы пара в регенеративные отборы и уточняется расход пара на турбоустановку.

2.2. Выбор числа потоков пара

Мощные паровые турбины имеют большие объемные пропуски пара через последние ступени ($G_{\text{к}} \cdot v_{\text{к}}$, м³/с). Это определяет необходимость направлять пар через ЦНД несколькими потоками. Следует отметить, что при больших N_{Σ} и $G_0 \cdot v_0$ двухпоточными выполняются ЦСЦ и ЦНД турбин ТЭС, а для турбин АЭС все цилиндры.

Двухпоточный цилиндр состоит из двух зеркально расположенных проточных частей, как правило, с одинаковым числом ступеней и однотипным конструктивным оформлением. Поэтому в дальнейшем как на стадии предварительного расчета, так и при подробном поступенчатом расчете (разумеется, если потоки совершенно однотипны) нет необходимости рассматривать каждый поток в отдельности. Достаточно произвести расчет одного потока цилиндра, но с учетом того, что расход пара на один поток

$$G_1 = G_{\text{ц}} / 2, \quad (2.15)$$

где G_1 – расход пара через один поток цилиндра, кг/с; $G_{\text{ц}}$ – расход пара на двухпоточный цилиндр, кг/с.

Поэтому, прежде чем перейти к выбору геометрических характеристик первой и последней ступеней турбины (цилиндра, отсека), рассмотрим основные аспекты деления цилиндров на потоки.

Дальнейший расчет по выбору размеров первой и последней ступеней будем проводить с учетом нижеследующих рекомендаций.

Разделение ЦВД на параллельные потоки

Применение двухпоточного ЦВД целесообразно, если:

- а) при расходе пара на один поток высота рабочих лопаток первой ступени $l_2 > 17$ мм;
- б) число ступеней в одном потоке не менее 4–5.

В мощных турбинах ТЭС на высокие и сверхкритические параметры пара ЦВД, как правило, выполняются с внутренним корпусом и с поворотом потока [1, 5] для удешевления конструкции турбины и улучшения ее маневренных характеристик. Более подробно см. [1, 5]. Расход пара через первую ступень турбины в этом случае равен:

$$G_1^{\text{ЦВД}} = G_0. \quad (2.16)$$

В турбинах влажного пара АЭС (при $N > 500$ МВт) ЦВД выполняют двухпоточными.

Разделение ЦСД на параллельные потоки

ЦСД мощных турбин, как правило, выполняются двухпоточными, так как объемные пропуски пара для них уже достаточно велики и размеры рабочих лопаток первой ступени удовлетворяют условиям экономичности.

Выбор числа ЦНД и разделение на параллельные потоки

Обычно, с учетом расхода пара на регенерацию, расход пара в конденсатор в ЦНД составляет

$$G_K = (0,55 - 0,65) \cdot G_0 \quad (2.17)$$

или G_K определяется по формуле (2.12).

Основные размеры рабочей решетки последней ступени ЦНД – средний диаметр d_2 и высота рабочих лопаток l_2 , зависящие, главным образом, от объемного пропуска пара, определяются по уравнению неразрывности, записанному для выходного сечения рабочих лопаток, перпендикулярного оси ротора (1.12). Выходные потери $\Delta H_{\text{вых}} = c_2^2 / 2 = 20 - 40$ кДж/кг, чему соответствует выходная скорость c_2 от 200 до 315 м/с. Таким образом, оценив величину $\Delta H_{\text{вых}}$, находят c_2 .

Оценив по приведенной формуле Ω , сравнивают его с предельным значением $\Omega_{\text{доп}}$ для выполняемых в настоящее время последних ступеней. При заданной частоте вращения $\Omega_{\text{доп}}$ определяется прочностью рабочих лопаток. Должно соблюдаться условие: $\Omega \leq \Omega_{\text{доп}}$. В противном случае турбину выполняют с несколькими параллельными потоками в ЦНД.

Принимая для высоколегированной стали верхнюю границу допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma_{\text{раст}}] = 450$ МПа, получаем при $n = 50 \text{ с}^{-1}$ максимально возможную осевую площадь выхода последней ступени $\Omega_{\text{доп}} = 8,8 \text{ м}^2$ [10,17].

Следует отметить, что для $n = 25 \text{ с}^{-1}$ $\Omega_{\text{доп}}$ увеличивается в четыре раза, так как

$$\Omega \sim 1/n^2. \quad (2.18)$$

Таким образом, выбрав материал лопаток последней ступени при заданной частоте вращения ротора, число потоков пара в ЦНД можно определить как

$$i = \frac{\Omega}{\Omega_{\text{доп}}}, \quad (2.19)$$

где i – число потоков в ЦНД (округляется до ближайшего целого, лучше четного).

Обычно стремятся подобрать i четное, особенно для турбин АЭС. При выборе i – числа потоков в ЦНД для мощных конденсационных турбин – следует помнить, что общее число цилиндров турбоагрегата не должно превышать пяти по условиям вибрационной надежности работы валопровода турбины [5, 8].

Выбрав i , уточняют расчетное значение осевой площади последней ступени, на которое и будет производиться дальнейший расчет:

$$\Omega' = \frac{\Omega}{i}. \quad (2.20)$$

Соответственно расход пара на один поток ЦНД ($G_{\text{ЦНД}} \approx G_{\text{к}}^{\text{ЦНД}}$):

$$G_{\text{I}}^{\text{ЦНД}} = \frac{G_{\text{к}}^{\text{ЦНД}}}{i}. \quad (2.21)$$

Число ЦНД определится исходя из следующих соображений:

а) $i = 1$. В этом случае ЦНД выполняют однопоточным или в виде ЧНД объединяют с ЧСД в один цилиндр;

б) $i = m$, где m – четное число. В этом случае ЦНД выполняют двухпоточными или общим числом

$$I = \frac{i}{2}, \quad (2.22)$$

где I – число ЦНД;

в) $1 < i < I$. В случае нечетного числа потоков пара в ЦНД поступают следующим образом:

– выделяют двухпоточные ЦНД общим числом

$$I = \frac{i-1}{2}; \quad (2.23)$$

– оставшийся поток объединяют в один цилиндр со ступенями среднего давления (ЦСНД = ЧСД + ЧНД).

После определения числа потоков пара в цилиндрах турбины и количества ЦНД целесообразно составить схему турбоустановки с указанием числа цилиндров и их типов [5, 6].

2.3. Выбор геометрических размеров проточной части турбины

В общем случае рассчитываемый цилиндр высокого, среднего и низкого давлений (ЦВД, ЦСД, ЦНД) имеют отборы пара. Предварительный и детальный тепловой расчет проточной части цилиндра целесообразно проводить по отсекам.

Под отсеком турбины будем понимать группу ступеней, расположенных в одном потоке, с постоянным или маломеняющимся расходом пара.

Деление турбины (или цилиндра) на отсеки рекомендуется производить следующим образом:

а) для конденсационных турбин малой и средней мощности за отсек следует считать группу ступеней, расположенных в одном потоке цилиндра;

б) для мощных конденсационных турбин необходимо:

– при наличии в ЦВД поворота потока разбить проточную часть на два отсека: до поворота и за поворотом;

– в двухпоточных ЦСД каждый поток условно можно считать отсеком;

в) для ЦНД, особенно влажнопаровых турбин АЭС, расчеты производятся по отсекам;

г) для турбин с регулируемыми отборами пара границами отсека являются либо выход пара из цилиндра, либо регулируемый отбор пара.

Выбор размеров первой и последней ступеней, определение числа ступеней необходимо проводить для каждого отсека. Каждый отсек в данном случае рассчитывается на свой расход пара (постоянный для отсека) [6].

2.4. Выбор размеров первой нерегулируемой ступени отсека

В случае, если первой ступенью отсека является регулирующая ступень, то средний диаметр первой нерегулируемой ступени следует принять по табл. 2.1. При выборе $d_{рсл}$ (см. табл. 2.1) следует учитывать, что меньшим диаметрам будет соответствовать большее число ступеней.

Таблица 2.1

Рекомендуемые значения средних диаметров первых не регулируемых ступеней турбины $d_{рсл}$ [1, 5, 7]

Тип турбины, цилиндр	Частота вращения, n, c^{-1}	Конструкция ротора	Средний диаметр первой ступени, $d_{рсл}, м$
Конденсационная одноцилиндровая	50	Дисковый, цельнокованный	0,6–0,7
Турбины ТЭС средней и большой мощности	50		
– ЦВД		Цельнокованный	0,8–1,0
		Цельнокованный, дисковый или комбинированный	1,0–1,3
– ЦСД		Дисковый, сварной	1,5–2,0
Быстроходные турбины влажного пара АЭС:	50		
– ЦВД		Сварнокованный	1,2–1,3
– ЦНД		Сварной	1,5–2,0
Тихоходные турбины влажного пара АЭС:	25		
– ЦВД		Сварнокованный	1,9–2,4
– ЦНД		Сварнокованный	2,0–2,5

Высоту сопловой решетки первой нерегулируемой ступени найдем исходя из следующих соображений:

1. Выходная площадь сопловой решетки по уравнению неразрывности

$$F_1 = G \cdot v_{1t} / (\mu_1 \cdot c_{1t}). \quad (2.24)$$

2. Выходная высота сопловой решетки

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_{1э} \cdot e}. \quad (2.25)$$

Решая совместно уравнения (2.24), (2.25) и подставляя выражение для абсолютной скорости пара

$$c_{1t} = \sqrt{1 - \rho} \cdot \frac{u}{u/c_\phi}, \quad (2.26)$$

найдем высоту сопловой решетки

$$l_1 = \frac{G \cdot v_{1t} \cdot x_\phi}{\pi^2 \cdot d_{cp}^2 \cdot \mu_1 \cdot n \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}} \cdot \sin \alpha_{1э} \cdot e}. \quad (2.27)$$

В формулах принято: $u = \pi \cdot d_{cp} \cdot n$ – окружная скорость на среднем диаметре ступени, м/с; G – расход пара через отсек, кг/с; v_{1t} – удельный объем пара за сопловой решеткой в изоэнтروпийном процессе, м³/кг; μ_1 – коэффициент расхода сопловой решетки; $\alpha_{1э}$ – эффективный угол выхода потока из сопловой решетки, град; e – парциальность ступени (обычно для нерегулируемых ступеней, $e = 1$); ρ_{cp} – реактивность ступени на среднем диаметре; u – окружная скорость на среднем диаметре, м; c_ϕ – фиктивная (условная) скорость потока пара в ступени, м/с. Удельный объем v_{1t} оценивают по h,s -диаграмме, по состоянию пара на выходе из первой нерегулируемой ступени в изоэнтропийном процессе: для этой цели откладывают ориентировочный теплоперепад ступени 50–80 кДж/кг для ЦВД и 100–120 кДж/кг для ЦНД. Здесь меньшие значения соответствуют турбинам малой мощности.

Изоэнтропийный теплоперепад в сопловой решетке

$$\bar{H}_{0c} = (1 - \rho) \bar{H}_0, \text{ кДж/кг.} \quad (2.28)$$

Удельный объем за сопловой решеткой (теоретический) v_{1t} , м³/кг определяется по h,s -диаграмме.

Углы α_{13} обычно принимаются:

а) $\alpha_{13} = 11\text{--}12^\circ$ – для турбин малой мощности при высоте лопаток в 12–14 мм (α_{13} принимается постоянным в пределах отсека);

б) $\alpha_{13} = 13\text{--}16^\circ$ – для ЦВД (ЦСД) турбин большой мощности; (угол α принимается постоянным в пределах отсека для турбин ТЭС и возрастающим в указанных пределах для турбин АЭС);

в) $\alpha_{13} = 14\text{--}25^\circ$ – для ЦНД турбин большой мощности (принимается возрастающим в указанных пределах).

Степень реактивности на среднем диаметре можно найти по формуле:

$$\rho_{cp} = 1 - (1 - \rho_k) \cdot \left(1 - \frac{l_1}{d_{cp1}} \right)^{1,8}, \quad (2.29)$$

где ρ_k – степень реактивности у корня рабочих лопаток, $\rho_k = 0,03\text{--}0,07$ – для ЦВД турбин ТЭС, $\rho_k = 0,08\text{--}0,10$ – для ЦСД турбин ТЭС, $\rho_k = 0,08\text{--}0,10$ – для ЦВД влажнопаровых турбин АЭС, $\rho_k = 0,15\text{--}0,20$ – для ступеней ЦНД, кроме последних, турбин ТЭС и АЭС, $\rho_k = 0,25\text{--}0,40$ – для последних ступеней (одной, двух) ЦНД ТЭС, АЭС.

Если l_1 получается менее 12–14 мм, то уменьшают диаметр d_{cp1} до 0,6–0,7 м (при $n = 50 \text{ с}^{-1}$). В противном случае следует вводить парциальный подвод пара к первым нерегулируемым ступеням, то есть принимать $e < 1$.

Так как при определении ρ_{cp} по формуле (2.29) l_1 неизвестно, то в первом приближении следует принять $\rho_{cp} \approx \rho_k$, а затем вычислить l_1 . После этого по формуле (2.29) уточняют значение ρ_{cp} и повторно по формуле (2.27) вычисляют l_1 [6].

2.5. Выбор размеров последней ступени отсека

1. Для ЦВД, ЦСД и турбин с противодавлением.

Для отсеков проточных частей высокого и среднего давления, турбин с противодавлением, а иногда и всей проточной части турбины принимают постоянный корневой диаметр для всех ступеней

$$d_{k1} = d_{ki} = d_{kz} = const, \quad (2.30)$$

где d_{k1} – корневой диаметр первой ступени отсека; d_{ki} – корневой диаметр промежуточной ступени отсека; d_{kz} – корневой диаметр последней ступени отсека.

Здесь и далее индекс «z» относится к последней ступени; индекс «к» – к корневому диаметру ступени.

Такой закон изменения корневых диаметров всех ступеней отсека позволяет обеспечить унификацию хвостовых креплений лопаток, постоянство диаметров обточки дисков, а также размеров канавок в дисках, протачиваемых для крепления лопаток. Если в группе ступеней с постоянным корневым диаметром принять постоянное значение отношения скоростей (u/c_ϕ) и степени реактивности у корня рабочих лопаток P_k , то все лопатки этой группы будут иметь одинаковые профили и, следовательно, лопатки будут отличаться только высотой и углом установки профиля. Такая унификация позволяет использовать один и тот же инструмент и приспособления, удешевляет изготовление турбины.

Принимая для последней ступени $\rho_{cp} = \rho_{kz} - \rho_{k1} = const$, $e = 1,0$ и $(v_{2t})_z \approx v_{2z}$, а также $d_{kz} = d_{k1} = d_{cp1} - l_1$, то есть пренебрегая разницей корневых диаметров по соплам и по рабочим лопаткам, получаем уравнение для определения высоты сопл последней ступени:

$$(d_k + l_1)^2 l_1 = \frac{G \cdot v_{1t} \cdot \chi_{\phi k}}{\pi^2 \cdot \mu_1 \cdot n \cdot \sqrt{1 - \rho_k} \cdot \sin \alpha_{1\phi} \cdot e}. \quad (2.31)$$

Это уравнение, справедливое для любой ступени группы, позволяет найти диаметр последней ступени по принятому значению среднего диаметра (следовательно, и корневого) первой ступени. Действительно, при $d_k = const$ для последней ступени группы можно найти сопл $l_1^{(z)}$ и затем средний диаметр последней ступени

$$d^{(z)} = d_k + l_1^{(z)}. \quad (2.32)$$

Зная средние диаметры первой и последней ступеней, далее намечают кривую средних диаметров на диаграмме рис. 2.5 так же, как указано выше.

Для части низкого давления, а иногда и для части среднего давления применяют увеличение или уменьшение корневого диаметра d_k вдоль проточной части. Каждый из этих способов имеет характерные преимущества и недостатки.

При понижении корневого диаметра в направлении потока пара можно отметить следующие преимущества:

- 1) в корневой зоне улучшается обтекание сопловой и рабочей решеток и уменьшается тенденция к отрыву потока от корневых обводов;
- 2) уменьшается угол наклона меридионального обвода сопловой и рабочей решеток, что снижает коэффициенты потерь энергии в их периферийных концевых зонах;
- 3) повышаются средние диаметры первых ступеней и соответственно сокращается число ступеней турбины.

К недостаткам такого способа изменения диаметров ступеней относятся:

- 1) невозможность унификации хвостовиков лопаток и дисков;
- 2) уменьшение высоты лопаток первых ступеней.

Этот способ находит достаточное распространение (ЦНД турбин К-500-60/1500 ХТЗ, К-300-240 ХГЗ).

При увеличении корневого диаметра вдоль проточной части можно отметить преимущество, важное значение которого проявляется при малых объемных расходах пара в первых ступенях проточной части. При этом способе первые ступени выполняют с пониженным средним диаметром и, следовательно, с лопатками увеличенной высоты. Поэтому концевые потери первых ступеней в этом случае уменьшаются. Проточная часть ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ выполнена по описанному способу изменения диаметров [4].

2.6. Выбор формы проточной части

После определения диаметров первой и последней ступеней отсека турбины намечают форму меридионального обвода проточной части.

На рис. 2.4 изображены типовые формы проточной части отсека. Форма проточной части выбирается в зависимости от характера изменения объемного пропуска пара через отсек, а также по конструктивным и технологическим соображениям. Форма проточной части должна быть такой, чтобы можно было использовать выходную скорость потока пара предыдущей ступени и сократить до минимума потери на периферийном обводе ступени, особенно в ЦНД.

Форма проточной части 1. В современных турбинах наиболее широкое применение нашла форма проточной части 1 с постоянным корневым диаметром рабочих лопаток (рис. 2.4). При такой проточной части можно получить поковку ротора более простой и удобной для обработки. Проточные части с постоянным корневым диаметром в пределах отсека выполняются в ЦВД, ЦСД и часто в ЦНД мощных турбин ТЭС. Проточные части ЦВД и ЦНД для турбин АЭС с $n = 50 \text{ с}^{-1}$ обычно выполняются с $d_k = \text{const}$.

Формы 2, 3. Для ЦНД (ЧНД), а иногда и для ЦСД применяют увеличение (рис. 2.4, формы 2, 3) или уменьшение (форма 4) корневого диаметра вдоль проточной части. Каждый из этих способов имеет характерные преимущества и недостатки.

При понижении корневого диаметра в направлении потока пара можно отметить следующие преимущества:

1) постоянство среднего диаметра позволяет использовать одно и то же отношение u/c_ϕ во всех ступенях отсека;

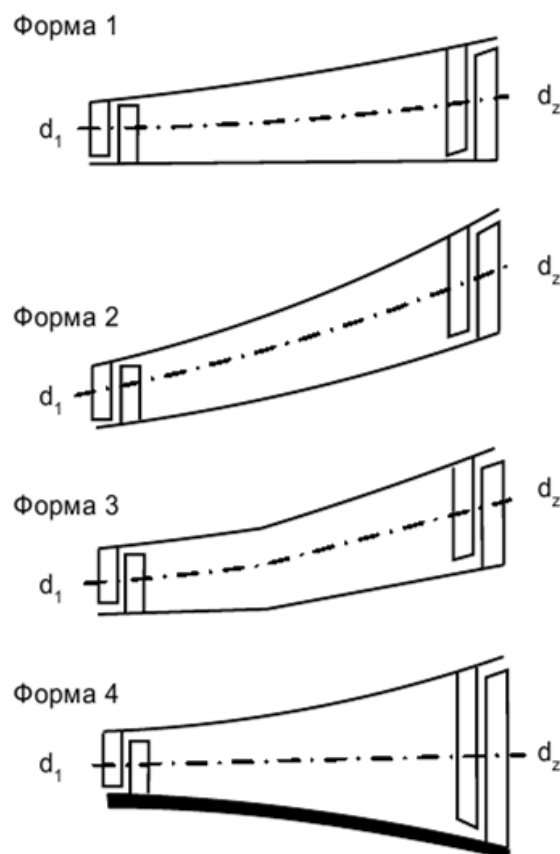


Рис. 2.4. Типовые формы проточной части турбины

2) повышаются средние диаметры первых ступеней и соответственно сокращается число ступеней турбины;

3) уменьшается угол наклона меридионального обвода проточной части, что снижает коэффициент потерь энергии в периферийных концевых зонах [1, 5];

4) улучшается в корневой зоне обтекание сопловой и рабочей решеток и уменьшается тенденция к отрыву потока в корневом сечении проточной части ступени [1, 5].

К недостаткам такого способа изменения диаметров ступеней относятся:

- 1) невозможность унификации хвостовиков лопаток и дисков;
- 2) уменьшение высоты лопаток первых ступеней.

Увеличение корневого диаметра вдоль проточной части (рис. 2.4, формы 2, 3) применяется при малых объемных пропусках пара в первые ступени цилиндра. При этом способе первые ступени выполняют с пониженным средним диаметром и, следовательно, с лопатками увеличенной длины. Поэтому концевые потери первых ступеней в этом случае уменьшаются. В качестве примера можно привести проточную часть ЦНД К-300-240 ЛМЗ.

