

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ
ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКИ «БЕЛЭНЕРГО»
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«МИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»



А. А. Новиков

2021 г.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению курсового проекта
по учебной дисциплине «Турбинные установки тепловых электростанций»
для учащихся по специальности 2-43 01 04 «Тепловые электрические станции»

Разработал преподаватель
специальных теплотехнических
дисциплин


(подпись)

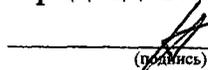
А.М. Товмасын
(ФИО)

Рассмотрены на заседании цикловой
комиссии специальных
теплотехнических дисциплин

(наименование цикловой комиссии)

Протокол № 2 от 16.09.2021 г.

Председатель цикловой комиссии


(подпись)

Ю.П.Плеско
(ФИО)

Минск
2021

1. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТУРБИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА НА ТУРБИНУ

1.1 Для турбин типа К и Р

По параметрам пара P_0 и t_0 определяется точка состояния пара перед стопорным клапаном (рис. 1.1 и 1.2) в h,s -диаграмме.

Давление пара перед соплами регулирующей ступени с учетом потерь в стопорном, регулирующих клапанах и перепускных паропроводах:

$$P'_0 = P_0 \cdot (0,95 \div 0,96), \text{ МПа.}$$

Давление за последней ступенью турбины с учетом потерь в выхлопном патрубке:

$$P_{2z} = \left[1 + \lambda \cdot \left(\frac{C_{вп}}{100} \right)^2 \right] \cdot P_k, \text{ МПа,}$$

где P_k – давление в конденсаторе или на выхлопе турбины с противодавлением, МПа;

$C_{вп}$ – средняя скорость потока в выхлопном патрубке, м/с:

– для конденсационной турбины:

$$C_{вп} = (100 \div 120), \text{ м/с,}$$

– для турбины с противодавлением:

$$C_{вп} = (50 \div 80), \text{ м/с;}$$

λ – коэффициент, учитывающий аэродинамические качества выхлопного патрубка:

– для конденсационной турбины:

$$\lambda = 0,08 \div 0,1,$$

– для турбины с противодавлением:

$$\lambda = 0,05 \div 0,07.$$

Расход пара на турбину по предварительно заданному КПД (без учета утечек через концевые уплотнения):

$$G = \frac{N_3^P}{\Delta H'_0 \cdot \eta_{03}}, \text{ кг/с,}$$

где N_3^P – расчетная мощность турбины, равная номинальной, кВт;

$\Delta H'_0$ – располагаемый тепловой перепад турбины, определяемый из h,s -диаграммы по расстоянию между точками A' и F (рис. 1.1), кДж/кг;

η_{03} – относительный КПД паротурбинного аппарата (ориентировочные значения даны в табл. 1.1).

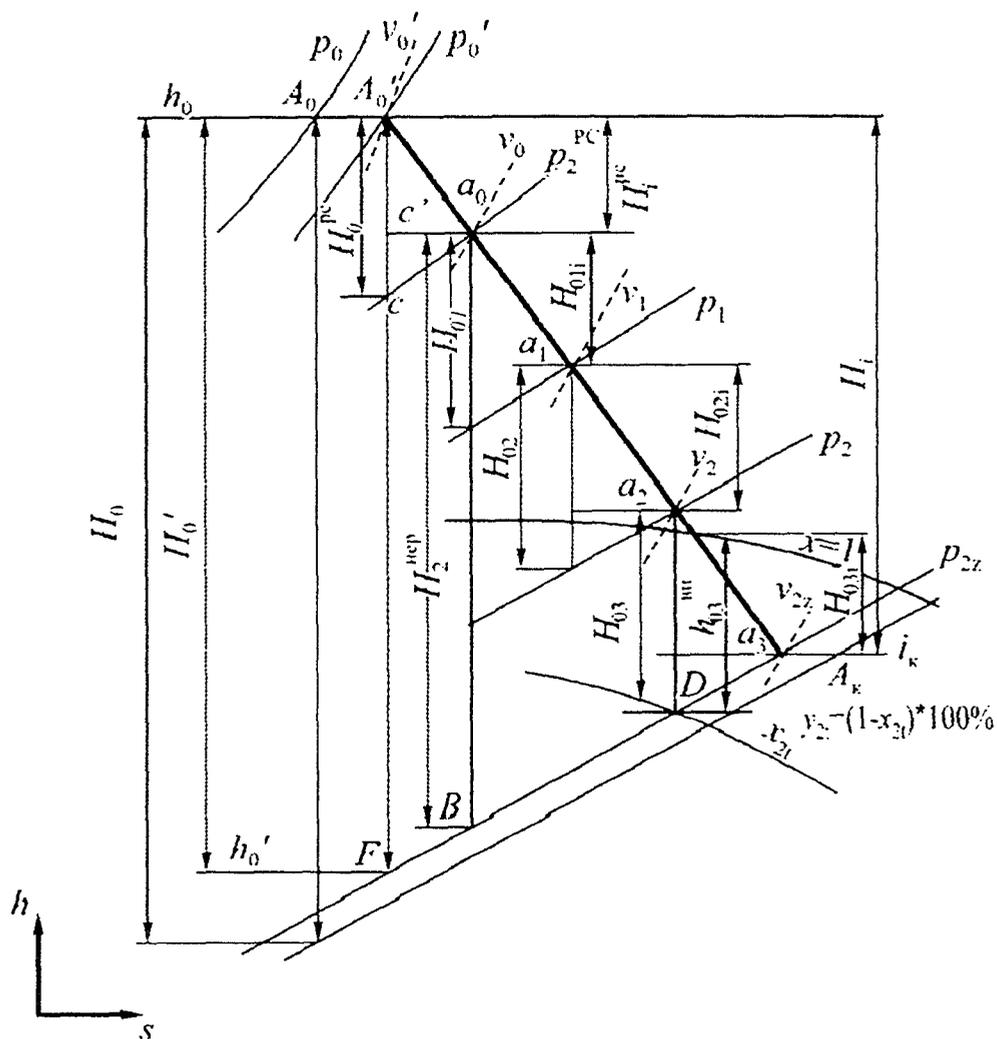


Рис. 1.1. Ориентировочный рабочий процесс в турбине без отборов в h,s -диаграмме

Таблица 1.1

Среднее значение КПД, %	Мощность турбины, МВт						
	12	25	50	100	150	200	300 и более
$\eta_{оэ}$	78÷81	79÷82,5	81÷83,5	83÷84,5	84÷86	84÷86	84÷86
$\eta_{м}$	97÷97,5	98÷99	98,5÷99	99÷99,5	99÷99,5	99÷99,5	99÷99,5
$\eta_{т}$	96÷96,5	96,5÷97	97,5÷98,5	98÷99	98,1÷99,1	98,8	98,75

Для турбин с промежуточным перегревом пара величина давления ЦВД:

$$P_1 = P_0 \cdot (0,15 \div 0,17), \text{ МПа.}$$

ступени, выше 50 МВт – одновенечные.

Двухвенечные ступени устанавливают с перепадом $\Delta h_0^{\text{PC}} = 135 \div 160$ кДж/кг, одновенечные $\Delta h_0^{\text{PC}} = 75 \div 95$ Дж/кг.

Для того чтобы найти точку начала процесса в нерегулируемых ступенях, необходимо учесть потери в регулирующей ступени. Для этого подсчитываются внутренний относительный КПД регулирующей ступени по формулам:

– для одновенечной ступени:

$$\eta_{oi}^{\text{PC}} = 0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{\frac{P'_0}{v'_0}}$$

– для двухвенечной ступени:

$$\eta_{oi}^{\text{PC}} = 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{\frac{P'_0}{v'_0}}$$

Полезно используемый тепловой перепад на регулирующей ступени $\Delta h_i^{\text{PC}} = \Delta h_0^{\text{PC}} \cdot \eta_{oi}^{\text{PC}}$ кДж/кг. $\Delta H_0^{\text{нер}}$ – располагаемый перепад, приходящийся на нерегулируемые ступени. $\Delta H_0^{\text{нер}}$ в зависимости от величины разбивается на 2–3 участка, и последовательно для каждого участка находится объемный расход на входе в участок – Gv . У противодавленческих турбин $\Delta H_0^{\text{нер}}$ следует рассматривать как один участок.

v – удельный объем пара при входе в рассматриваемый участок, м³/кг.