Проточная часть по форме 4 (рис. 2.4) выполняется в турбинах небольшой мощности, в турбинах с противодавлением и в ЧВД турбин средней мощности. В последние годы этот способ находит достаточное распространение при проектировании ЦНД мощных конденсационных турбин ТЭС (К-300-240 ХТЗ) и проточных частей тихоходных турбин АЭС.

После выбора формы проточной части отсека переходят к построению линии изменения средних диаметров вдоль проточной части отсека [6].

2.7. Оценка диаметров, числа ступеней и распределение теплоперепадов по ступеням турбины

Прежде чем приступить к детальному расчету каждой ступени турбины, производят разбивку общего теплоперепада турбины по ступеням. Для этой цели вначале оценивают размеры первой нерегулируемой и последней ступеней турбины.

Основные размеры рабочей решетки последней ступени – средний диаметр d_2 и высоту рабочих лопаток l_2 , зависящие главным образом от объемного расхода пара, – определяют по уравнению неразрывности, записанному для выходного сечения рабочих лопаток, перпендикулярного оси ротора Ω (1.12). Оценив по приведенной формуле значение Ω ,

сравнивают его с предельным значением Ω для выполняемых в настоящее время последних ступеней. Если Ω существенно превышает предельное значение (см. табл. 1.1), то приходится выполнять турбину с несколькими параллельными потоками пара в ЦНД.

Средний диаметр последней ступени турбины можно определить по формуле

$$d_2 = \sqrt{\Omega \theta / i \pi}, \quad (2.33)$$

где i – число потоков в ЦНД; $\theta = d_2/l_2$ принимают равным 2,5–3,0 для турбин большой мощности с предельно напряженной лопаткой последней ступени и 3,5–7,0 для однопоточных турбин небольшой мощности.

Ориентировочную высоту рабочей лопатки находят после определения среднего диаметра:

$$l_2 = d_2/\theta. \quad (2.34)$$

Следует иметь в виду, что при малых значениях θ затруднено профилирование аэродинамически высокоэффективной рабочей лопатки, а также повышается вероятность отрывных течений в прикорневой зоне рабочих лопаток на переменных режимах работы ступени. Кроме того, нецелесообразно выбирать небольшой средний диаметр d_2 последней ступени, так как в этом случае увеличивается общее число ступеней турбины.

Определение размеров первой нерегулируемой ступени можно проводить так же, как и для последней ступени, на основе уравнения неразрывности:

$$d = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{G \cdot v_{1t} \cdot x_{\phi}}{\mu_1 \cdot n \sqrt{1 - \rho} \cdot \sin \alpha_{1\theta} \cdot e l_1}}. \quad (2.35)$$

В этом уравнении расход G , частота вращения n известны из условий задания на расчет. Значения остальных величин выбирают или оценивают. Удельный объем v_{1t} оценивают по h,s -диаграмме по состоянию пара на выходе из сопловой решетки первой нерегулируемой ступени; для этой цели откладывают ориентировочный теплоперепад 30–45 кДж/кг от точки, характеризующей состояние пара в камере регулирующей ступени. Отношение $x_{\phi} = u/c_{\phi}$ для активных ступеней лежит в пределах от 0,40 до 0,52. Малые значения x_{ϕ} выбирают для ступеней с парциальным подводом пара. Для ступеней с полным подводом пара и с небольшой высотой рабочих лопаток ($l_1 = 12$ –25 мм) $x_{\phi} = 0,45$ –0,50. Для ступеней с $l_1 > 25$ мм

$x_{\phi} = 0,50\text{--}0,52$. Высоту лопатки для турбин небольшой мощности выбирают не менее 12 мм. Если при этом диаметр получают небольшим (например, меньше 0,6–0,7 м для частоты вращения $n = 50 \text{ с}^{-1}$), то приходится вводить парциальный подвод, то есть принимать $e < 1$, чтобы обеспечить увеличение диаметра и соответственно увеличение теплоперепада H_0 , приходящегося на нерегулируемую ступень.

При малом теплоперепаде в ступени увеличивается общее число ступеней турбины, что удорожает ее изготовление. Однако следует иметь в виду, что при увеличении числа ступеней повышается относительный внутренний КПД проточной части турбины. Угол выхода из сопловой решетки выбирают небольшим: $\alpha_{1э} = 11\text{--}12^\circ$ для турбин малой мощности при высоте лопаток 12–14 мм. Для турбин большой мощности угол $\alpha_{1э} = 13\text{--}16^\circ$, а высоту лопаток определяют из уравнения (2.35), задавшись целесообразным диаметром первой нерегулируемой ступени в диапазоне 0,8–1,0 м. Степень реактивности в (2.35) принимают в зависимости от отношения d/l , по формуле $\rho_{\text{ср}} = \rho_{\text{к}} + \frac{1,8}{\theta + 1,8}$, в которой $\rho_{\text{к}} = 0,03\text{--}0,07$.

Для конденсационных турбин очень малой мощности ($N_э < 4,0 \text{ МВт}$) целесообразно увеличивать частоту вращения ротора турбины (более 50 с^{-1}), а привод электрического генератора осуществлять через понижающий редуктор.

Расчет первой нерегулируемой ступени турбины реактивного типа отличается тем, что минимальную высоту сопловых лопаток принимают повышенной, то есть $l > 20 \text{ мм}$; ступень выполняется всегда с полным подводом пара, $e = 1,0$; угол выхода потока из сопл $\alpha_{1э} = 15\text{--}18^\circ$; степень реактивности $\rho = 0,5$; отношение скоростей $x_{\phi} = 0,56\text{--}0,60$.

Задача по определению числа ступеней турбины и распределению теплоперепадов по ним не имеет однозначного решения. Как уже указывалось, с увеличением числа ступеней турбины уменьшаются средние диаметры решеток, увеличиваются высоты лопаток и соответственно повышается КПД η_{oi} проточной части. Поэтому, например, у турбины, использующей дорогое топливо или работающей в базовом режиме нагрузки, проточную часть целесообразно выполнять с большим числом ступеней. Наоборот, если в первую очередь важно снизить стоимость изготовления турбины, то ее проточную часть выполняют с пониженным числом ступеней в одном или двух цилиндрах.

При распределении теплоперепадов по ступеням необходимо обеспечить плавность изменения диаметров вдоль проточной части от

первой нерегулируемой до последней ступени. В конденсационных одноцилиндровых турбинах, когда диаметр первой нерегулируемой ступени составляет 0,4–0,5 диаметра последней, из-за резкого увеличения диаметров проточную часть приходится составлять из двух или более групп ступеней со скачком диаметров при переходе от одной группы к другой. В месте скачка диаметров для организации аэродинамически эффективного входа пара в сопла первой ступени второй группы предусматривают камеру за счет увеличения осевого промежутка между соседними ступенями обеих групп. Если первые ступени выполняют с парциальным подводом пара, то целесообразно все первые ступени с парциальным впуском располагать в первой группе ступеней, а ступени с полным подводом, то есть с $e = 1$, – во второй группе, чтобы в камере между группами ступеней обеспечивалось растекание пара по всей окружности на входе во вторую группу.

В многоцилиндровой турбине определение числа ступеней и разбивку теплоперепадов по ним выполняют для каждого цилиндра независимо, то есть для каждого цилиндра оценивают диаметры первой и последней ступеней, в пределах каждого цилиндра обеспечивают плавность проточной части.

Определение числа ступеней турбины и разбивку теплоперепадов по ним рационально производить с помощью специальной диаграммы (рис. 2.5). Для построения этой диаграммы выбирают произвольный отрезок a на оси абсцисс. В начале этого отрезка по оси ординат откладывают диаметр первой нерегулируемой ступени, а в конце отрезка – диаметр последней ступени турбины или отсека ее проточной части. Затем в соответствии с указанными ординатами проводят кривую ординат диаметров всех промежуточных ступеней d . В части высокого давления кривая диаметров близка к прямой с небольшим наклоном, так как диаметры от ступени к ступени здесь увеличиваются незначительно. В части низкого давления конденсационных турбин кривая диаметров имеет крутой подъем, обусловленный интенсивным ростом средних диаметров.

На этой же диаграмме строят кривую отношений скоростей $x_\phi = u/c_\phi$ для всех ступеней. Значения x_ϕ назначают близкими к оптимальным из условия максимума КПД, $\eta_{oi} \cdot (x_\phi)_{\text{опт}}$ зависит от степени реактивности ступени, потерь: трения, сегментных, вентиляции, от утечек пара и от влажности.

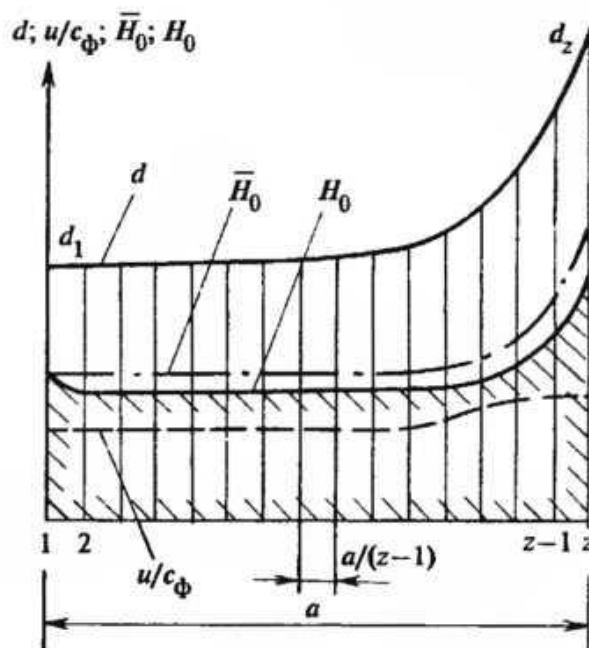


Рис. 2.5. Диаграмма для определения числа ступеней и распределения теплоперепадов по ступеням: z – номер ступени

От ступени к ступени уменьшается отношение $\theta = d/l_2$ и, следовательно, в соответствии с формулой $\rho_{\text{ср}} = \rho_{\text{к}} + \frac{1,8}{\theta + 1,8}$ увеличивается степень реактивности ступени, а при увеличении ρ растет и оптимальное отношение скоростей. С уменьшением перечисленных выше потерь энергии также увеличивается оптимальное значение $x_{\text{ф}}$. Часто для ЧВД в связи с незначительным ростом высоты лопаток отношение скоростей $x_{\text{ф}}$ принимают постоянным вдоль проточной части. Для ЧСД и ЧНД отношение $x_{\text{ф}}$ увеличивается от ступени к ступени, как показано на рис. 2.5.

При определении $x_{\text{ф}}$ для ступеней отсека и нанесении зависимости на диаграмму необходимо руководствоваться следующими рекомендациями [1,5].

Величина $x_{\text{ф}}$ лежит в следующих пределах:

- 1) $x_{\text{ф}} = 0,40\text{--}0,52$ для ступеней ЦВД активного типа ($\rho_{\text{ср}} \leq 0,2$) и для ступеней с парциальным подводом пара;
- 2) $x_{\text{ф}} = 0,45\text{--}0,50$ для ступеней ЦВД с полным подводом пара и небольшой высотой рабочих лопаток ($l_1 = 12\text{--}25$ мм);

3) $x_{\phi} = 0,50-0,52$ для ступеней ЦВД с полным подводом пара и $l_1 > 25$ мм;

4) $x_{\phi} = 0,46-0,57$ для ЦСД мощных конденсационных турбин;

5) $x_{\phi} = 0,52-0,75$ для ЦНД мощных конденсационных турбин.

Часто для ЦВД в связи с небольшим ростом высоты лопаток x_{ϕ} принимают постоянным вдоль проточной части отсека или по возрастающему линейному закону. Для построения такой зависимости достаточно определить значение x_{ϕ} на концах отрезка a (см. рис. 2.5) и соединить их прямой линией.

Для ЦСД и ЦНД значение x_{ϕ} увеличивается вдоль отсека. В ЦСД линия x_{ϕ} приближенно протекает адекватно линии диаметров. В ЦНД мощных конденсационных турбин x_{ϕ} возрастает интенсивно до последней ступени.

Далее по значению выбранного среднего диаметра ступени и отношению скоростей можно определить располагаемый теплоперепад ступени. Действительно,

$$\bar{H}_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x_{\phi}} \right)^2, \quad (2.36)$$

или

$$\bar{H}_0 = \frac{\pi^2 d^2 n^2}{2 x_{\phi}^2}. \quad (2.37)$$

Для $n = 50 \text{ с}^{-1}$ формула для располагаемого теплоперепада ступени по параметрам торможения преобразуется к виду

$$\bar{H}_0 = 12,3 \left(\frac{d}{x_{\phi}} \right)^2. \quad (2.38)$$

Для разбивки теплоперепадов по ступеням и их увязки с общим теплоперепадом нерегулируемых ступеней важно определить располагаемый теплоперепад по статическим параметрам H_0 :

$$H_0 = \bar{H}_0 - c_0^2/2. \quad (2.39)$$

Энергия выходной скорости предыдущей ступени $c_0^2/2$ обычно составляет 4–8 % теплоперепада $\bar{H}_0$. Поэтому

$$H_0 = (0,92 - 0,96)\bar{H}_0, \quad (2.40)$$

причем коэффициенты перед $\bar{H}_0$ соответствуют: 0,92 – углу выхода из сопловой решетки $\alpha_{1э} = 16-17^\circ$, а 0,96 – углу $\alpha_{1э} = 12^\circ$. Так как в первой ступени отсека энергия выходной скорости предыдущей ступени не используется, то есть $c_0^2/2 = 0$, то для этой ступени $H_0 = \bar{H}_0$.

Таким образом, по значениям d и x_ϕ можно из (2.40) определить располагаемые теплоперепады вдоль отрезка a и нанести соответствующую кривую H_0 на диаграмме. Далее, если отрезок a разбить на m отрезков и на концах этих отрезков из диаграммы определить теплоперепады H_0 , то средний теплоперепад ступени определится по формуле

$$(H_0)_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{m+1} (H_0)_i}{m+1}, \quad (2.41)$$

а число ступеней – по формуле

$$z = \frac{H_{0н}(1 + q_t)}{(H_0)_{cp}}, \quad (2.42)$$

где $H_{0н}$ – располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней, определяемый по состоянию пара в камере регулирующей ступени и давлению на выходе из выхлопного патрубка турбины; q_t – коэффициент возврата теплоты.

Коэффициент возврата тепла определится из выражения

$$q_t = k_t \cdot (1 - \eta_{oi}) H_0 \frac{z-1}{z}, \quad (2.43)$$

где значение коэффициента k_t – принимается по табл. 2.2; η_{oi} – относительный внутренний КПД отсека (цилиндра, части) турбины,

принимается по рекомендациям табл. 1.5; H_0 – изоэнтروпийный теплоперепад отсека, кДж/кг; z – число ступеней отсека.

Таблица 2.2.

Рекомендуемые значения k_t

k_t	Область
$4,8 \cdot 10^{-4}$	Для групп ступеней турбин ТЭС, работающих перегретым паром
$4,7 \cdot 10^{-4}$	Для групп ступеней турбин АЭС с газоохлаждаемыми реакторами
$2,8 \cdot 10^{-4}$	Для групп ступеней ТЭС, работающих влажным паром
$4,0 \cdot 10^{-4}$	Для ЦВД турбин насыщенного пара
$(3,2-4,3) \cdot 10^{-4}$	Для группы ступеней ТЭС, часть которых работает в области перегретого пара, а часть – в области влажного пара
$5,0 \cdot 10^{-4}$	Для ЦНД турбин АЭС, в которых процесс расширения переходит из области перегретого пара в область влажного пара

После округления числа ступеней z до целого находят теплоперепад, приходящийся на каждую ступень, для чего отрезок a делят на $z-1$ частей и в точках деления по кривой H_0 находят предварительное значение теплоперепада H'_0 , для каждой ступени. Затем уточняют значения теплоперепадов, для чего сумму $\sum_i^z H'_0$ сравнивают с произведением $H_{0H}(1 + q_t)$. Разность

$$\Delta = H_{0H} \left[(1 + q_t) - \sum_i^z H'_0 \right], \quad (2.44)$$

делят на число ступеней и отношение Δ/z добавляют к теплоперепаду H'_0 . Описанный порядок определения теплоперепадов ступеней иллюстрируется в табл. 2.3. Здесь в последней строке приводятся значения окончательных теплоперепадов, используемых при детальном расчете ступеней турбины. Следует заметить, что при детальном расчете возможна корректировка полученного распределения теплоперепадов и средних диаметров ступеней с целью обеспечить плавность меридиональных обводов проточной части.

Таблица 2.3.

Распределение теплоперепадов по ступеням

Показатель	Условное обозначение					Сумма теплоперепадов
Номер ступени	1	2	...	$z-1$	z	–
Диаметр ступени	d_1	d_2	...	d_{z-1}	d_z	–
Предварительный теплоперепад	$H_0^{(1)}$	$H_0^{(2)}$	...	$H_0^{(z-1)}$	$H_0^{(z)}$	$\sum H'_0 = H_0^{(1)} + H_0^{(2)} + \dots + H_0^{(z)}$
Окончательный теплоперепад	$H_0^{(1)} + \frac{\Delta}{z}$	$H_0^{(2)} + \frac{\Delta}{z}$	...	$H_0^{(z-1)} + \frac{\Delta}{z}$	$H_0^{(z)} + \frac{\Delta}{z}$	$\sum H_0 = \sum H'_0 + \Delta = H_{0н}(1 + q_t)$

При разбивке теплоперепадов по ступеням необходимо иметь в виду важные особенности выбора кривой распределения диаметров вдоль проточной части турбины. Обычно при разбивке теплоперепадов исходным является изменение не среднего диаметра d , а так называемого корневого d_k , равного

$$d_k = d - l, \quad (2.45)$$

то есть диаметра корневых сечений профильной части рабочих лопаток.

Для части высокого давления, а иногда и для всей проточной части турбины принимают постоянный корневой диаметр всех ступеней $d_k = const$. Такой закон изменения диаметров всех ступеней позволяет обеспечить унификацию хвостовых креплений лопаток, постоянство диаметров обточки дисков, а также размеров канавок в дисках, протачиваемых для крепления лопаток. Если в группе ступеней с постоянным корневым диаметром принять постоянное значение отношения скоростей и степени реактивности в сечениях у корня рабочих лопаток, то все лопатки этой группы будут иметь одинаковые профили и, следовательно, лопатки будут отличаться только высотой. Такая унификация позволяет использовать один и тот же инструмент и приспособления, удешевляет изготовление турбины.

При построении диаграммы распределения теплоперепадов (рис. 2.5) условие постоянства корневого диаметра приводит к некоторым особенностям в назначении средних диаметров первой и последней

ступеней в рассчитываемом отсеке ступеней. В этом случае из уравнения (2.35), принимая $e = 1,0$; $d = d_k + l_1$, то есть пренебрегая разностью корневых диаметров по соплам и по рабочим лопаткам, получаем

$$(d_k - l_1)^2 l_1 = \frac{G \cdot v_{1r} \cdot x_{фк}}{\pi^2 \cdot \mu_1 \cdot n \cdot \sqrt{1 - \rho_k} \cdot \sin \alpha_{1э}}, \quad (2.46)$$

где $x_{фк} = u_k / c_{ф}$.

Это уравнение, справедливое для любой ступени группы, позволяет найти диаметр последней ступени по принятому значению среднего диаметра (следовательно, и корневого) первой ступени. Действительно, при $d_k = const$ из (2.46) для последней ступени группы можно найти высоту сопл $l_1^{(z)}$ и затем средний диаметр последней ступени:

$$d^{(z)} = d_k + l_1^{(z)}. \quad (2.47)$$

Зная средние диаметры первой и последней ступеней, далее намечают кривую средних диаметров на диаграмме рис. 2.5 так же, как указано выше.

Для части низкого давления, а иногда и для части среднего давления применяют увеличение или уменьшение корневого диаметра d_k вдоль проточной части. Каждый из этих способов имеет характерные преимущества и недостатки.

При понижении корневого диаметра в направлении потока пара можно отметить следующие преимущества:

- 1) улучшается обтекание сопловой и рабочей решеток и в корневой зоне уменьшается тенденция к отрыву потока от корневых обводов;
- 2) уменьшается угол наклона меридионального обвода сопловой и рабочей решеток, что снижает коэффициенты потерь энергии в их периферийных концевых зонах;
- 3) повышаются средние диаметры первых ступеней и, соответственно, сокращается число ступеней турбины.

К недостаткам такого способа изменения диаметров ступеней относятся:

- 1) невозможность унификации хвостовиков лопаток и дисков;
- 2) уменьшение высоты лопаток первых ступеней.

Этот способ находит достаточное распространение (ЦНД турбин К-500-60/1500 ХТЗ, К-300-240 ХГЗ).

При увеличении корневого диаметра вдоль проточной части можно отметить преимущество, важное значение которого проявляется при малых объемных расходах пара в первых ступенях проточной части. При этом способе первые ступени выполняют с пониженным средним диаметром и, следовательно, с лопатками увеличенной высоты. Поэтому концевые потери первых ступеней в этом случае уменьшаются. Проточная часть ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ выполнена по описанному способу изменения диаметров [4].