G – расход пара через рассматриваемый участок, кг/с.

Для каждого участка находится отношение давлений ε_0 :

– для первого участка $\varepsilon_0 = \frac{P_2^{\text{PC}}}{P_1}$.

– для второго участка $\varepsilon_0 = \frac{P_1^{\text{III}}}{P_2}$.

– для третьего участка $\varepsilon_0 = \frac{P_2}{P_{2z}}$.

Определяется предварительно внутренний относительный КПД нерегулируемых ступеней η'_{oi} по рассчитанным значениям Gv и ε_0 по рис. 1.3. Затем определяется уточненный КПД по формуле:

$$\eta_{oi} = \eta'_{oi} \cdot K_\gamma - \xi_{\text{вс}} \Delta \eta_{oi \text{ вл}},$$

где K_γ – поправка на раскрытие проточной части турбины. Поправка принимается по рис. 1.4 в зависимости от значения давления в конце участка. Для участков в области высокого и среднего давления $K_\gamma = 1$.

В случае если $K_\gamma = 1$ и потери с выходной скоростью используются в последующих ступенях, а процесс протекает в области перегретого пара, то $\eta_{oi} = \eta'_{oi}$.

$\xi_{\text{вс}}$ – относительная величина потерь с выходной скоростью, которая должна быть учтена, если давление в конце участка является давлением в конце цилиндра:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{\Delta h_{\text{вс}}}{\Delta h_0} \cdot 100\%,$$

где Δh_{bc} находится в зависимости от значения давления в конце участка, находится по рис. 1.4, кДж/кг;
 Δh_0 – располагаемый теплотерепад участка, кДж/кг.