2.8. Особенности детального расчета проточной части турбины

После оценки числа ступеней и их теплоперепадов проводят детальный расчет каждой ступени турбины. При этом необходимо иметь в виду некоторые особенности этого расчета.

1. Расходы пара через отдельные ступени и группы ступеней, полученные в результате расчета тепловой схемы, нужно уточнять; например, расход пара в регулирующей ступени и в первой нерегулируемой ступени отличается из-за утечки пара через переднее концевое уплотнение. Поэтому необходимо оценить эту утечку по известным формулам расчета концевых уплотнений. Иногда необходимо также учитывать изменение расхода пара через промежуточные ступени за счет поступающего из переднего концевого уплотнения пара дополнительно к основному потоку. Следует также отметить, что протечки пара через диафрагменные уплотнения невелики, и поэтому при расчете размеров сопловых и рабочих лопаток их обычно не учитывают. Эти протечки необходимо учитывать при расчете внутреннего относительного КПД ступени.

2. В расчете промежуточных ступеней турбины необходимо правильно оценивать использование выходной скорости предыдущей ступени в последующей. Для ступеней, спроектированных на оптимальные условия работы, то есть при угле выхода α_2 , близком к 90° , коэффициент использования выходной скорости $\chi_{вс}$ принимают равным единице. При углах α_2 , отличающихся от 90° , и при сопловой решетке последующей ступени, рассчитанной на угол входа $\alpha_0 = 90^\circ$, коэффициент использования энергии выходной скорости предыдущей ступени определяют по формуле

$$\chi_{вс} = \sin^2 \alpha_2. \quad (2.48)$$

Энергия выходной скорости не используется в первых ступенях каждого отсека проточной части, когда перед этой ступенью имеется объемная камера. Поэтому в первых ступенях отсеков необходимо повышать располагаемый теплоперепад по статическим параметрам H_0 на значение энергии выходной скорости (1,5–3,0 кДж/кг) по сравнению с последующей ступенью, в которой используется энергия выходной скорости предыдущей (первой) ступени. Во всех других ступенях энергия выходной скорости также используется. Важно отметить, что формулы для определения КПД $\eta_{ол}$ и располагаемой энергии E_0 промежуточной ступени приобретают различный вид для первых, промежуточных и последней ступеней отсека:

– для первых ступеней отсека:

$$E_0 = H_0 - c_2^2/2; \quad (2.49)$$

$$\eta_{ол} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0}; \quad (2.50)$$

– для промежуточных ступеней, кроме первой и последней:

$$E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2; \quad (2.51)$$

$$\eta_{ол} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0}; \quad (2.52)$$

– для последней ступени отсека:

$$E_0 = \bar{H}_0; \quad (2.53)$$

$$\eta_{ол} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{вс}}{E_0}, \quad (2.54)$$

где ΔH_c – потери энергии с выходной скоростью, ΔH_p – потери энергии в рабочих лопатках, $\Delta H_{вс}$ – потери энергии с выходной скоростью ступени, c_2 – абсолютная скорость на выходе из ступени.

Для любой из перечисленных ступеней КПД $\eta_{ол}$ можно определять через проекции скоростей как $\eta_{ол} = u \sum c_u / E_0$. Здесь располагаемая энергия E_0 для каждого типа ступени определяется по приведенным выше формулам.

3. Как указывалось ранее, для унификации хвостовиков лопаток в ЧВД и часто в ЧСД корневой диаметр выполняют постоянным для всех ступеней. Кроме того, для унификации профилей сопловых и рабочих лопаток в группе ступеней выполняют постоянными углы выхода из сопла α_1 и из рабочих лопаток β_2 , постоянны также отношения скоростей $(u/c_\phi)_к$ и степень реактивности в корневом сечении $\rho_к$. В этом случае треугольники скоростей для всех ступеней будут подобными при $d_к \neq const$ или равными при $d_к = const$. При соблюдении этих условий профили как сопловых, так и рабочих лопаток всех ступеней данной группы можно выполнять одинаковыми при условии сохранения изгибной прочности этих лопаток. Часто по условиям изгибной прочности лопатки последних ступеней в группе приходится выполнять с увеличенной хордой.

4. В направлении потока пара от ступени к ступени увеличивается их верность l_2/d_2 и поэтому увеличивается степень реактивности ρ в сечении по среднему диаметру при сохранении небольшой положительной степени реактивности у корня $\rho_к$. Степень реактивности в сечении по среднему диаметру определяют по формуле:

$$\rho_{ср} = 1 - (1 - \rho_к) \frac{1}{\bar{r} (2\phi^2 \cos^2 \alpha_1)} \quad (2.55)$$

или

$$\rho_{ср} = 1 - (1 - \rho_к) (1 - l_2/d_2)^{1,8}. \quad (2.56)$$

Вместе с ростом степени реактивности в сечении по среднему диаметру увеличивается и оптимальное отношение скоростей u/c_ϕ в соответствии с формулой

$$\left(\frac{u}{c_\phi} \right)_{опт} = \frac{\phi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1 - \rho}}. \quad (2.57)$$

5. Так как отношение среднего диаметра к высоте лопатки в конденсационных турбинах для последних ступеней становится небольшим, лопатки этих ступеней выполняют с переменным профилем по высоте, то есть закручивают. Целесообразной границей закрутки лопаток является отношение $\theta = 10\text{--}13$. Применение закрутки лопаток в последних ступенях существенно усложняет их изготовление и повышает стоимость.

6. Угол α_1 сопловых лопаток может существенно изменяться от ступени к ступени в части низкого давления конденсационных турбин. Это изменение необходимо выполнять для обеспечения достаточно плавных обводов проточной части в меридиональном сечении или, другими словами, для создания необходимой интенсивности нарастания высоты лопаток. В первых ступенях ЧНД угол α_1 уменьшают, чтобы обеспечить повышенную высоту лопаток, а в последних ступенях, наоборот, угол α_1 увеличивают, чтобы уменьшить высоту лопаток.

7. Числа M в сопловых и рабочих лопатках от ступени к ступени возрастают (в нерегулируемых ступенях), так как средние диаметры ступеней увеличиваются, а вместе с ними увеличиваются и теплоперепады, а следовательно, и скорости c_{1t} и w_{1t} ; с другой стороны, скорость звука от ступени к ступени уменьшается, так как вдоль проточной части уменьшается температура пара. Таким образом, сверхзвуковые скорости могут возникать в регулирующих ступенях с повышенным теплоперепадом и в последних ступенях турбины. Число M в нерегулируемых ступенях изменяется от 0,25–0,6 в ЧВД до 1,5–2,0 в последних ступенях предельных размеров. Поэтому при расчете последних ступеней необходимо учитывать дополнительные потери энергии, связанные со сверхзвуковым обтеканием решеток.

Рассмотрим особенности расчета реактивных ступеней. Кроме рассмотренных, для реактивных ступеней имеют место специфические особенности по сравнению с активными ступенями. Как уже указывалось, для реактивных ступеней минимальная высота лопаток первых нерегулируемых ступеней существенно выше, чем для активных, и составляет 20–25 мм. При меньших высотах лопаток в реактивных ступенях возникают повышенные протечки пара в зазорах между сопловыми лопатками и ротором, а также между рабочими лопатками и статором. При этом обязательным является впуск пара в первые нерегулируемые ступени по всей окружности сопловой решетки, то есть $e = 1$. Угол выхода из сопловых лопаток этих ступеней составляет $15\text{--}18^\circ$; степень реактивности всех ступеней, за исключением последних двух–трех, равна 0,5. В последних ступенях из-за большой веерности и

обязательной положительной степени реактивности у корня степень реактивности по среднему диаметру больше 0,5 [4].

2.9. Последовательность расчета конденсационной паровой турбины

Основные исходные данные следующие:

Номинальная электрическая мощность – $N_{э}$, кВт;

Частота вращения – n , с^{-1} ;

Давление пара перед турбиной – p_0 , МПа;

Температура пара перед турбиной – t_0 , °С;

Температура перегретого пара после промежуточного перегрева – $t_{пп}$, °С;

Давление отработавшего пара – p_k , кПа;

Температура питательной воды – $t_{п.в.}$, °С.

Также для расчета нужна тепловая схема турбоустановки.

Расчет турбины производится в три этапа.

Для предварительного расчета турбины необходимо [1, 5, 8]:

- оценить параметры пара перед и за турбиной;
- предварительно разделить турбину на цилиндры или части без выделения потоков пара для каждого цилиндра;
- определить параметры пара перед и за каждым цилиндром с учетом потерь в паровпускных органах;
- предварительно построить процесс расширения пара в турбине в h,s -диаграмме.

Если в турбине (или цилиндре) в качестве первой ступени применена регулирующая ступень, то необходимо выбрать тип ступени, ее геометрические характеристики, теплоперепад и оценить параметры пара за ней.

Предварительный расчет турбины выполняется в следующей последовательности:

- 1) оценивается расход пара на турбину в соответствии с типом турбины (§ 2.1);
- 2) оценивается осевая площадь последней ступени Ω' для каждого цилиндра; производится выбор числа потоков пара в цилиндр (если $\Omega \geq \Omega_{\text{доп}}$) и определяется расход пара на один поток (§ 2.2);
- 3) турбина (или цилиндр) в соответствии с типом турбины разбивается на отсеки (§ 2.2).

Дальнейший расчет производится отдельно для каждого отсека по следующей схеме:

- 4) определяются размеры первой нерегулируемой ступени (§ 2.4);
- 5) выбираются размеры последней нерегулируемой ступени отсека (§ 2.5);
- 6) выбирается форма проточной части отсека (§ 2.6);
- 7) выбирается степень реакции и отношение скоростей $u/c_{\text{ф}}$ для каждой ступени отсека (§ 2.4. и § 2.7);
- 8) производится разбивка теплоперепадов по нерегулируемым ступеням отсека (§ 2.7).

В случае, если турбина (цилиндр турбины) имеет ряд отсеков, то пункты 4–9 выполняются для каждого отсека.

При построении процесса в h,s -диаграмме необходимо воспользоваться рекомендациями приведенными в § 1.15.

На втором этапе проводится расчет тепловой схемы, который здесь не рассматривается.

На третьем этапе проводится детальный расчет проточной части турбины.

Последовательность расчета одновенечной и двухвенечной ступеней приведена в Приложениях 1 и 2.

Одновенечная регулирующая ступень рассчитывается по методике, изложенной в Приложении 1. При этом значение располагаемого теплоперепада ступени H_0 , степень реакции ρ , парциальность ступени e , отношение скоростей $u/c_{\text{ф}}$, диаметр ступени d , высоты лопаток l_1 и l_2 или эффективный угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_{1\text{э}}$ принимаются по результатам предварительного теплового расчета регулирующей ступени. Недостающие режимные параметры и геометрические характеристики ступени необходимо принимать исходя из конструкции турбины.

Двухвенечная регулирующая ступень рассчитывается также по методике, изложенной в Приложении 2, но как отсек, состоящий из двух парциальных ступеней, то есть каждый венец в ходе теплового и аэродинамического расчетов рассматривается как отдельная ступень, а при определении дополнительных потерь, КПД и мощности в некоторые формулы вносятся изменения.

При тепловом расчете двухвенечной регулирующей ступени по методике, изложенной в Приложении 2, необходимо учитывать следующие отличия:

- 1) при расчете сопловой решетки первого венца ее реакция:

$$\rho = 1 - (\rho_2 + \rho_n + \rho'_2),$$

где ρ_2 – реакция рабочей решетки первого венца; ρ_n – реакция направляющей решетки второго венца; ρ'_2 – реакция рабочей решетки второго венца;

2) при расчете рабочей решетки первого венца $\rho = \rho_2$;

3) при расчете сопловой (направляющей) решетки второго венца $\rho = \rho_n$;

4) при расчете рабочей решетки второго венца $\rho = \rho'_2$.

Рассчитывая сопловую решетку, обычно задают угол выхода потока из сопла α_{13} . Для остальных решеток эффективные углы выхода потока обычно рассчитываются по предварительно принятым высотам соответствующих решеток. Аналогично расчет производится и для рабочих решеток обоих венцов.

Следующим этапом расчета является оценка диаметров, числа ступеней и распределение теплоперепадов по ступеням турбины (в соответствии с § 2.7).

После расчета регулирующей ступени, нерегулируемые ступени рассчитываются, начиная с первой.

За начальные параметры пара перед первой нерегулируемой ступенью принимаются параметры пара в камере за регулирующей ступенью. Если регулирующей ступени нет, то за начальные параметры перед первой нерегулируемой ступенью принимаются параметры пара перед проточной частью, определенные в предварительном расчете.

За начальные параметры пара перед последующими нерегулируемыми ступенями принимаются параметры на выходе из предыдущей ступени [6].

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОДНОВЕНЕЧНОЙ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Исходные данные:

Расход пара – G , кг/с.

Давление пара перед ступенью – p_0 , МПа.

Температура пара перед ступенью – t_0 , °С.

Скорость пара на входе в ступень – c_0 , м/с.

Скорость пара за ступенью – p_2 , МПа.

Частота вращения – $n = 50 \text{ с}^{-1}$.

Средний диаметр – d , м.

Диаметр диафрагменного уплотнения – d_y , м.

Зазор в диафрагменном уплотнении – δ_y , мм.

Эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу – $\delta_э$, мм.

Схематичный чертеж проточной части одновенечной ступени представлен на рис. П.1.

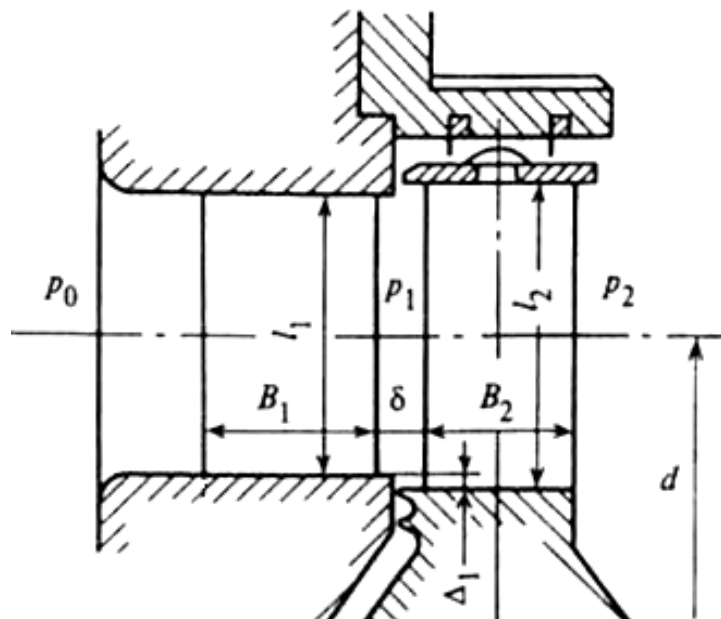


Рис. П.1. Проточная часть одновенечной ступени

Последовательность расчета [4]

Окружная скорость пара на среднем диаметре:

$$u = \pi \cdot d \cdot n, \text{ м/с} \quad (\text{П.1.1})$$

Энтальпия пара h_0 , кДж/кг, перед ступенью определяется по [2], см. рис. П.2.

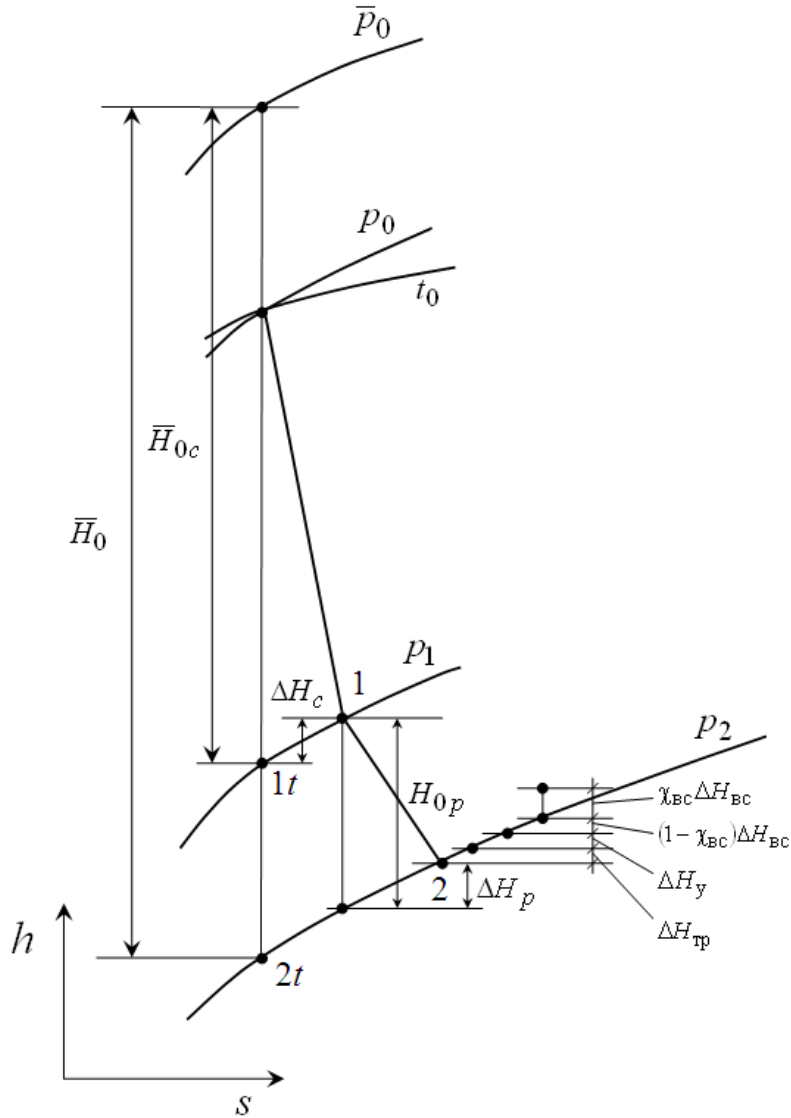


Рис. П.2. Процесс течения в h,s -диаграмме для турбинной ступени с частичным использованием энергии выходной скорости в последующей ступени

Давление торможения пара перед ступенью:

$$\bar{p}_0 = p_0 + \frac{1}{v_0} \frac{c_0^2}{2}, \text{ Па.} \quad (\text{П.1.2})$$

Изоэнтروпийный теплоперепад ступени по параметрам торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг определяется по h,s -диаграмме, см. рис. П2.

Отношение скоростей:

$$u/c_\Phi = u/\sqrt{2\bar{H}_0}. \quad (\text{П.1.3})$$

Принимается значение степени реактивности ρ в зависимости от вида ступени.

Изоэнтропийный теплоперепад в сопловой решетке:

$$\bar{H}_{0c} = (1 - \rho)\bar{H}_0, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.4})$$

Изоэнтропийный теплоперепад в рабочей решетке:

$$H_{0p} = \rho\bar{H}_0, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.5})$$

Давление за сопловой решеткой p_1 , МПа определяется по h,s -диаграмме.

Удельный объем за сопловой решеткой (теоретический) v_{1t} , м³/кг определяется по h,s -диаграмме.

Удельный объем за рабочей решеткой (теоретический) v_{2t} , м³/кг определяется по h,s -диаграмме.

Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток:

$$c_{1t} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}, \text{ м/с.} \quad (\text{П.1.6})$$

Выходная площадь сопловой решетки (предварительная):

$$F'_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu'_1 \cdot c_{1t}}, \text{ м.} \quad (\text{П.1.7})$$

Принимается значение угла α_1 направления скорости c_1 .

Высота сопловых лопаток (предварительная):

$$l'_1 = \frac{F'_1}{\pi \cdot d \cdot \sin \alpha_1}, \text{ м.} \quad (\text{П.1.8})$$

Принимается размер хорды профиля сопловой решетки b_1 , м по Приложению 4 табл. П.5.

Коэффициент расхода сопловой решетки μ_1 по рис. П.3.

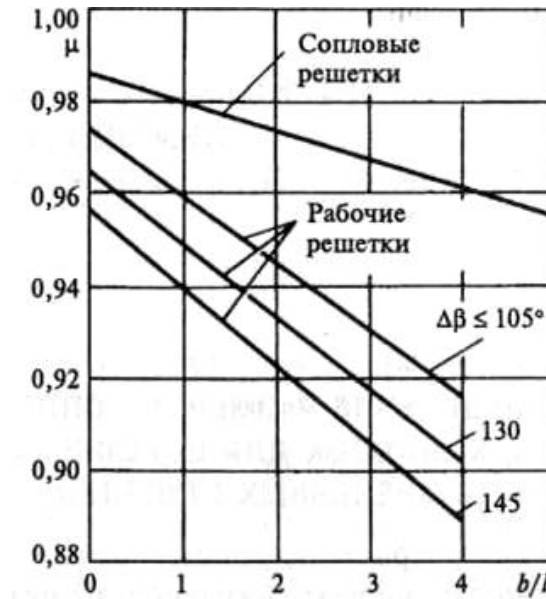


Рис. П.3. Коэффициенты расхода сопловых и рабочих решеток в зависимости от относительной высоты лопатки l/b и угла поворота $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ для перегретого пара

Выходная площадь сопловой решетки:

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}, \text{ м}^2. \quad (\text{П. 1.9})$$

Высота сопловых лопаток:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_1}, \text{ м}. \quad (\text{П. 1.10})$$

Скорость выхода пара из сопловой решетки:

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \text{ м/с}. \quad (\text{П. 1.11})$$

Коэффициент скорости сопловой решетки φ определяется по рис. П.4.

Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}, \text{ м/с}. \quad (\text{П. 1.12})$$

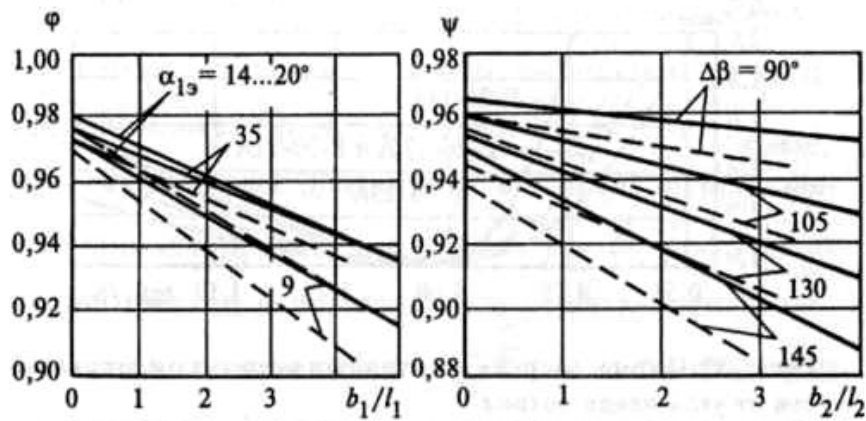


Рис. П.4. Коэффициенты скорости для сопловых и рабочих решеток и зависимости от l/b и угла поворота потока в решетке $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ (или от угла α_{13}):

————— $-d/l_1 > 10$; - - - - - $-d/l_1 < 4$

Угол β_1 направления относительной скорости w_1 :

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}} \right). \quad (\text{П. 1.13})$$

Теоретическая скорость выхода пара из рабочей решетки w_{2t} :

$$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}, \text{ м/с.} \quad (\text{П. 1.14})$$

Высота рабочих лопаток:

$$l_2 = l_1 + \Delta, \text{ м.} \quad (\text{П. 1.15})$$

Размер хорды профиля рабочих лопаток принимаем b_2 , м по Приложению 4 табл. П.5.

Коэффициент расхода рабочей решетки μ_2 определяется по рис. П.3.

Выходная площадь рабочей решетки:

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}, \text{ м}^2. \quad (\text{П.1.16})$$

Угол β_2 направления скорости w_2 :

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot l_2}\right). \quad (\text{П.1.17})$$

Коэффициент скорости рабочей решетки ψ определяется по рис. П.2.

Относительная скорость пара на выходе из рабочих лопаток:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t}, \text{ м/с.} \quad (\text{П.1.18})$$

Абсолютная скорость пара на выходе из рабочих лопаток:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 \cdot u \cdot \cos\beta_2}, \text{ м/с.} \quad (\text{П.1.19})$$

Угол α_2 направления скорости c_2 :

$$\alpha_2 = 180 + \arctg\left(\frac{\sin\beta_2}{\cos\beta_2 - \frac{u}{w_2}}\right). \quad (\text{П.1.20})$$

Число Маха M_{1t} по скорости c_{1t} :

$$M_{1t} = c_{1t} / a_1, \quad (\text{П.1.21})$$

где скорость звука $a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_{1t}}$, м/с.

Число Маха M_{2t} по скорости w_{2t} :

$$M_{2t} = w_{2t} / a_2, \quad (\text{П. 1.22})$$

где скорость звука $a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_{2t}}$, м/с.

Потери в сопловой решетке ΔH_c :

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2 / 2, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.23})$$

Потери в рабочей решетке ΔH_p :

$$\Delta H_p = (1 - \psi^2) w_{2t}^2 / 2, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.24})$$

Энергия выходной скорости $\Delta H_{\text{вс}}$:

$$\Delta H_{\text{вс}} = c_2^2 / 2, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.25})$$

Располагаемая энергия ступени E_0 :

$$E_0 = \bar{H}_0 - \chi_{\text{вс}} \Delta H_{\text{вс}}, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.26})$$

Относительный лопаточный КПД $\eta_{\text{о.л}}$:

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0}. \quad (\text{П.1.27})$$

Относительные потери от утечек через диафрагменное уплотнение $\xi_{\text{у}}^{\text{д}}$:

$$\xi_{\text{у}}^{\text{д}} = \frac{\mu_y \pi d_y \delta_y k_y \eta_{\text{о.л}}}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}}, \quad (\text{П. 1.28})$$

где z – число гребней в диафрагменном уплотнении, μ_y – коэффициент расхода по рис П.5, k_y – поправочный коэффициент для прямоточного уплотнения находится по рис П.6, а для ступенчатого уплотнения $k_y = 1$.

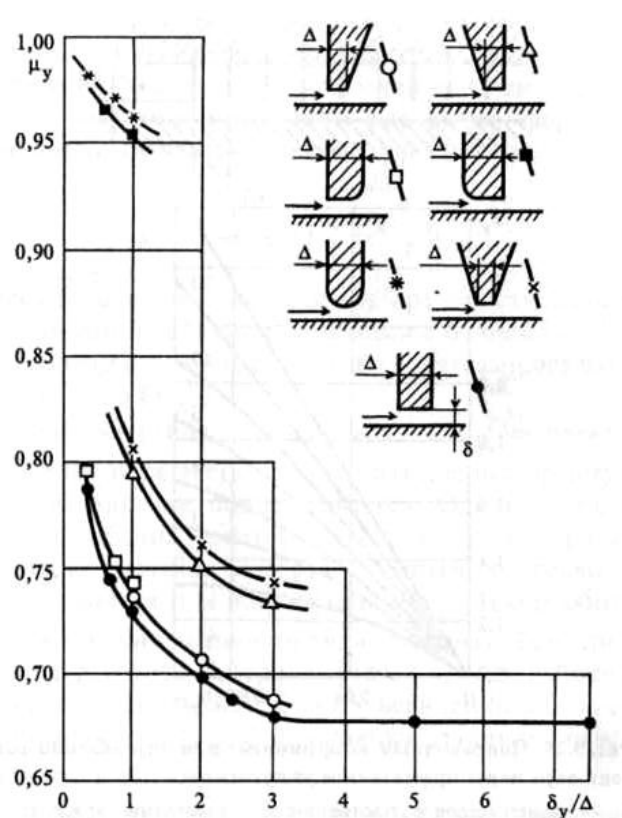


Рис. П.5. Коэффициент расхода μ_y для уплотнений различной формы

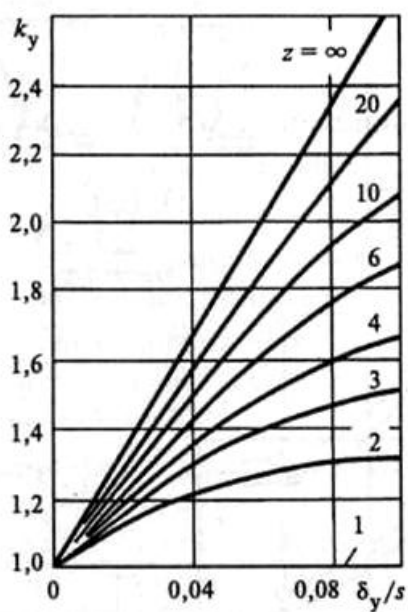
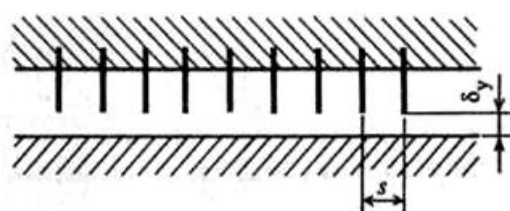


Рис. П.6. Поправочный коэффициент для определения расхода пара через прямоточное уплотнение: δ_y – размер зазора в уплотнении; s – расстояние между гребнями в уплотнении

Относительные потери от утечек через бандажные уплотнения ξ_y^6 :

$$\xi_y^6 = \frac{\pi d_{\Pi} \delta_{\Sigma} \eta_{0.л}}{F_1} \sqrt{\rho_{ср} + 1,8 l_2 / d_y}, \quad (\text{П. 1.29})$$

где диаметр периферии лопаток $d_{\Pi} = d + l_2$, м.

Абсолютные потери от утечек через уплотнения ступени ΔH_y :

$$\Delta H_y = (\xi_y^{\text{л}} + \xi_y^6) E_0, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П. 1.30})$$

Относительные потери от трения $\xi_{\text{тр}}$:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{k_{\text{тр}} d}{\pi e l_1 \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{c_{\Phi}} \right)^3, \quad (\text{П. 1.31})$$

где коэффициент $k_{\text{тр}} = (0,45 - 0,8) \cdot 10^{-3}$ для ступеней паровых турбин.

Абсолютные потери от трения $\Delta H_{\text{тр}}$, кДж/кг:

$$\Delta H_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} E_0. \quad (\text{П. 1.32})$$

Использованный теплоперепад ступени H_i :

$$H_i = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \chi_2) \Delta H_{\text{вс}} - \Delta H_y - \Delta H_{\text{тр}}, \text{ кДж/кг.} \quad (\text{П.1.33})$$

Внутренний относительный КПД ступени η_{oi} :

$$\eta_{oi} = H_i / E_0. \quad (\text{П.1.32})$$

Внутренняя мощность ступени N_i кВт:

$$N_i = G H_i, \text{ кВт.} \quad (\text{П.1.33})$$

По значениям M_{1t} и $\alpha_{1\sigma}$ из таблицы П.1 выбирается сопловой профиль. По характеристикам решетки принимается относительный шаг $\bar{t}_1$ и находится число сопловых лопаток в решетке:

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d}{b_1 \cdot \bar{t}_1}. \quad (\text{П.1.34})$$

По значениям M_{2t} , $\beta_{2э}$, и β_1 из таблицы П.1 выбирается профиль рабочей лопатки. По характеристикам решетки принять относительный шаг $\bar{t}_2$ и находится число лопаток в рабочей решетке:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d}{b_2 \cdot \bar{t}_2}. \quad (\text{П.1.35})$$

Следует отметить, что число сопловых лопаток выбирают четным, так как диафрагма, в которой располагаются сопла, состоит из двух половин.

Таблица П.1

Геометрические характеристики профилей МЭИ [4]

Тип профиля	$\alpha_{1э}, \beta_{2э}$ град	$\alpha_{0эрасч},$ $\beta_{2эрасч},$ град	$\bar{t}_{опт}$	$(M_{1r})_{опт},$ $(M_{2t})_{опт}$	$b_1, \text{ см}$	$f_1, \text{ см}^2$	$I_{мин}, \text{ см}^4$	$W_{мин},$ см^3
1	2	3	4	5	6	7	8	9
С-90-09А	8-11	70-120	0,72-0,85	До 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
С-90-12 А	10-14	70-120	0,72-0,87	До 0,85	5,25	4,09	0,591	0,575
С-90-15А	13-17	70-120	0,70-0,85	До 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
С-90-18А	16-20	70-120	0,70-0,80	До 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333
С-90-22А	20-24	70-120	0,70-0,80	До 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
С-90-27А	24-30	70-120	0,65-0,75	До 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
С-90-33А	30-36	70-120	0,62-0,75	До 0,90	4,5	1,84	0,090	0,163
С-90-38А	35-42	70-120	0,60-0,73	До 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
С-55-15А	12-18	45-75	0,72-0,87	До 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
С-55-20А	17-23	45-75	0,70-0,85	До 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
С-45-25А	21-28	35-65	0,60-0,75	До 0,90	4,58	3,30	0,703	0,536
С-60-30А	27-34	45-85	0,52-0,70	До 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
С-65-20А	17-23	45-85	0,60-0,70	До 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
С-70-25А	22-28	55-90	0,50-0,67	До 0,90	4,5	1,89	0,242	0,235
С-90-12Б	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15	5,66	3,31	0,388	0,420
С-90-15Б	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15	5,2	3,21	0,326	0,413

1	2	3	4	5	6	7	8	9
C-90-12P	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8	4,09	2,30	0,237	0,324
C-90-15P	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7	4,2	2,00	0,153	0,238
P-23-14A	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
P-26-17A	15-19	23-35	0,60-0,70	До 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
P-30-21A	19-24	25-40	0,58-0,68	До 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
P-35-25A	22-28	30-50	0,55-0,65	До 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
P-46-29A	25-32	44-60	0,45-0,58	До 0,85	2,56	1,22	0,071	0,112
P-60-33A	30-36	47-65	0,43-0,55	До 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
P-60-38A	35-42	55-75	0,41-0,51	До 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
P-23-14Ак	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
P-26-17Ак	15-19	23-45	0,60-0,70	До 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
P-27-17Б	15-19	23-45	0,57-0,65	0,8-1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
P-27-17Бк	15-19	23-45	0,57-0,68	0,85-1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
P-30-21Б	19-24	23-40	0,55-0,65	0,85-1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
P-35-25Б	22-28	30-50	0,55-0,65	0,85-1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
P-21-18P	16-20	19-24	0,60-0,70	1,3-1,6	2,0	1,16	0,118	0,142
P-25-22P	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,6	2,0	0,99	0,084	0,100

Примечания. 1. В столбце для $(M_{1t})_{\text{опт}}$, $(M_{2t})_{\text{опт}}$ указан диапазон чисел M на выходе из решетки, для которого рассчитаны профили. 2. Здесь f_1 – площадь сечения профиля; I – момент инерции; W – момент сопротивления.

После окончания расчета необходимо построить треугольник скоростей рис. П.7. по своим значениям

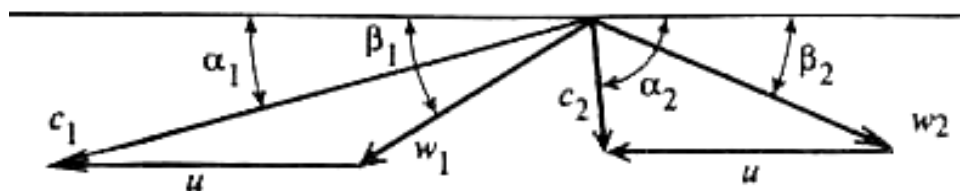


Рис. П.7. Треугольники скоростей одновенечной ступени

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДВУХВЕНЕЧНОЙ СТУПЕНИ

Исходные данные:

Давление перед соплами ступени – p_0 , МПа.

Температура пара перед ступенью – t_0 , °С.

Располагаемый теплоперепад ступени – H_0 , кДж/кг.

Расход пара – G , кг/с .

Частота вращения – n , с⁻¹.

Эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу – $\delta_э$.

Средний диаметр ступени – d , м.

Схематичный чертеж проточной части двухвенечной ступени представлен на рис. П.8

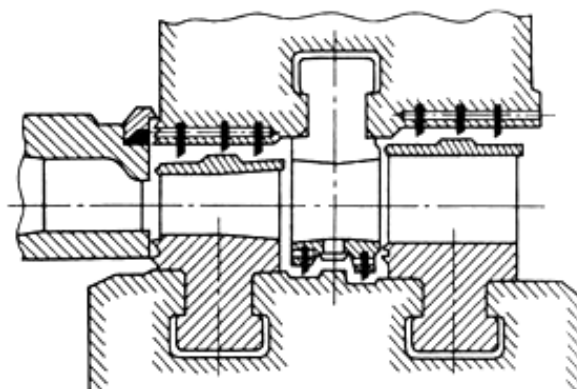


Рис. П.8. Проточная часть двухвенечной ступени

Последовательность расчета [4]

Располагаемые теплоперепады в решетках ступени определяются по принятым значениям степени реактивности в рабочей решетке первого ряда, направляющей и рабочей решетках второго ряда соответственно ρ , ρ_H и ρ' :

$$H_{0c} = (1 - \rho - \rho_H - \rho')H_0, \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.2.1})$$

$$H_{0p} = \rho H_0, \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.2.2})$$

$$H_{0H} = \rho_H H_0, \text{ кДж/кг}; \quad (\text{П.2.3})$$

$$H'_{0p} = \rho' H_0, \text{ кДж/кг}, \quad (\text{П.2.4})$$

где H_{0c} – располагаемый теплоперепад в сопловой решетке, H_{0p} – располагаемый теплоперепад в рабочей решетке первого венца, $H_{0н}$ – располагаемый теплоперепад в направляющей решетке второго венца, H'_{0p} – располагаемый теплоперепад в рабочей решетке второго венца рис. П.9.

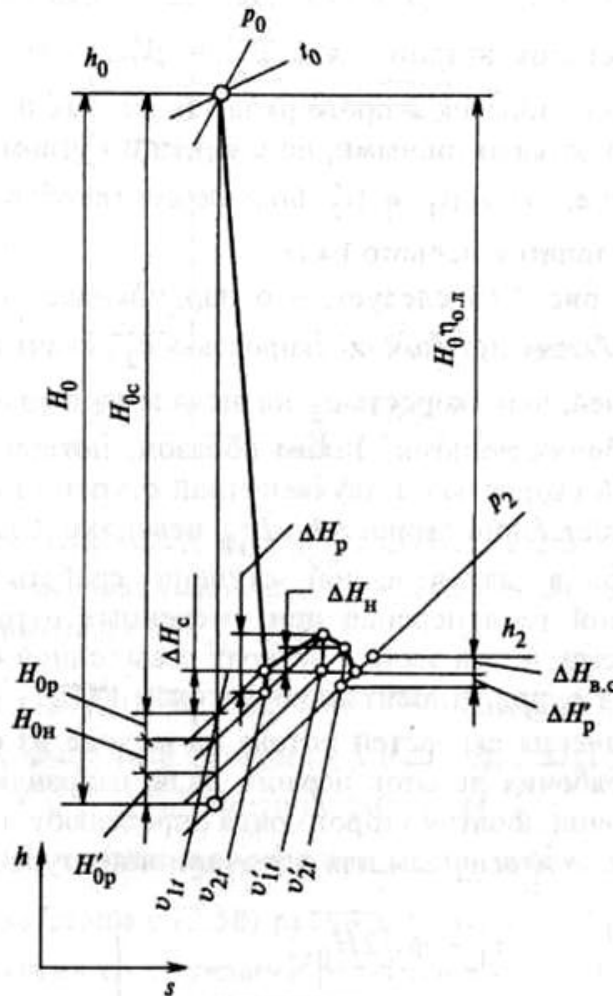


Рис. П.9. Процесс расширения пара в h,s -диаграмме для двухвенечной ступени

По этим теплоперепадам с помощью h,s -диаграммы рис. П.9 находятся давления: за сопловой решеткой p_1 , МПа; за рабочей решеткой первого ряда p_2 , МПа; за направляющей решеткой p'_1 , МПа; за рабочей решеткой второго ряда p'_2 , МПа.

Теоретическая скорость пара на выходе из сопловой решетки:

$$c_{1t} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}, \text{ м/с}. \quad (\text{П.2.5})$$

Удельный объем за сопловой решеткой v_{1t} , м³/кг определяется из h,s -диаграммы.

Число Маха за сопловой решеткой $M_{1t} = c_{1t}/a_1$ определяется по отношению давлений $\varepsilon = p_1/p_0$ с помощью таблиц газодинамических функций для перегретого пара.

Проходная площадь за сопловой решеткой горловых сечений:

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}, \text{ м}^2. \quad (\text{П.2.6})$$

Принимаем угол выхода потока из сопловой решетки α_1 , по рекомендациям §2.4. По этому углу и числу M_{1t} из атласа профилей выбираем тип профиля сопловой решетки.

Далее определяется произведение el_1 :

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_1}, \text{ м} \quad (\text{П.2.7})$$

и оценивается оптимальная степень парциальности по формуле:

$$e_{\text{опт}} = (0,29 - 0,34)\sqrt{el_1}. \quad (\text{П.2.8})$$

Высота сопловых лопаток:

$$l_1 = el_1 / e_{\text{опт}}, \text{ мм}. \quad (\text{П.2.9})$$

Размер хорды профиля сопловой решетки выбирается по условиям прочности b_1 табл. П.5.

Тогда число сопловых лопаток:

$$z_1 = \pi \cdot d \cdot e / b_1 \bar{t}_1, \quad (\text{П.2.10})$$

где относительный шаг $\bar{t}_1$ принят близким к оптимальному, по характеристикам решетки из атласа профилей $\bar{t}_1$. По $\bar{t}_1$ и $\alpha_1 \approx \alpha_{1\text{э}}$, а также с помощью атласа находится угол установки профиля в решетке α_y .

Коэффициент скорости сопловой решетки определяется по обобщенным кривым (рис. П.4) φ . Уточнение значения коэффициента скорости при необходимости можно произвести с помощью атласа профилей по коэффициентам потерь энергии профиля.

Затем строится треугольник скоростей на входе в рабочую решетку: откладывается вектор скорости на выходе из сопловой решетки $c_1 = \varphi \cdot c_{1t}$, м/с под углом α_1 к направлению окружной скорости $u = \pi \cdot d \cdot n$, м/с (рис. П.10). Из этого треугольника: относительная скорость на входе в рабочую решетку первого ряда w_1 , м/с и угол направления этой скорости β_1 (см. формулы в примере расчета одновенечной ступени).

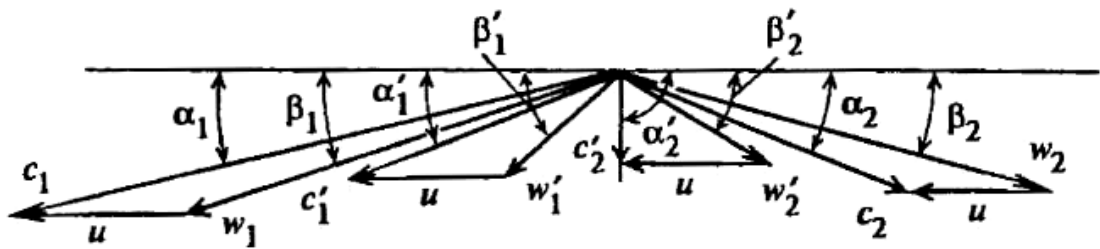


Рис. П.10. Треугольники скоростей двухвенечной ступени

Затем определяются характеристики рабочей решетки. Вначале на h,s -диаграмме откладываются потери энергии в сопловой решетке $\Delta H_c = (1 - \varphi^2) H_{0c}$, кДж/кг и там же находится удельный объем пара за рабочей решеткой v_{2t} , м³/кг.

Теоретическая относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки первого ряда:

$$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}, \text{ м/с.} \quad (\text{П.2.11})$$

Число Маха $M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} \approx M_{1t} \frac{w_{2t}}{c_{1t}}$, так как $a_2 \approx a_1$.

Проходная площадь горловых сечений рабочей решетки первого ряда:

$$F_2 = \frac{G w_{2t}}{\mu_2 v_{2t}}, \text{ м}^2. \quad (\text{П.2.12})$$

Принимается перекрыша рабочих лопаток первого ряда Δ , мм по табл. Пб. Тогда высота рабочих лопаток $l_2 = l_1 + \Delta$, мм и угол выхода потока:

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{F_2}{\pi d e l_2} \right]. \quad (\text{П.2.13})$$

По углу β_2 и числу M_2 по атласу профилей или таб. П.1 выбирается тип профиля рабочей решетки первого ряда. Размер хорды профиля принимается b_2 мм, относительный шаг $\bar{t}_2$.

Число лопаток в рабочей решетке первого ряда по всей окружности рабочего колеса:

$$z_2 = \frac{\pi d}{b_2 \bar{t}_2}. \quad (\text{П.2.14})$$

Далее строится треугольник скоростей на выходе из рабочей решетки первого ряда: откладывается вектор $w_2 = \psi \cdot w_{2t}$, м/с, под углом β_2 к направлению, противоположному окружной скорости u (рис. П.10). Из этого треугольника: вектор скорости c_2 , м/с и угол α_2 .

Для определения характеристик направляющей решетки продолжим построение процесса в h,s -диаграмме. Откладываем потери энергии в рабочей решетке первого ряда $\Delta H_p = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2}$, кДж/кг и определяем удельный объем на выходе из направляющей решетки v'_{1t} , м³/кг.

Теоретическая скорость пара на выходе из направляющей решетки:

$$c'_{1t} = \sqrt{2H_{0H} + c_2^2}, \text{ м/с}. \quad (\text{П.2.15})$$

$$\text{Число } M'_{1t} = c'_{1t} / a'_1 \approx M_{1t} \frac{c'_{1t}}{c_{1t}}.$$

Проходная площадь горловых сечений каналов направляющей решетки:

$$F_H = \frac{G \cdot v'_{1t}}{\mu_H \cdot c'_{1t}}, \text{ м}^2. \quad (\text{П.2.16})$$

Принимается перекрыша направляющих лопаток Δ , мм табл. П6, определяем высоту направляющих лопаток $l_H = l_2 + \Delta$, мм и угол выхода потока

$$\alpha'_1 = \arcsin \left[\frac{F_H}{\pi \cdot d \cdot e \cdot l_H} \right]. \quad (\text{П.2.17})$$

По углу α'_1 и числу M'_{1t} , по атласу выбирается тип профиля направляющей лопатки. Размер хорды профиля направляющей лопатки принимается равным 40 мм, относительный шаг $\bar{t}_H$.

Число каналов направляющей решетки:

$$z_H = \frac{\pi \cdot d \cdot e}{b'_1 \cdot \bar{t}_H}. \quad (\text{П.2.18})$$

С учетом растекания потока за рабочей решеткой, а также изменения расположения струи пара за рабочими лопатками при изменении отношения скоростей u/c_ϕ в переменных режимах работы, принимается число каналов направляющей решетки увеличенным на два по сравнению с расчетным, то есть z_H .

Построение треугольников скоростей на входе и выходе из рабочей решетки второго ряда, а также определение геометрических и аэродинамических характеристик этой решетки проводится аналогично рабочей решетке первого ряда.

Относительный лопаточный КПД $\eta_{o.l.}$ определяется двумя способами:

а) по балансу потерь:

$$\eta_{o.l.} = \frac{H_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_H - \Delta H'_p - \Delta H_{в.с.}}{H_0}; \quad (\text{П.2.19})$$

б) с использованием проекций скоростей из треугольников:

$$\eta_{o.l.} = \frac{u[(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2)]}{H_0}. \quad (\text{П.2.20})$$

Оба значения КПД в пределах точности расчета совпадают.

Потери от трения диска:

$$\xi_{тр} = \frac{k_{тр} d (u/c_\phi)^3}{\pi e l_1 \sin \alpha_1}. \quad (\text{П.2.21})$$

Потери от утечек в уплотнениях бандажа рабочей решетки первого ряда составляют:

$$\xi_y^6 = \frac{\pi d_\Pi \delta_\Delta}{F_1} \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l}{d}} \eta_{o.l.}. \quad (\text{П.2.22})$$

и принимаются приближенно равными потерям от утечек в уплотнениях направляющей решетки и рабочей решетки второго ряда.

Составляющие потерь от парциальности:

– от вентиляции:

$$\xi_{\text{в}} = \frac{k_{\text{в}}(1 - e - 0,5e_{\text{кож}})}{e \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{c_{\text{ф}}} \right)^3 m. \quad (\text{П.2.23})$$

– сегментные:

$$\xi_{\text{сегм}} = 0,25 \frac{B_2 l_2 + 0,6 B_2' l_2'}{F_1} \frac{u}{c_{\text{ф}}} \eta_{\text{о.л}} \cdot i. \quad (\text{П.2.24})$$

В этих формулах принято: часть дуги, занятая противовентиляционным кожухом, $e_{\text{кож}} = 0,6$; число пар концов сопловых сегментов $i = 2$.

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{oi} = \eta_{\text{о.л}} - \xi_{\text{тр}} - \xi_{\text{у}}^6 - \xi_{\text{п}}. \quad (\text{П.2.25})$$

Использованный теплоперепад ступени:

$$H_i = H_0 \eta_{oi}, \text{ кДж/кг}. \quad (\text{П.2.26})$$

Внутренняя мощность ступени:

$$N_i = G H_i, \text{ кВт}. \quad (\text{П.2.27})$$

Пример расчета цилиндра высокого давления паровой турбины

Исходные данные

Номинальная электрическая мощность $N_{э}$, кВт	800 000
Частота вращения n , с ⁻¹	50
Давление пара перед турбиной p_0 , МПа	23,5
Температура пара перед турбиной t_0 , °C	540
Температура перегретого пара после промежуточного перегрева $t_{пш}$, °C	540
Давление отработавшего пара p_k , кПа	3,4
Температура питательной воды $t_{п.в}$, °C	270

Тепловая схема установки этой турбины приведена на рис. П.11. В установке принято восемь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды: в четырех подогревателях низкого давления, деаэраторе и трех подогревателях высокого давления. Питательные насосы развивают давление 35 МПа, приводятся в действие конденсационными турбинами, мощность турбопривода $N_{тп} = 32$ МВт. Турбину предполагается выполнить с одним валопроводом и состоящей из пяти корпусов: однопоточного ЦВД с петлевым потоком пара, двухпоточного ЦСД и трех двухпоточных ЦНД.

Расчет турбины производится в три этапа. На первом этапе проводится предварительная оценка процесса в h,s -диаграмме. Давление промежуточного перегрева на входе в ЦСД, необходимое для построения процесса в h,s -диаграмме, принимаем 3,51 МПа. Учитывая потери давления в тракте промежуточного перегрева $\Delta p / p_{пш} = 0,1$, получаем давление на выходе из ЦВД, равное 3,9 МПа.

Давление после промежуточного перегрева:

$$P_{пш} = P_0 \cdot 0,2 = 23,5 \cdot 0,2 = 4,7 \text{ МПа} .$$

Потери давления в тракте промперегрева:

$$\Delta P_{пш} = P_{пш} \cdot 1,2 = 4,7 \cdot 0,1 = 0,47 \text{ МПа} .$$

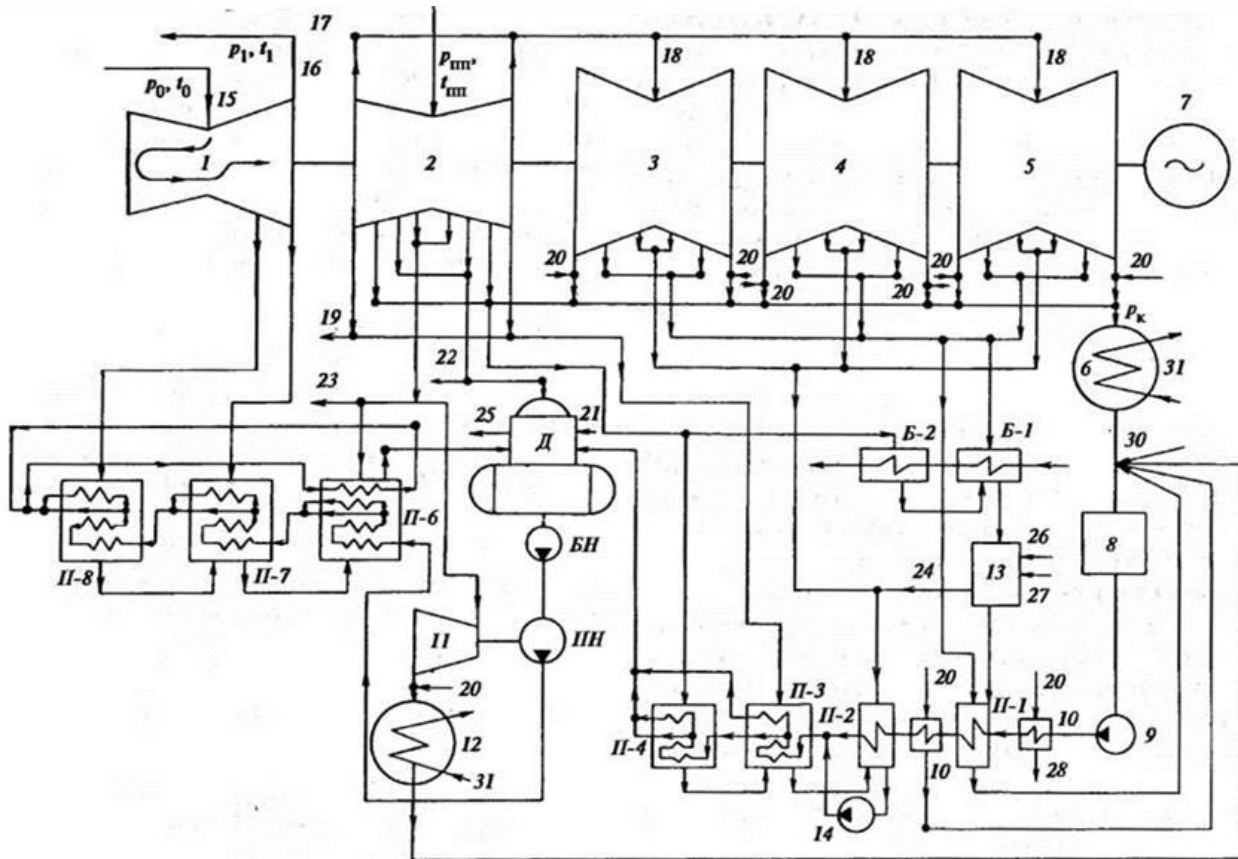


Рис. П.11. Тепловая схема паротурбинной установки К-800-240:

1 – ЦВД; 2 – ЦСД; 3–5 – ЦНД; 6 – основной конденсатор; 7 – электрический генератор;
 8 – обессоливающая установка; 9 – конденсатный насос; 10 – сальниковые
 подогреватели; 11 – турбоприводы питательных насосов; 12 – конденсатор
 турбопривода; 13 – расширительный бак; 14 – перекачивающий насос; 15 – подвод
 свежего пара; 16 – пар на промежуточный перегрев; 17 – пар после промежуточного
 перегрева; 18 – пар в ЦНД; 19 – пар на подогрев воздуха; 20 – пар из уплотнений;
 21 – пар из штоков клапанов и уплотнений; 22 – пар на сушку топлива; 23 – пар на
 разогрев топочного мазута; 24 – выпар; 25 – пар в коллектор; 26 – пар после подогрева
 воздуха; 27 – пар после сушки топлива; 28 – в бак низких точек; 29 – пар в котел; 30 –
 добавки химически очищенной воды; 31 – охлаждающая вода в конденсаторы;
 Б-1, Б-2 – бойлеры; П-1, П-2, ..., П-8 – подогреватели питательной воды; Д – деаэрактор;
 БН – бустерный насос; ПН – питательный насос

Давления на выходе из ЦВД:

$$P_{\text{ЦВД}} = P_{\text{ПН}} + \Delta P_{\text{ПН}} = 4,7 + 0,47 = 5,17 \text{ МПа.}$$

Находится предварительный приведенный используемый
 теплоперепад турбины:

$$\bar{H}_i = \eta_{ip} [(h_0 - h_{п.в}) + (h_{пп} - h_1)]$$

Чтобы подсчитать η_{ip} в этой формуле, вначале вычисляем КПД паротурбинной установки без регенерации:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{(H_0 \eta_{oi})^{ЦВД} + (H_0 \eta_{oi})^{ЦСД+ЦНД}}{(H_0 \eta_{oi})^{ЦВД} + (h_{пп} - h'_k)} = \frac{(h_0 - h_{цвд}) + (h_{пп} - h_k)}{(h_0 - h_{цвд}) + (h_{пп} - h'_k)} = \\ &= \frac{(3325 - 2969) + (3530 - 2324)}{(3325 - 2969) + (3530 - 109,78)} = 0,414. \end{aligned}$$

Здесь приняты ориентировочно $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,88$; $\eta_{oi}^{ЦСД+ЦНД} = 0,86$.
Выигрыш в экономичности от бесконечно большого числа регенеративных подогревателей.

КПД идеального регенеративного цикла с промежуточным перегревом пара:

$$\eta_{tp}^{nn\infty} = 1 - \frac{T_k (s_{пп} - s_{п.в})}{(h_0 - h_{1t}) + (h_{пп} - h_{п.в})} = 1 - \frac{299,332(7,126 - 2,911)}{(3325 - 2128) + (3530 - 1182)} = 0,644.$$

Термический КПД цикла с промежуточным перегревом без регенерации:

$$\eta_t^{пп} = 1 - \frac{T_k (s_{пп} - s'_k)}{(h_0 - h_{1t}) + (h_{пп} - h'_k)} = 1 - \frac{299,332(7,126 - 0,384)}{(3325 - 2128) + (3530 - 109,78)} = 0,563.$$

Повышение экономичности, которое может быть достигнуто в идеальном регенеративном цикле с бесконечным числом отборов:

$$\xi_p^{пп\infty} = \frac{\eta_{tp}^{\infty} - \eta_t^{пп}}{\eta_t^{пп}} = \frac{0,644 - 0,563}{0,563} = 0,144.$$

Определяется значение соотношения:

$$\frac{t_{пв} - t_k}{t'_0 - t_k} = \frac{270 - 26,182}{373,946 - 26,182} = 0,701.$$

Далее по рис. 2.3 находится коэффициент $\xi_p^{\text{III}} / \xi_p^{\text{III}\infty} = 0,92$, учитывающий число отборов в установке.

Повышение экономичности, которое может быть достигнуто в идеальном регенеративном цикле с фиксированным числом отборов:

$$\xi_p^{\text{III}} = 0,92 \cdot 0,144 = 0,133.$$

Таким образом, абсолютный внутренний КПД установки с регенерацией:

$$\eta_{ip} = \frac{\eta_i}{1 - \xi_p^{\text{III}}} = \frac{0,414}{1 - 0,133} = 0,477.$$

Приведенный используемый теплоперепад турбины:

$$\bar{H}_i = 0,477[(3325 - 1182) + (3530 - 2969)] = 1290,21 \text{ кДж/кг}.$$

Расход пара в первую ступень турбины:

$$G = \frac{N_{\text{э}}}{\bar{H}_i \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}}} = \frac{800000}{1290,21 \cdot 0,996 \cdot 0,987} = 650,332 \text{ кг/с}.$$

Здесь $\eta_{\text{м}} = 0,996$ – механический КПД турбины, а $\eta_{\text{э.г}} = 0,987$ – КПД электрогенератора. На данном этапе приближенных оценок расходом пара для турбопривода питательных насосов, равным 34 кг/с, пренебрегаем.

После проведенной грубой оценки расходов пара приступаем к построению процесса в h,s -диаграмме с обоснованным выбором внутренних относительных КПД отсеков проточной части турбины. Вначале для построения процессов оцениваем давление перед первой ступенью турбины p'_0 , определив потери давления в стопорных и регулирующих клапанах: $\Delta p_0 = 0,05$ $p_0 = 0,05 \cdot 23,5 = 1,175 \text{ МПа}$.

Следовательно, $p'_0 = p_0 - \Delta p_0 = 22,325 \text{ МПа}$.

Температура пара перед регулирующей ступенью $t'_0 = t_0 - 4 = 536^\circ \text{С}$. Для рассчитываемой турбины выбираем сопловое парораспределение. В качестве регулирующей применяем одновенечную ступень, которая при среднем диаметре 1,1 м позволяет перерабатывать необходимый теплоперепад, равный 100 кДж/кг, с достаточной эффективностью. Этот

теплоперепад выбран из условия снижения температуры пара в камере регулирующей ступени до 500 °С.

На втором этапе проводится расчет принципиальной тепловой схемы, для определения расходов и параметров пара в отборах.

На третьем этапе проводится детальный расчет проточной части турбины.

Регулирующая ступень ЦВД. При предварительной оценке КПД регулирующей ступени выбраны средний диаметр $d = 1,1$ м и располагаемый теплоперепад $H_0 = 100$ кДж/кг.

В связи с большим объемным расходом пара значения эффективного угла выхода из сопловой решетки и степени парциальности выбраны повышенными: $\alpha_{13} = 16^\circ$ и $e = 0,86$.

Расчет регулирующей ступени

Для расчёта регулирующей ступени нужны следующие исходные данные (*методика расчета одновенечной ступени приведена в прил. 1, а двухвенечной в прил.2*):

Расход пара G , кг/с	650,332
Давление пара перед ступенью p_0 , МПа	22,325
Температура пара перед ступенью t_0 , °С.....	536
Скорость пара на входе в ступень c_0 , м/с.....	0
Частота вращения n , с ⁻¹	50
Средний диаметр d , м.....	1,1
Степень парциальности e	0,86
Диаметр диафрагменного уплотнения d_y , м.....	0,40
Зазор в диафрагменном уплотнении δ_y , мм	0,6
Эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу δ_3 , мм.....	0,6

Расчет

Окружная скорость на среднем диаметре:

$$u = \pi \cdot d \cdot n = \pi \cdot 1,1 \cdot 50 = 172,788 \text{ м/с.}$$

Энтальпия пара перед ступенью определяется по [2],
 $h_0 = 3326,355$ кДж/кг.

Давление торможения перед ступенью:

$$\bar{p}_0 = p_0 + \frac{1}{v_0} \frac{c_0^2}{2} = 22,325 \cdot 10^6 + \frac{1}{0,052} \frac{0^2}{2} = 22,325 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Изоэнтروпийный теплоперепад ступени по параметрам торможения $\bar{H}_0 = 100$ кДж/кг определяется по h,s -диаграмме.

Давление на выходе из ступени $p_{t2} = 16,065$ МПа находим по теоретической энтальпии на выходе из ступени $h_{t2} = h_0 - \bar{H}_0 = 3326,355 - 100 = 3226,355$ кДж/кг и энтропии $s_0 = 6,21$ кДж/(кг · К).

Отношение скоростей:

$$u/c_\Phi = u/\sqrt{2\bar{H}_0} = 172,788/\sqrt{2 \cdot 100 \cdot 10^3} = 0,386.$$

Степень реактивности принимаем равным $\rho = 0,05$ по § 1.8.3.

Изоэнтропийный теплоперепад в сопловой решетке:

$$\bar{H}_{0c} = (1 - \rho)\bar{H}_0 = (1 - 0,05) \cdot 100 = 95 \text{ кДж/кг.}$$

Изоэнтропийный теплоперепад в рабочей решетке:

$$H_{0p} = \rho\bar{H}_0 = 0,05 \cdot 95 = 5 \text{ кДж/кг.}$$

Давление за сопловой решеткой $p_1 = 16,3$ МПа определяется по h,s -диаграмме.

Удельный объем за сопловой решеткой (теоретический) $v_{1t} = 0,018 \text{ м}^3/\text{кг}$ определяется по h,s -диаграмме.

Удельный объем за рабочей решеткой (теоретический) $v_{2t} = 0,0182 \text{ м}^3/\text{кг}$ определяется по h,s -диаграмме.

Теоретическая скорость выхода пара из сопловых лопаток:

$$c_{1t} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 95 \cdot 10^3} = 435,89 \text{ м/с.}$$

Выходная площадь сопловой решетки (предварительная). Принимаем $\mu'_1 = 0,97$:

$$F_1' = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1' \cdot c_{1t}} = \frac{650,325 \cdot 0,018}{0,97 \cdot 435,89} = 0,028 \text{ м}^2.$$

Угол $\alpha_1 = 11 \div 16^\circ$ направления скорости c_1 , принимаем равным $\alpha_1 = 16^\circ$ по § 1.8.4.

Высота сопловых лопаток (предварительная):

$$l_1' = \frac{F_1'}{\pi d \sin \alpha_1 e} = \frac{0,028}{\pi \cdot 1,1 \cdot \sin 16^\circ \cdot 0,86} = 33,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Размер хорды профиля сопловой решетки принимаем по приложению 4 табл. П.5 $b_1 = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Коэффициент расхода сопловой решетки по рис. П.3 $\mu_1 = 0,97$.

Выходная площадь сопловой решетки:

$$F_1 = \frac{G}{\mu_1} \frac{v_{1t}}{c_{1t}} = \frac{650,325}{0,97} \frac{0,018}{435,89} = 0,028 \text{ м}^2.$$

Высота сопловых лопаток:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_1 \cdot e} = \frac{0,028}{\pi \cdot 1,1 \cdot \sin 16^\circ \cdot e} = 34,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Коэффициент скорости сопловой решетки по рис. П.4 $\varphi = 0,97$.

Скорость выхода пара из сопловой решетки:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,97 \cdot 435,89 = 422,813 \text{ м/с}.$$

Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{422,813^2 + 172,788^2 - 2 \cdot 422,813 \cdot 172,788 \cdot \cos 16^\circ} = 261,1 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Угол β_1 направления относительной скорости w_1 :

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}} \right) = \arctg \left(\frac{\sin 16^\circ}{\cos 16^\circ - \frac{172,788}{422,8143}} \right) = 26,51^\circ.$$

Теоретическая скорость выхода из рабочей решетки w_{2t} :

$$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 5 + 261,1^2} = 279,594 \text{ м/с}.$$

Высота рабочих лопаток:

$$l_2 = l_1 + \Delta = 34,0 \cdot 10^{-3} + 3,0 \cdot 10^{-3} = 37,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Размер хорды профиля рабочих лопаток принимаем по приложению 4 табл. П.5 $b_2 = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Коэффициент расхода рабочей решетки по рис. П.1 $\mu_2 = 0,95$.

Выходная площадь рабочей решетки:

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{650,332 \cdot 0,0182}{0,95 \cdot 279,594} = 0,045 \text{ м}^2.$$

Угол β_2 направления скорости w_2 :

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot l_2} \right) = \arcsin \left(\frac{0,045}{\pi \cdot 1,1 \cdot 37,0 \cdot 10^{-3}} \right) = 20,559^\circ.$$

Коэффициент скорости рабочей решетки по рис. 2 $\psi = 0,938$.

Относительная скорость на выходе из рабочих лопаток:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0,938 \cdot 279,594 = 262,26 \text{ м/с}.$$

Абсолютная скорость на выходе из рабочих лопаток:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2} = \\ = \sqrt{262,26^2 + 172,788^2 - 2 \cdot 262,26 \cdot 172,788 \cdot \cos(20,559^\circ)} = 117,378 \text{ м/с}.$$

Угол α_2 направления скорости c_2 :

$$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}} \right) = \arctg \left(\frac{\sin 20,559^\circ}{\cos 20,559^\circ - \frac{172,788}{117,378}} \right) = 51,688^\circ.$$

Скорость звука $a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_{1t}} = \sqrt{1,3 \cdot 16,3 \cdot 10^6 \cdot 0,018} = 618,17 \text{ м/с}$.

Число Маха M_{1t} по скорости c_{1t} :

$$M_{1t} = c_{1t} / a_1 = 435,89 / 618,17 = 0,705.$$

Число Маха M_{2t} по скорости w_{2t} :

$$M_{2t} = w_{2t} / a_2 = 279,594 / 616,997 = 0,453.$$

Скорость звука:

$$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_{2t}} = \sqrt{1,3 \cdot 16,065 \cdot 10^6 \cdot 0,0182} = 616,997 \text{ м/с}.$$

Потери в сопловой решетке ΔH_c , кДж/кг:

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2 / 2 = (1 - 0,97^2) 435,89^2 / 2 = 5614,5 \text{ кДж/кг} = 5,61 \text{ кДж/кг}.$$

Потери в рабочей решетке ΔH_p , кДж/кг:

$$\Delta H_p = (1 - \psi^2) w_{2t}^2 / 2 = (1 - 0,938^2) 279,594^2 / 2 = 4696,478 \text{ Дж/кг} = 4,70 \text{ кДж/кг}.$$

Энергия выходной скорости ΔH_{bc} , кДж/кг:

$$\Delta H_{bc} = c_2^2 / 2 = 117,378^2 / 2 = 6888,798 \text{ Дж/кг} = 6,89 \text{ кДж/кг}.$$

Располагаемая энергия ступени E_0 , кДж/кг:

$$E_0 = \bar{H}_0 - \chi_{bc} \Delta H_{bc} = 100 - 1,0 \cdot 6,89 = 93,11 \text{ кДж/кг}.$$

Относительный лопаточный КПД $\eta_{0.л}$:

$$\eta_{0.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0} = \frac{93,11 - 5,61 - 4,70}{93,11} = 0,889.$$

Относительные потери от утечек через диафрагменное уплотнение $\xi_y^д$:

$$\xi_y^д = \frac{\mu_y \pi d_y \delta_y k_y \eta_{0.л}}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}} = \frac{0,75 \cdot \pi \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 0,889}{0,97 \cdot 0,028 \sqrt{3}} = 0,011,$$

где z – число гребней в диафрагменном уплотнении; $\mu_y = 0,75$ – коэффициент (рис.П.5); k_y – поправочный коэффициент для прямоточного уплотнения находят по рис.П.6, а для ступенчатого уплотнения $k_y = 1$.

Относительные потери от утечек через бандажные уплотнения $\xi_y^б$ при диаметре периферии лопаток $d_{\Pi} = d + l_2 = 1,1 + 37 \cdot 10^{-3} = 1,137$ м:

$$\begin{aligned} \xi_y^б &= \frac{\pi d_{\Pi} \delta_y \eta_{0.л}}{F_1} \sqrt{\rho_{ср} + 1,8l/d_y} = \\ &= \frac{\pi \cdot 1,137 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,889}{0,028} \sqrt{0,05 + 1,8 \cdot (37 \cdot 10^{-3}) / 0,4} = 0,023. \end{aligned}$$

Абсолютные потери от утечек через уплотнения ступени ΔH_y :

$$\Delta H_y = (\xi_y^д + \xi_y^б) E_0 = (0,011 + 0,023) \cdot 93,11 = 3,136 \text{ кДж/кг.}$$

Относительные потери от трения $\xi_{тр}$:

$$\xi_{тр} = \frac{k_{тр} d}{\pi e l_1 \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{c_{\Phi}} \right)^3 = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1}{\pi \cdot 0,85 \cdot 34,0 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 16^\circ} (0,386)^3 = 0,001.$$

Коэффициент $k_{тр} = (0,45 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$ для ступеней паровых турбин.

Абсолютные потери от трения $\Delta H_{тр}$:

$$\Delta H_{тр} = \xi_{тр} E_0 = 0,001 \cdot 93,11 = 0,131 \text{ кДж/кг.}$$

Использованный теплоперепад ступени H_i :

$$H_i = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \chi_2) \Delta H_{вс} - \Delta H_y - \Delta H_{тр} = \\ = 93,11 - 5,61 - 4,70 - (1 - 1) \cdot 6,89 - 3,136 - 0,131 = 79,533 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний относительный КПД ступени η_{oi} :

$$\eta_{oi} = H_i / E_0 = 79,533 / 93,11 = 0,854.$$

Внутренняя мощность ступени N_i :

$$N_i = GH_i = 650,332 \cdot 79,533 = 51723,139 \text{ кВт.}$$

По значениям M_{1t} и $\alpha_{1э}$ из таблицы П.1 выбран сопловой профиль С-90-15А. По характеристикам решетки принят относительный шаг $\bar{t}_1 = 0,788$ и найдено число сопловых лопаток в решетке

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d}{b_1 \cdot \bar{t}_1} = \frac{\pi \cdot 1,1}{80 \cdot 10^{-3} \cdot 0,788} = 54.$$

По значениям M_{2t} , $\beta_{2э}$ и β_1 из таблицы П.1 выбран профиль рабочей лопатки Р-30-21А. По характеристикам решетки принят относительный шаг $\bar{t}_2 = 0,622$ и найдено число лопаток в рабочей решетке:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{\pi \cdot 1,1}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 0,622} = 111.$$

Следует отметить, что число сопловых лопаток выбирают четным, так как диафрагма, в которой располагаются сопла, состоит из двух половин.

В конце расчета регулирующей ступени определяются параметры пара на выходе из ступени: давление $P = 16,07$ МПа, температура $t = 483,595$ °С, энтальпия $h = 3246,822$ кДж/кг.

Определение числа нерегулируемых ступеней

Первый отсек ЦВД. Расход пара через первый отсек ЦВД отличается от расхода пара через регулирующую ступень на величину

утечки пара через уплотнение, расположенное между первым и вторым отсеками ЦВД (рис. П. 11).

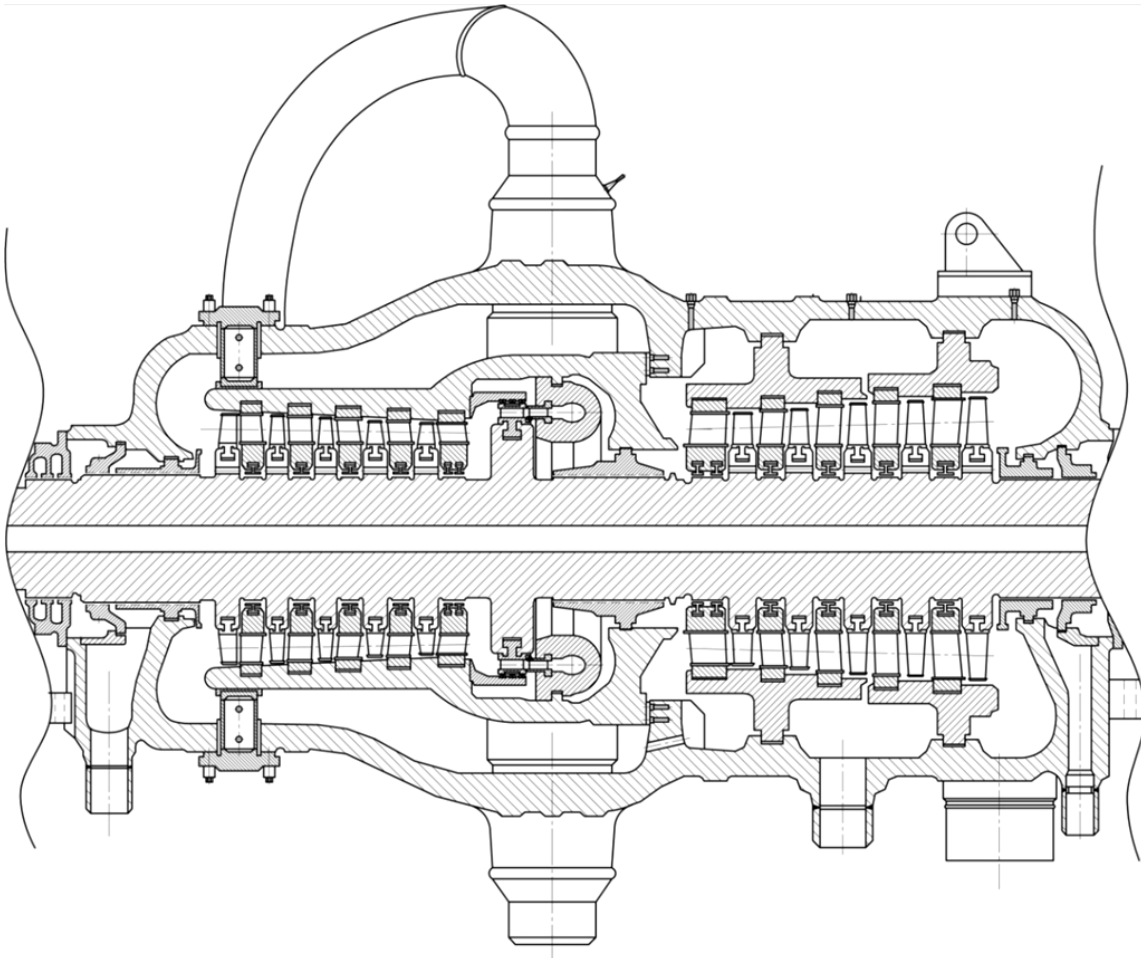


Рис. П.12. Проточная часть турбины ЦВД К-800-240 (к примеру расчета)

Далее рассчитывается число ступеней отсека первого отсека ЦВД.

Давление на входе в первый отсек ЦВД 16,07 МПа, энтальпия 3246,822 кДж/кг по теплоперепаду 150 кДж/кг.

Диаметр первой нерегулируемой ступени принимаем равным $d = 0,8$ м (по табл. 2.1), $x_{\phi} = 0,51$, $\mu_1 = 0,975$, $\alpha_{19} = 14^\circ$, $\rho = 0,2$, перекрыша в первой нерегулируемой ступени $\Delta_1 = 5,2$ мм.

$$H_0 = 12,3 \frac{d^2}{(u/c_{\phi})^2} \left(\frac{n}{50} \right)^2 = 12,3 \frac{0,8^2}{0,51^2} \left(\frac{50}{50} \right)^2 = 30,265 \text{ кДж/кг},$$

а эффективный угол выхода из сопл и степень реактивности приняты $\alpha_{19} = 14^\circ$, $\rho = 0,2$ (по § 2.4).

Удельный объем на входе в отсек $v_{1t} = 0,018 \text{ м}^3/\text{кг}$ определяем по теплоперепаду на h,s -диаграмме.

Высота сопловой решетки:

$$l_1 = \frac{G v_{1t} x_{\phi}}{\pi^2 d \mu_1 n \sqrt{1-\rho} \sin \alpha_{1\phi}} = \frac{650,332 \cdot 0,018 \cdot 0,51}{\pi^2 0,8^2 \cdot 50 \sqrt{1-0,2} \sin 14^\circ} = 0,0898 \text{ м.}$$

Высота первой рабочей лопатки будет $l_2 = l_1 + \Delta = 0,0898 + 0,0052 = 0,095$ м с учетом перекрыши, а корневой диаметр $d_k = d - l_2 = 0,800 - 0,095 = 0,705$ м. Для всех ступеней первого отсека принимается постоянство корневого диаметра. Поэтому теплоперепады и соответственно скорости потока в решетках во всех ступенях можно считать приблизительно постоянными. Следовательно, средний диаметр последней ступени можно определить упрощенно по соотношению

$$l_{2z}(l_{2z} + d_k) = (l_2 d_2)_z = (l_2 d_2) \frac{v_{2z}}{v_{22}} = 0,800 \cdot 0,095 \frac{0,030}{0,018} = 0,127 \text{ м}^2.$$

В результате, $d_{2z} = 0,844$ м, $l_{2z} = 0,139$ м. Значения удельного объема за отсеком $v_{2z} = 0,028 \text{ м}^3/\text{кг}$ определяются приближенно по предварительно построенному процессу в h,s -диаграмме.

Далее определяются располагаемые теплоперепады ступеней.

Принимаем коэффициент расхода $\phi = 0,965$.

Отношение u/c_{ϕ} последней ступени:

$$u/c_{\phi} = \frac{\phi \cdot \cos \alpha_{1\phi}}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0,965 \cdot \cos 14^\circ}{2\sqrt{1-0,2}} = 0,523.$$

Располагаемый теплоперепад последней ступени:

$$\bar{H}_{0z} = 12,3 \left(\frac{d_z}{u/c_{\phi}} \right)^2 \left(\frac{n}{50} \right)^2 = 12,3 \left(\frac{0,844}{0,523} \right)^2 \left(\frac{50}{50} \right)^2 = 31,995 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Располагаемый теплоперепад первой нерегулируемой ступени, рассчитанной по статическим параметрам:

$$H_0 = \bar{H}_0(0,92 - 0,96) = 0,94 \cdot \bar{H}_0 = 0,94 \cdot 30,265 = 28,449.$$

Располагаемый теплоперепад последней нерегулируемой ступени, рассчитанной по статическим параметрам:

$$H_{0z} = \bar{H}_{0z}(0,92 - 0,96) = 0,94 \cdot \bar{H}_{0z} = 0,94 \cdot 31,995 = 30,075 \text{ кДж/кг.}$$

Средний теплоперепад отсека:

$$(H_0)_{cp} = (H_0 + H_{0z})/2 = (28,449 + 31,995)/2 = 29,262 \text{ кДж/кг.}$$

Далее оценивается коэффициент возврата теплоты:

$$q_t = k_t(1 - \eta_{0i})H_0 \frac{z-1}{z} = 0,48 \cdot 10^{-3}(1 - 0,88)150 \frac{4}{5} = 6,912 \cdot 10^{-3}.$$

Число ступеней в отсеке в соответствии с формулой:

$$z = \frac{H_0(1 + q_t)}{(H_0)_{cp}} = \frac{150 \cdot 1,007}{29,629} = 5.$$

После округления числа ступеней z до целого находится теплоперепад, приходящийся на каждую ступень, для чего отрезок делят на $z - 1$ частей и в точках деления по кривой H_0 находится предварительное значение теплоперепада H'_0 для каждой ступени. Затем уточняются значения теплоперепадов, для чего сумма $\sum_i^z H'_0$ сравнивается с произведением $H_{0n}(1 + q_t)$. Разность

$$\Delta = H_{0n} \left[(1 + q_t) - \sum_i^z H'_0 \right]$$

делится на число ступеней и отношение Δ/z добавляют к теплоперепаду H'_0 . Описанный порядок определения теплоперепадов ступеней проиллюстрирован в табл. П.2. Здесь приводятся значения окончательных теплоперепадов, используемых при детальном расчете ступеней турбины. Следует заметить, что при детальном расчете возможна корректировка полученного распределения теплоперепадов и средних диаметров ступеней с целью обеспечить плавность меридиональных обводов проточной части.

Таблица П. 2.

Распределение теплоперепадов по ступеням

Показатель	Условное обозначение					Сумма теплоперепадов
Номер ступени	1	2	3	4	5	–
Диаметр ступени	0,8	0,811	0,822	0,833	0,844	–
Предварительный теплоперепад	28,449	28,921	29,342	29,709	30,075	146,496
Окончательный теплоперепад	29,351	29,823	30,244	30,611	30,977	151,006
Отношение скоростей u / c_{ϕ}	0,51	0,514	0,517	0,52	0,523	

Второй отсек ЦВД. Расчет второго отсека ЦВД производится аналогично первому. Давление на входе в первый отсек ЦВД 9,404 МПа, энтальпия 3093,689 кДж/кг по теплоперепаду 154,822 кДж/кг.

Диаметр первой нерегулируемой ступени принимаем равным $d = 0,855$ м, $x_{\phi} = 0,525$, $\mu_1 = 0,975$, $\alpha_{1\phi} = 14^\circ$, $\rho = 0,2$, прекрыша в первой нерегулируемой ступени $\Delta_1 = 4$ мм. Следовательно,

$$H_0 = 12,3 \frac{d^2}{(u / c_{\phi})^2} \left(\frac{n}{50} \right)^2 = 12,3 \frac{0,855^2}{0,525^2} \left(\frac{50}{50} \right)^2 = 32,623 \text{ кДж/кг},$$

а эффективный угол выхода из сопл и степень реактивности приняты $\alpha_{1\phi} = 14^\circ$, $\rho = 0,3$.

Здесь удельный объем $v_{1r} = 0,027 \text{ м}^3/\text{кг}$ определен по теплоперепаду. Определяем высоту сопловой решетки в соответствии с формулой:

$$l_1 = \frac{G \cdot v_{1r} \cdot x_{\phi}}{\pi^2 \cdot d \cdot \mu_1 \cdot n \cdot \sqrt{1 - \rho} \cdot \sin \alpha_{1\phi}} = \frac{650,332 \cdot 0,027 \cdot 0,51}{\pi^2 \cdot 0,855^2 \cdot 50 \sqrt{1 - 0,3} \sin 14^\circ} = 0,131 \text{ м}.$$

Высота рабочей лопатки составляет $l_2 = 0,135$ м, а корневой диаметр $d_k = 0,855 \cdot 0,135 = 0,115$ м. Для всех ступеней первого отсека принимается постоянство корневой диаметра. Поэтому теплоперепады и соответственно скорости потока в решетках во всех ступенях можно считать приблизительно постоянными. Следовательно, средний диаметр последней ступени можно определить упрощенно по соотношению

$$l_{2z}(l_{2z} + d_k) = (l_2 d_2)_z = (l_2 d_2) \frac{v_{2z}}{v_{22}} = 0,855 \cdot 0,123 \frac{0,046}{0,027} = 0,183 \text{ м}^2.$$

Следовательно, $d_{2z} = 0,93 \text{ м}$, $l_{2z} = 0,21 \text{ м}$. Значение удельного объема за отсеком $v_{2z} = 0,046 \text{ м}^3/\text{кг}$ определяется приближенно по предварительно построенному процессу в h,s -диаграмме.

Принимаем коэффициент расхода $\varphi = 0,965$.

Отношение u / c_ϕ последней ступени:

$$u / c_\phi = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1\vartheta}}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0,965 \cdot \cos 14^\circ}{2\sqrt{1-0,3}} = 0,56.$$

Располагаемый теплоперепад последней ступени:

$$\bar{H}_{0z} = 12,3 \left(\frac{d_z}{u / c_\phi} \right)^2 \left(\frac{n}{50} \right)^2 = 12,3 \left(\frac{0,93}{0,56} \right)^2 \left(\frac{50}{50} \right)^2 = 33,943 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Располагаемый теплоперепад первой нерегулируемой ступени, рассчитанной по статическим параметрам:

$$H_0 = \bar{H}_0(0,92 - 0,96) = 0,94 \cdot \bar{H}_0 = 0,94 \cdot 32,623 = 30,665 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Располагаемый теплоперепад последней нерегулируемой ступени, рассчитанной по статическим параметрам:

$$H_{0z} = \bar{H}_{0z}(0,92 - 0,96) = 0,94 \cdot \bar{H}_{0z} = 0,94 \cdot 33,943 = 31,906 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Средний теплоперепад отсека

$$(H_0)_{cp} = (H_0 + H_{0z})/2 = (30,665 + 31,906)/2 = 31,286 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Далее оценивается коэффициент возврата теплоты

$$q_t = k_t(1 - \eta_{0i})H_0 \frac{z-1}{z} = 0,48 \cdot 10^{-3}(1 - 0,88)154,822 \frac{4}{5} = 7,134 \cdot 10^{-3}.$$

Число ступеней в отсеке в соответствии с формулой:

$$z = \frac{H_0(1 + q_t)}{(H_0)_{\text{ср}}} = \frac{154,822 \cdot 1,007}{32,624} = 5.$$

Результаты расчета сведены в табл. П.3.

Таблица П.3.

Распределение теплоперепадов по ступеням

Показатель	Условное обозначение					Сумма теплоперепадов
Номер ступени	1	2	3	4	5	–
Диаметр ступени	0,855	0,87	0,89	0,91	0,93	–
Предварительный теплоперепад	30,665	30,976	31,286	31,596	31,906	156,429
Окончательный теплоперепад	30,56	30,871	31,181	31,491	31,801	155,822
$u/c_{\text{ф}}$	0,525	0,534	0,543	0,552	0,56	

Расчет нерегулируемой ступени

Исходные данные для расчета нерегулируемой ступени:

Расход пара G , кг/с	650,332
Давление пара перед ступенью p_0 , МПа	16,07
Температура пара перед ступенью t_0 , °С.....	483,595
Располагаемый теплоперепад H_0 , кДж/кг	29,351
Скорость пара на входе в ступень c_0 , м/с.....	0
Частота вращения n , с ⁻¹	50
Средний диаметр d , м	0,8
Диаметр диафрагменного уплотнения d_y , м.....	0,40
Зазор в диафрагменном уплотнении δ_y , мм	0,6
Эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу $\delta_э$, мм.....	0,6

Расчет

Окружная скорость пара на среднем диаметре:

$$u = \pi \cdot d \cdot n = \pi \cdot 0,8 \cdot 50 = 125,664 \text{ м/с.}$$

Энтальпия пара перед ступенью определяется по справочнику [2], $h_0 = 3246,753 \text{ кДж/кг.}$

Давление торможения перед ступенью:

$$\bar{p}_0 = p_0 + \frac{1}{v_0} \frac{c_0^2}{2} = 16,07 \cdot 10^6 + \frac{1}{0,023} \frac{0^2}{2} = 16,07 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Давление на выходе из ступени $p_{2t} = 14,54 \text{ МПа}$ находится по теоретической энтальпии на выходе из ступени

$$h_{2t} = h_0 - \bar{H}_0 = 3246,753 - 29,351 = 3217,401 \text{ кДж/кг.}$$

Степень реактивности принимаем равным $\rho = 0,239$.

Изоэнтروпийный теплоперепад в сопловой решетке:

$$\bar{H}_{0c} = (1 - \rho) \bar{H}_0 = (1 - 0,239) \cdot 29,351 = 22,336 \text{ кДж/кг.}$$

Изоэнтروпийный теплоперепад в рабочей решетке:

$$H_{0p} = \rho \bar{H}_0 = 0,239 \cdot 29,351 = 7,015 \text{ кДж/кг.}$$

Давление за сопловой решеткой определяется по h,s -диаграмме, $p_1 = 14,9 \text{ МПа.}$

Удельный объем (теоретический) за сопловой решеткой определяется по h,s -диаграмме, $v_{1t} = 0,0196 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Удельный объем (теоретический) за рабочей решеткой определяется по h,s -диаграмме, $v_{2t} = 0,02 \text{ м}^3/\text{кг.}$

Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \bar{H}_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 22,336 \cdot 10^3} = 211,358 \text{ м/с.}$$

Принимаем $\mu'_1 = 0,97$. Выходная площадь сопловой решетки (предварительная):

$$F'_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu'_1 \cdot c_{1t}} = \frac{650,332 \cdot 0,0196}{0,97 \cdot 211,358} = 0,062 \text{ м}^2.$$

Угол α_1 направления скорости c_1 принимаем равным $\alpha_1 = 14^\circ$ (по §2.4).

Высота сопловых лопаток (предварительная):

$$l'_1 = \frac{F'_1}{\pi d \sin \alpha_1} = \frac{0,062}{\pi \cdot 0,8 \cdot \sin 14^\circ} = 102,455 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Размер хорды профиля сопловой решетки принимаем по табл. П.5.
 $b_1 = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$

Коэффициент расхода сопловой решетки по рис. П.3 $\mu_1 = 0,98$.

Выходная площадь сопловой решетки:

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{650,322 \cdot 0,0196}{0,98 \cdot 211,358} = 0,062 \text{ м}^2.$$

Высота сопловых лопаток:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_1} = \frac{0,062}{\pi \cdot 0,8 \cdot \sin 14^\circ} = 101,409 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Коэффициент скорости сопловой решетки по рис. П.2 $\varphi = 0,971$.

Скорость выхода пара из сопловой решетки:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,971 \cdot 211,358 = 205,229 \text{ м/с}.$$

Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cdot \cos \alpha_1} = \\ &= \sqrt{205,229^2 + 125,664^2 - 2 \cdot 205,229 \cdot 125,664 \cdot \cos 14^\circ} = 88,672 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Угол β_1 направления относительной скорости w_1 :

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}} \right) = \arctg \left(\frac{\sin 14^\circ}{\cos 14^\circ - \frac{125,664}{205,229}} \right) = 34,05^\circ.$$

Теоретическая скорость выхода из рабочей решетки w_{2t} :

$$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 7,015 + 88,672^2} = 88,751 \text{ м/с}.$$

Высота рабочих лопаток:

$$l_2 = l_1 + \Delta = 101,409 \cdot 10^{-3} + 3,0 \cdot 10^{-3} = 104,409 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Уточняется значение степени реактивности:

$$\rho_{\text{ср}} = \rho_{\text{к}} + \frac{1,8}{1,8 + \frac{d}{l_2}} = 0,05 + \frac{1,8}{1,8 + \frac{0,8}{104,409 \cdot 10^{-3}}} = 0,239,$$

$$\rho_{\text{п}} = \rho_{\text{ср}} + \frac{1,8}{1,8 + \frac{d}{l_2}} = 0,239 + \frac{1,8}{1,8 + \frac{0,8}{104,409 \cdot 10^{-3}}} = 0,43.$$

Если значение степени реактивности не сходится с ранее принятой, то нужно повторить все расчеты с новым её значением, пока значения принятой степени реактивности и расчетной не сойдутся.

Размер хорды профиля рабочих лопаток принимаем $b_2 = 50 \cdot 10^{-3}$ м по табл. П.5.

Коэффициент расхода рабочей решетки по рис.П.3 $\mu_2 = 0,95$.

Выходная площадь рабочей решетки:

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{650,332 \cdot 0,02}{0,95 \cdot 88,751} = 0,154 \text{ м}^2.$$

Угол β_2 направления скорости w_2 :

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d \cdot l_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0,154}{\pi \cdot 0,8 \cdot 104,409 \cdot 10^{-3}}\right) = 36,026^\circ.$$

Коэффициент скорости рабочей решетки по рис. П.4 $\psi = 0,93$.

Относительная скорость на выходе из рабочих лопаток:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0,94 \cdot 88,751 = 82,538 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость на выходе из рабочих лопаток:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 \cdot u \cdot \cos\beta_2} = \\ &= \sqrt{82,538^2 + 125,664^2 - 2 \cdot 82,538 \cdot 125,664 \cdot \cos(36,026^\circ)} = 76,335 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Угол α_2 направления скорости c_2 :

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{\sin\beta_2}{\cos\beta_2 - \frac{u}{w_2}}\right) = \arctg\left(\frac{\sin 36,026^\circ}{\cos 36,026^\circ - \frac{125,664}{82,538}}\right) = 129,49^\circ.$$

Скорость звука в сопловой решетке:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot P_1 \cdot v_{1t}} = \sqrt{1,3 \cdot 14,9 \cdot 10^6 \cdot 0,0196} = 616,726 \text{ м/с.}$$

Число Маха M_{1t} по скорости c_{1t} :

$$M_{1t} = c_{1t}/a_1 = 211,358/616,726 = 0,343.$$

Скорость звука в рабочей решетке:

$$a_2 = \sqrt{k \cdot P_2 \cdot v_{2t}} = \sqrt{1,3 \cdot 14,54 \cdot 10^6 \cdot 0,02} = 615,085 \text{ м/с.}$$

Число Маха M_{2t} по скорости w_{2t} :

$$M_{2t} = w_{2t}/a_2 = 88,751/615,085 = 0,144.$$

Потери в сопловой решетке ΔH_c :

$$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2 / 2 = (1 - 0,971^2) 211,358^2 / 2 = 1276,71 \text{ кДж/кг} = 1,278 \text{ кДж/кг}.$$

Потери в рабочей решетке ΔH_p :

$$\Delta H_p = (1 - \psi^2) w_{2t}^2 / 2 = (1 - 0,93^2) 88,751^2 / 2 = 532,074 \text{ Дж/кг} = 0,532 \text{ кДж/кг}.$$

Энергия выходной скорости ΔH_{bc} :

$$\Delta H_{bc} = c_2^2 / 2 = 76,335^2 / 2 = 2913,535 \text{ Дж/кг} = 2,913 \text{ кДж/кг}.$$

Располагаемая энергия ступени E_0 :

$$E_0 = \bar{H}_0 - \chi_{bc} \Delta H_{bc} = 29,351 - 0,6 \cdot 2,913 = 26,437 \text{ кДж/кг}.$$

Относительный лопаточный КПД $\eta_{o.l}$:

$$\eta_{o.l} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0} = \frac{26,437 - 1,277 - 0,532}{26,437} = 0,932.$$

Относительные потери от утечек через диафрагменное уплотнение ξ_y^d :

$$\xi_y^d = \frac{\mu_y \pi d_y \delta_y k_y \eta_{o.l}}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}} = \frac{0,75 \cdot \pi \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 0,93}{0,97 \cdot 0,062 \sqrt{3}} = 0,005,$$

где z – число гребней в диафрагменном уплотнении; $\mu_y = 0,75$ – коэффициент, определяется по рис. П.5; k_y – поправочный коэффициент для проточного уплотнения, находится по рис П.6, а для ступенчатого уплотнения $k_y = 1$.

Относительные потери от утечек через бандажные уплотнения ξ_y^b :

Диаметр периферии лопаток $d_{\Pi} = d + l_2 = 0,8 + 92,267 \cdot 10^{-3} = 0,892 \text{ м}.$

$$\xi_y^b = \frac{\pi d_{\Pi} \delta_{\Pi} \eta_{o.l}}{F_1} \sqrt{\rho_{cp} + 1,8l/d_y} =$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,892 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,932}{0,062} \sqrt{0,239 + 1,8 \cdot (104,409 \cdot 10^{-3})} / 0,4 = 0,018.$$

Абсолютные потери от утечек через уплотнения ступени ΔH_y :

$$\Delta H_y = (\xi_y^L + \xi_y^G) E_0 = (0,005 + 0,018) 26,437 = 0,602 \text{ кДж/кг.}$$

Относительные потери от трения $\xi_{\text{тр}}$:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{k_{\text{тр}} d}{\pi e l_2 \sin \alpha_1} \left(\frac{u}{c_{\Phi}} \right)^3 \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8}{\pi \cdot 1 \cdot 101,409 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 14^\circ} (0,51)^3 = 0,001.$$

Для ступеней паровых турбин коэффициент $k_{\text{тр}} = (0,45 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$.

Абсолютные потери от трения $\Delta H_{\text{тр}}$:

$$\Delta H_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} E_0 = 0,001 \cdot 26,437 = 0,023 \text{ кДж/кг.}$$

Использованный теплоперепад ступени H_i :

$$H_i = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \chi_2) \Delta H_{\text{вс}} - \Delta H_y - \Delta H_{\text{тр}} = \\ = 26,437 - 1,277 - 0,532 - (1 - 0,6) \cdot 2,913 - 0,602 - 0,022 = 24,003 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний относительный КПД ступени η_{oi} :

$$\eta_{oi} = H_i / E_0 = 24,003 / 26,437 = 0,908.$$

Внутренняя мощность ступени N_i :

$$N_i = G H_i = 650,332 \cdot 24,003 = 15610,082 \text{ кВт.}$$

По значениям M_{1t} и $\alpha_{1\theta}$ из таблицы П.1 выбран сопловой профиль С-90-15А. По характеристикам решетки принят относительный шаг $\bar{t}_1 = 0,788$ и найдено число сопловых лопаток в решетке

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d}{b_1 \cdot \bar{t}_1} = \frac{\pi \cdot 0,8}{80 \cdot 10^{-3} \cdot 0,788} = 40.$$

По значениям M_{2b} , $\beta_{2э}$, и β_1 из таблицы П.1 выбран профиль рабочей лопатки Р-30-21А. По характеристикам решетки принят относительный шаг $\bar{t}_2 = 0,622$ и найдено число лопаток в рабочей решетке

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{\pi \cdot 0,8}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 0,622} = 81.$$

Следует отметить, что число сопловых лопаток выбирают четным, так как диафрагма, в которой располагаются сопла, состоит из двух половин.

Параметры на выходе из ступени:

давление на выходе – 14,54 МПа;

температура – 468,129 °С;

энтальпия – 3222,75 кДж/кг.

Результаты расчета приведены в таблице П.4.

После расчета нерегулируемых ступеней в ЦВД необходимо построить треугольники скоростей для каждой ступени:

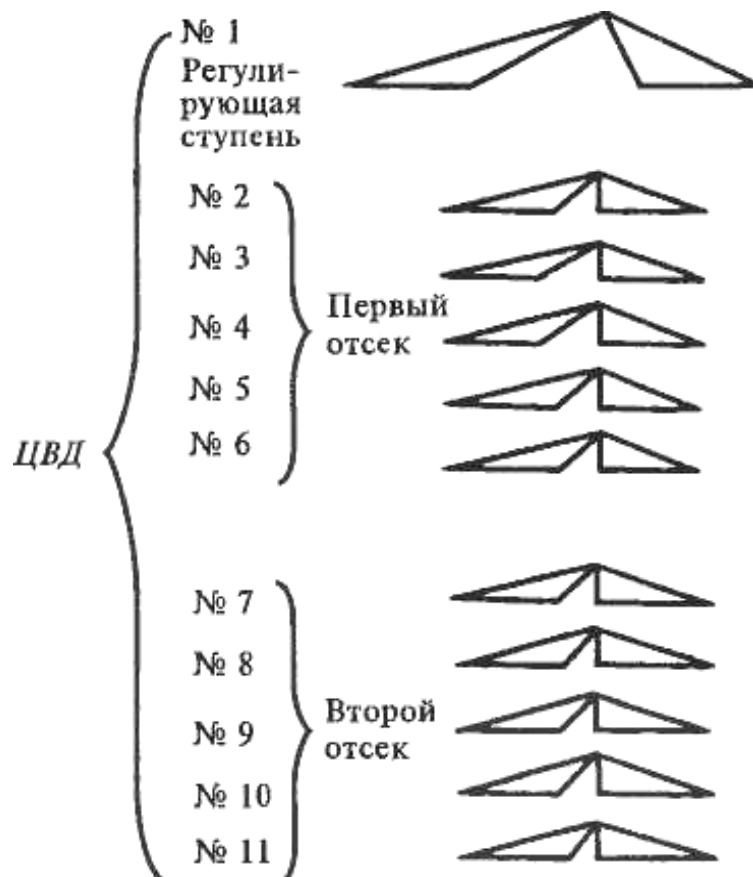


Рис. П13. Треугольники скоростей на среднем диаметре для ступеней турбины К-800-240 (к примеру расчета)

Таблица П.4.1

Результаты расчета проточной части ЦВД турбины К-800-240 часть 1

Показатель	Номер ступени											
	Регулирующая		Первый отсек ЦВД									
			1		2		3		4		5	
1	2		3		4		5		6		7	
	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая	сопло- вая	рабо- чая
Расход пара G , кг/с	650,332		650,332		650,332		650,332		650,332		650,332	
Параметры пара перед ступенью: давление P_0 , МПа	22,325		16,07		14,54		13,25		12,04		10,92	
температура t_0 , °C	536		483,595		468,129		453,978		439,822		425,662	
энтальпия h_0 , кДж/кг	3326,355		3093,7		3222,75		3200,777		3178,78		3156,766	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2 / 2$, кДж/кг	0		0		76,335		78,356		81,774		84,032	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	22,325		16,07		14,66		13,36		12,16		11,03	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	100		29,351		32,737		33,314		33,954		34,508	

Продолжение табл. П.4.1

1	2		3		4		5		6		7	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров H_0 , кДж/кг	100		29,351		29,823		30,244		30,611		30,977	
Средний диаметр $d_1; d_2$, м	1,1		0,8		0,811		0,822		0,833		0,844	
Окружная скорость u_1 ; u_2 , м/с	172,788		125,664		127,392		129,119		130,847		132,575	
Отношение скоростей u / c_{ϕ}	0,386		0,51		0,514		0,517		0,52		0,53	
Степень реактивности: корневая ρ_K	0,050		0,050		0,050		0,050		0,050		0,050	
средняя $\rho_{\text{ср}}$	—		0,239		0,246		0,255		0,263		0,272	
профильная $\rho_{\text{п}}$	—		0,43		0,442		0,459		0,475		0,493	
Изоэнтропийный перепад в решетке $H_{0\text{с}}$; $H_{0\text{р}}$, кДж/кг	95	5	22,336	7,015	22,487	7,336	22,532	7,712	22,56	8,051	22,551	8,426
Параметры за решетками: давление $p_1; p_2$, МПа	16,3	16,065	14,9	14,54	13,6	13,248	12,4	12,04	11,2	10,92	10,192	9,882
удельный объем $v_{1\text{т}}$; $v_{2\text{т}}$, м ³ /кг	0,018	0,0182	0,0196	0,02	0,0212	0,0216	0,0229	0,0234	0,025	0,0253	0,0269	0,0275

Продолжение табл. П.4.1

1	2		3		4		5		6		7	
Теоретическая скорость на выходе $c_{1t}, w_{2t}, \text{ м/с}$	435,89	279,594	211,358	88,751	212,069	88,372	212,282	86,558	212,416	85,869	212,374	84,242
Коэффициент расхода $\mu_1; \mu_2$	0,97	0,95	0,98	0,95	0,98	0,95	0,982	0,95	0,982	0,95	0,983	0,955
Площадь решетки F_1 ; $F_2, \text{ м}^2$	0,028	0,045	0,062	0,154	0,066	0,167	0,071	0,185	0,077	0,202	0,084	0,222
Эффективный угол выхода $\alpha_{1э}; \beta_{2э}, \text{ град}$	16	20,559	14	36,026	14	36,466	14	37,623	14	38,139	14	38,948
Высота решетки $l_1; l_2, 10^{-3} \text{ м}$	34	37	101,409	104,409	107,555	110,555	114,245	117,245	121,956	124,956	130,405	133,405
Относительная высота решетки $l_1/b_1; l_2/b_2$	0,422	0,735	0,789	2,088	0,744	2,211	1,428	2,345	1,524	2,499	1,63	2,668
Отношение d_2/l_2	-	0,735	-	7,662	-	7,336	-	7,011		6,666	-	6,327
Коэффициент скорости $\varphi; \psi$	0,97	0,938	0,971	0,93	0,973	0,931	0,97	0,93	0,973	0,93	0,972	0,93
Скорость на выходе потока из решетки $c_1; w_2, \text{ м/с}$	422,813	262,26	205,229	82,538	206,343	82,274	205,913	80,499	206,681	79,858	206,427	78,345
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее $w_1; c_2, \text{ м/с}$	261,1	117,378	88,672	76,335	88,289	78,356	86,469	81,774	85,775	84,032	84,142	86,939

Продолжение табл. П.4.1

1	2		3		4		5		6		7	
Углы направления этих скоростей $\alpha_1; \beta_2$, град	26,51	51,688	34,05	129,49	34,43	128,613	35,177	126,938	35,657	125,937	36,406	124,505
Число Маха $M_{1t}; M_{2t}$	0,705	0,453	0,343	0,144	0,347	0,148	0,35	0,143	0,353	0,143	0,356	0,142
Потери энергии в решетке $\Delta H_c; \Delta H_p$, кДж/кг	5,614	4,696	1,276	0,532	1,198	0,520	1,332	0,506	1,202	0,498	1,245	0,479
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$, кДж/кг	6,889		2,913		3,069		3,343		3,531		3,779	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \chi_{в.с} \Delta H_{в.с}$, кДж/кг	93,111		27,603		27,981		28,237		28,492		28,709	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{о.л}$	0,889		0,934		0,939		0,935		0,94		0,94	
Потери от утечек $\xi_{\Sigma y}^D; \xi_{\Sigma y}^b$	0,011	0,023	0,005	0,018	0,005	0,017	0,004	0,017	0,004	0,016	0,004	0,015
Потери от трения диска $\xi_{тр}$	0,001		0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
Использованный теплоперепад H_i , кДж/кг	79,533		23,973		24,396		24,448		24,785		24,901	
Относительный внутренний КПД η_{oi}	0,854		0,869		0,872		0,866		0,87		0,867	

Окончание табл. П.4.1

1	2		3		4		5		6		7	
Внутренняя мощность N_i , кВт	56723		15590,884		15865,815		15899,606		16118,496		16193,751	
Профиль лопаток	C-90-15A	P-30-21A	C-90-15A	P-35-25A	C-90-15A	P-60-38A	C-90-15A	P-60-38A	C-90-15A	P-60-38A	C-90-15A	P-60-38A
Число лопаток в ступени	54	111	40	81	40	102	40	103	42	104	42	106
Давление на выходе из ступени, МПа	16,07		14,54		13,25		12,04		10,92		9,882	
Температура на выходе из ступени, °C	483,595		468,129		453,978		439,822		425,662		411,52	
Энтальпия за отсеком h , кДж/кг	3246,822		3222,75		3200,777		3178,78		3156,766		3134,763	

Результаты расчета проточной части ЦВД турбины К-800-240 часть 2

Номер ступени										
	Второй отсек ЦВД									
Показатель	7		8		9		10		11	
1	2		3		4		5		6	
	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая	сопловая	рабочая
Расход пара G , кг/с	650,332		650,332		650,332		601,721		601,721	
Параметры пара перед ступенью:										
давление P_0 , МПа	9,882		8,949		8,095		7,311		6,596	
температура t_0 , °С	411,52		397,932		384,531		371,328		358,448	
энтальпия h_0 , кДж/кг	3134,763		3113,728		3092,963		3072,55		3052,754	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2 / 2$, кДж/кг	86,939		91,998		95,787		100,78		105,309	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$, МПа	9,993		9,064		8,209		7,427		6,712	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$, кДж/кг	34,339		35,103		35,769		36,569		37,346	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров H_0 , кДж/кг	30,56		30,871		31,181		31,491		31,801	

Продолжение табл. П.4.2

1	2		3		4		5		6	
Средний диаметр $d_1; d_2$, м	0,855		0,87		0,89		0,91		0,93	
Окружная скорость $u_1; u_2$, м/с	134,303		136,659		139,801		142,942		146,084	
Отношение скоростей u / c_ϕ	0,525		0,534		0,543		0,552		0,56	
Степень реактивности:										
корневая ρ_K	0,050		0,050		0,050		0,050		0,050	
средняя ρ_{cp}	0,283		0,292		0,299		0,29		0,298	
профильная ρ_Π	0,517		0,534		0,548		0,53		0,546	
Изоэнтропийный перепад в решетке $H_{0c}; H_{0p}$ кДж/кг	21,912	8,648	21,857	9,014	21,858	9,323	22,359	9,132	22,324	9,477
Параметры за решетками: давление $p_1; p_2$, МПа	9,243	8,949	8,376	8,095	7,579	7,311	6,837	6,596	6,173	5,944
удельный объем $v_{1t}; v_{2t}$, м ³ /кг	0,0291	0,0299	0,0316	0,0324	0,0343	0,0353	0,0374	0,0385	0,0408	0,042
теоретическая скорость на выходе $c_{1t}; w_{2t}$, м/с	209,34	79,971	209,077	78,283	209,083	76,068	211,464	75,571	211,302	73,11
Коэффициент расхода $\mu_1; \mu_2$	0,982	0,955	0,982	0,956	0,982	0,96	0,982	0,953	0,981	0,954
Площадь решетки $F_1; F_2$, м ²	0,092	0,254	0,1	0,282	0,109	0,314	0,108	0,321	0,118	0,362
Эффективный угол выхода $\alpha_{1э}; \beta_{2э}$, град	14	40,839	14	41,942	14	43,372	14	44,737	14	46,674

Продолжение табл. П.4.2

1	2		3		4		5		6	
Высота решетки $l_1; l_2, 10^{-3} \text{ м}$	141,741	144,741	151,351	154,351	160,784	163,783	156,759	159,759	167,392	170,392
Относительная высота решетки $l_1/b_1; l_2/b_2$	1,772	2,895	1,892	3,087	2,01	3,276	1,959	3,195	2,092	3,408
Отношение d_2/l_2	-	5,907	-	5,636	-	5,434	-	5,696	-	5,458
Коэффициент скорости φ ; ψ	0,971	0,928	0,973	0,93	0,974	0,933	0,973	0,932	0,973	0,933
Скорость на выходе потока из решетки $c_1; w_2, \text{ м/с}$	203,269	74,213	203,432	72,803	203,647	70,971	205,755	70,432	205,597	68,211
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее $w_1; c_2, \text{ м/с}$	79,863	91,998	78,168	95,787	75,945	100,78	75,45	105,309	72,98	110,991
Углы направления этих скоростей $\alpha_1; \beta_2, \text{ град}$	38,006	121,838	39,021	120,531	40,445	118,922	41,279	118,083	42,964	116,556
Число Маха $M_{1t}; M_{2t}$	0,354	0,136	0,356	0,134	0,359	0,131	0,367	0,132	0,369	0,128
Потери энергии в решетке $\Delta H_c; \Delta H_p, \text{ кДж/кг}$	1,252	0,444	1,164	0,413	1,121	0,375	1,191	0,375	1,189	0,346
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с},$ кДж/кг	4,231		4,588		5,078		5,545		6,160	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - x_{в.с} \Delta H_{в.с}, \text{ кДж/кг}$	28,020		28,118		28,134		28,164		28,105	

Окончание табл. П.4.2

1	2		3		4		5		6	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{о.л}$	0,939		0,944		0,947		0,944		0,945	
Потери от утечек $\xi_{y^d}; \xi_{y^b}$	0,003	0,015	0,003	0,014	0,003	0,014	0,003	0,014	0,003	0,013
Потери от трения диска $\xi_{тр}$	0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
Использованный теплоперепад H_i , кДж/кг	24,102		24,195		24,117		23,889		23,638	
Относительный внутренний КПД η_{oi}	0,86		0,86		0,857		0,848		0,841	
Внутренняя мощность N_i , кВт	15674,5		15734,976		15684,044		14374,631		14223,702	
Профиль лопаток	C-90-15A	P-60-38A	C-90-15A	P-60-38A	C-90-15A	P-60-38A	C-90-15A	P-60-38A	C-90-15A	P-60-38A
Число лопаток в ступени	42	107	42	109	44	112	44	114	46	117
Давление на выходе из ступени, МПа	8,949		8,095		7,311		6,596		5,944	
Температура на выходе из ступени, град	397,932		384,531		371,328		358,448		345,892	
Энтальпия за отсеком h , кДж/кг	3113,728		3092,963		3072,55		3052,754		3033,576	

Таблица П.5

Рекомендуемые к расчету геометрические характеристики проточных частей паровых турбин ТЭС и АЭС для предварительной оценки размеров проточной части [6]

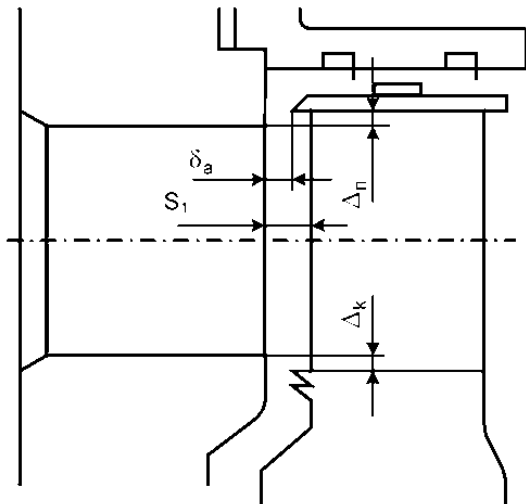
Наименование величины	Разм-ть	Одноцилиндровые турбины	Многоцилиндровые турбины		
			ЦВД	ЦСД	ЦНД
Относительная высота: l_1/b_1 l_2/b_2	— —	0,4–1,5 0,4–2,0	0,6–2,2* 0,6–3,0*	1,0–3,5* 1,5–4,0*	1,0–4,0* 3,0–5,0*
Хорда профиля: b_1 b_2	мм мм	35–60 25–35	35–120 (120–150)* 60–120*	65–120 (150–200)* 45–100 (60–150)*	65–320 (150–300)* 30–120 (60–200)*
Ширина решетки: B_1 B_2	мм мм	35–65 25–45	120–150* 60 – 120*	45–100 60–150	65–330 30–120
Осевой зазор в камере диска: – передний S_1 – задний S_2	мм мм	3–4 3–6	3–4 4–5,5	4–6 5,5–7,0	10–20* 7–10 (150*)
Периферийные зазоры: – радиальный δ_r – осевой δ_a	мм мм	0,7–1,5 1,2–2,0	0,7–1,5 1,2–2,0	0,7–2,5 2,0–3,5	2,5–10,0 3,5–6,0
Число гребней уплотнения: – диафрагменного z_{1y} – периферийного z_{2y}	шт. шт.	2–4 2	2–8 2 (4)	2–8 2 (4)	2–4 2 (4)

* – рекомендованные значения для проточных частей турбин, работающих во влажном паре

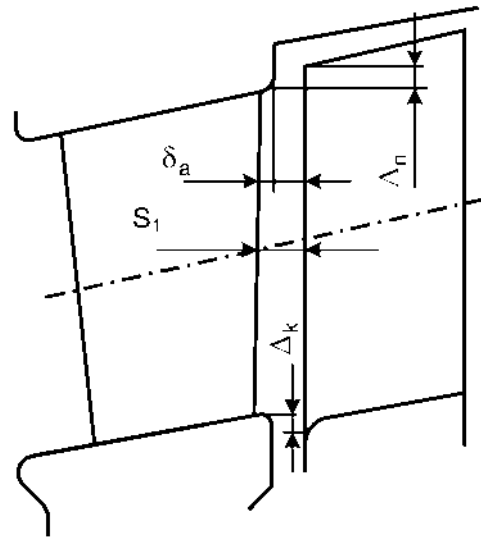
Таблица П.6

Рекомендуемые значения перекрыш и осевых зазоров в ступени [6]

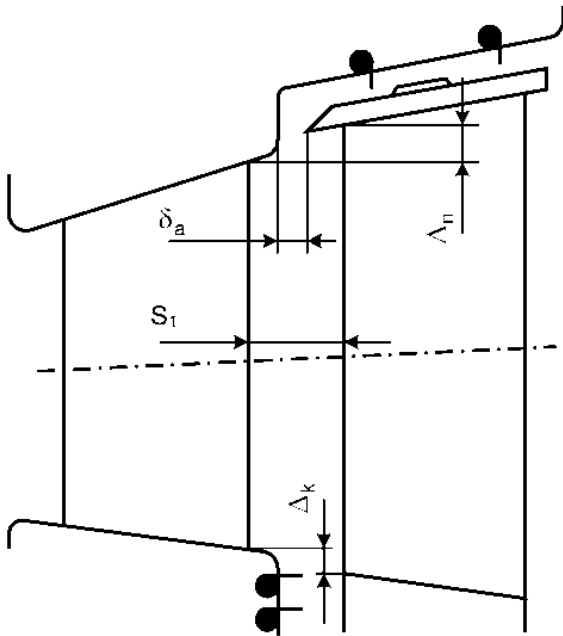
Высота сопловой решетки l_1 , мм	Перекрыша, мм		Осевое зазор, мм	
	Δ_K	Δ_{Π}	S_1	δ_a
35	1	2	4	1
35–55	1	2,0–2,5	4,0–4,5	1,2–1,3
55–75	1,5–2,0	2,5–3,0	4,5–5,0	1,3–1,5
75–100	2,0–2,5	3,0–3,5	5,0–5,5	1,5–2,0
150–300	2,5–3,0	3,5–4,0	5,5–6,0	2,0–2,5
300–400	5,0–6,0	6,5–7,5	5,5–6,0	2,0–2,5
400–625	7,0–8,0	7,0–8,0	6,5–7,0	3,0–3,5
≥ 625	9,0–10,0	9,0–10,0	7,0–10,0	3,5–6,0



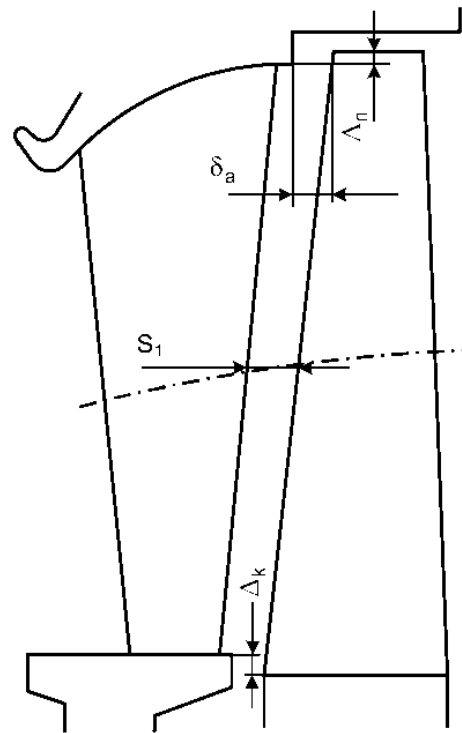
а)



б)



в)



г)

Рис. П.14. К определению перекрыш и осевых зазоров в ступени турбины при различном оформлении проточной части (а, б, в, г): δ_a – осевой зазор на периферии, мм; $\Delta_{\text{п}}$ – периферийная перекрыша, мм; $\Delta_{\text{к}}$ – корневая перекрыша, мм; S_1 – осевой зазор на среднем диаметре, мм [4]

Образец бланка задания

КГЭУ

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО «КГЭУ»)

ЗАДАНИЕ

на курсовую работу по дисциплине «Паротурбинные установки»

Ф.И.О. студента _____

Группа _____

Исходные данные:

Прототип _____

Мощность электрическая _____ МВт

Давление пара перед турбиной _____ МПа

Температура пара перед турбиной _____ °С

Давление пара за ЦВД _____ МПа

Давление перегретого пара после промежуточного перегрева _____ МПа

Температура перегретого пара после промежуточного перегрева _____ °С

Давление отработавшего пара _____ МПа

Температура питательной воды _____ °С

Диаметр регулирующей ступени _____ м

Располагаемый теплоперепад _____ кДж/кг

Задание:

1. Рассчитайте проточную часть цилиндра высокого давления (ЦВД): определите параметры рабочего тела по ступеням, диаметры и высоты лопаток ступеней, постройте треугольники скоростей для каждой ступени.
2. Начертите продольный разрез ЦВД на листе формата А1.

Задание получил: _____

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов В.И. Тепловой расчет турбин / В.И. Абрамов, Г.А. Филиппов, В.В. Фролов – М.: Машиностроение, 1974.– 184с.
2. Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: Издательство МЭИ., 2003. – 168 с.
3. ГОСТ 3618-82. Турбины паровые стационарные для привода электрических генераторов.
4. Костюк А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2001. – 488 с.
5. Трубилов М.А. Паровые и газовые турбины: учебник для вузов; под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова.– М.: Энергоатомиздат, 1985.– 352с.
6. Рабенко В.С. Проектирование проточных частей паровых турбин: учеб. пособие / В.С. Рабенко. – Иваново: Иванов. госуд. энерг. университет, 2008. –105 с.
7. Семенов А.С. Тепловой расчет паровой турбины: учеб. пособие для теплоэнергетических спец. высш. учеб. заведений / А.С. Семенов, А.М. Шевченко; под ред. А.М. Шевченко. – Киев: Вища школа, 1975. – 208 с.
8. Трояновский Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с.
9. Трояновский Б.М. Турбины для атомных электростанций / Б.М. Трояновский. – 2-е изд., доп. – М.: Энергия, 1978. – 232с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.	3
1. Основы выбора конструкции проточной части многоступенчатых турбин.	4
1.1. Конструктивные особенности паровых турбин.	4
1.2. Конструктивное разделение турбины на цилиндры (части).	10
1.3. Конденсационные турбины малой и средней мощности.	11
1.4. Конденсационные турбины высоких и сверхкритических параметров для ТЭС и АЭС.	12
1.5. Влажнопаровые конденсационные турбины для АЭС.	13
1.6. Турбины с регулируемыми отборами пара и противодавлением для ТЭЦ и АТЭЦ.	15
1.7. Выбор типа парораспределения.	17
1.8. Выбор типа регулирующей ступени при сопловом парораспределении.	18
1.9. Унификация элементов турбоустановок ТЭС и АЭС.	23
1.10. Оценка процесса расширения пара в турбине в h,s -диаграмме.	23
1.11. Оценка эффективности ступеней.	26
2. Этапы расчета паровой турбины.	30
2.1. Оценка расхода пара на турбину.	31
2.2. Выбор числа потоков пара.	38
2.3. Выбор геометрических размеров проточной части турбины.	41
2.4. Выбор размеров первой нерегулируемой ступени отсека.	42
2.5. Выбор размеров последней ступени отсека.	44
2.6. Выбор формы проточной части.	46
2.7. Оценка диаметров, числа ступеней и распределение тепловых потерь по ступеням турбины.	48
2.8. Особенности детального расчета проточной части турбины.	58
2.9. Последовательность расчета конденсационной паровой турбины	62
Приложения.	65

Учебное издание

Усков Дмитрий Александрович

**РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ
ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ**

Методические рекомендации
для выполнения курсовой работы

Для студентов всех форм обучения по
образовательной программе «Газотурбинные, паротурбинные установки и
двигатели» направления подготовки 13.03.03 «Энергетическое
машиностроение»

Кафедра Энергетического машиностроения

Редактор издательского отдела *М.С. Беркутова*
Компьютерная верстка *Ю.Ф. Мухаметшина*

Подписано в печать 12.01.17.

Формат 60×84/16. Бумага «Business». Гарнитура «Times». Вид печати РОМ.
Усл. печ. л. 7,09. Уч.-изд. л. 7,87. Тираж 500 экз. Заказ № 103/эл.

Редакционно-издательский отдел КГЭУ,
420066, Казань, Красносельская, 51