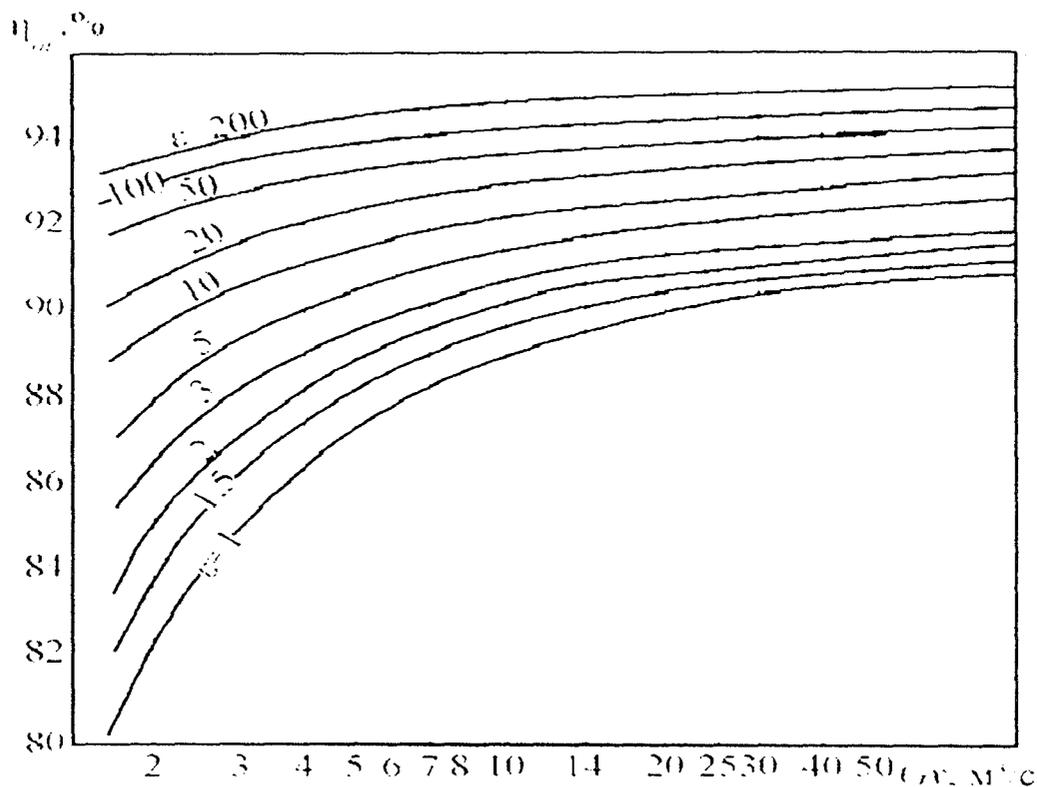


Рис. 1.3. Внутренний относительный КПД группы ступеней в зависимости от объемного расход пара Gv и ϵ_0

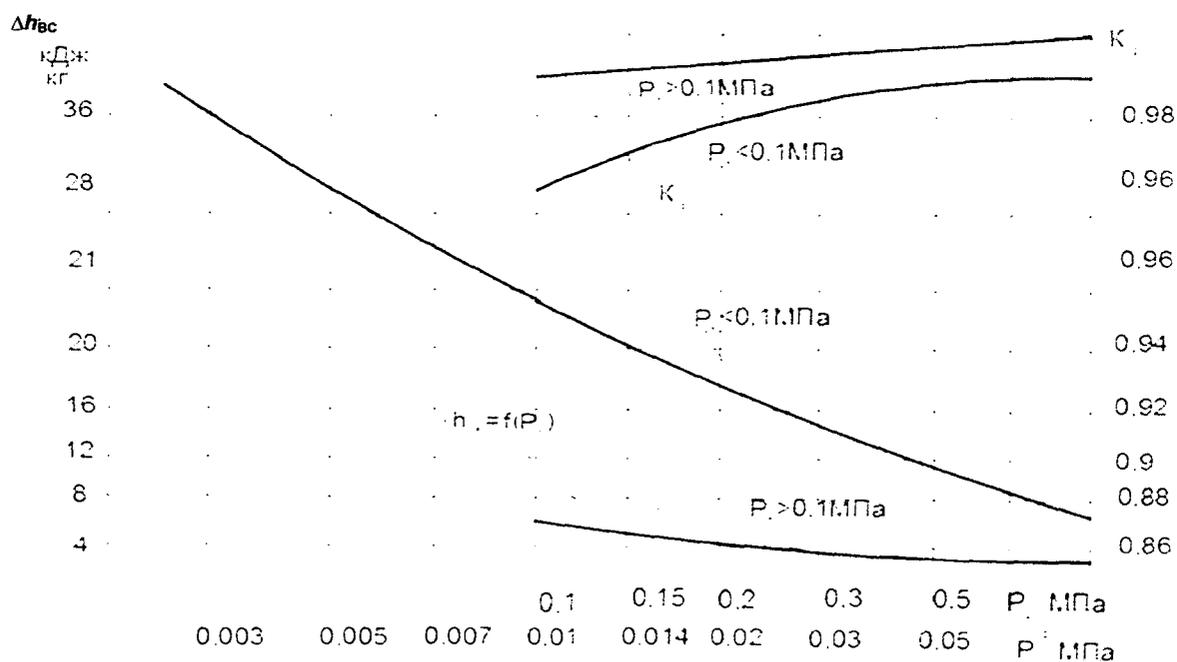


Рис. 1.4. Зависимость потерь от выходной скорости и поправка на раскрытие проточной части от давления за последней ступенью

$\Delta\eta_{oi}^{6n}$ – по рис. 1.4 в зависимости от приведенной теоретической конечной влажности:

$$\overline{Y}_{2t} = Y_{2t} \cdot \frac{\Delta h_0^{6n}}{\Delta h_0}, \%$$

где Y_{2t} – конечная влажность в теоретическом процессе:

$$Y_{2t} = (1 - x_{2t}) \cdot 100\%,$$

Δh_0^{6n} – располагаемый перепад нерегулируемых ступеней, расположенный ниже линии насыщения пара ($x = 1$) в области влажного пара, кДж/кг;

$$P_{cp} \text{ – среднее давление нерегулируемых ступеней } P_{cp} = \frac{(P_2 + P_{2z})}{2}, \text{ МПа.}$$

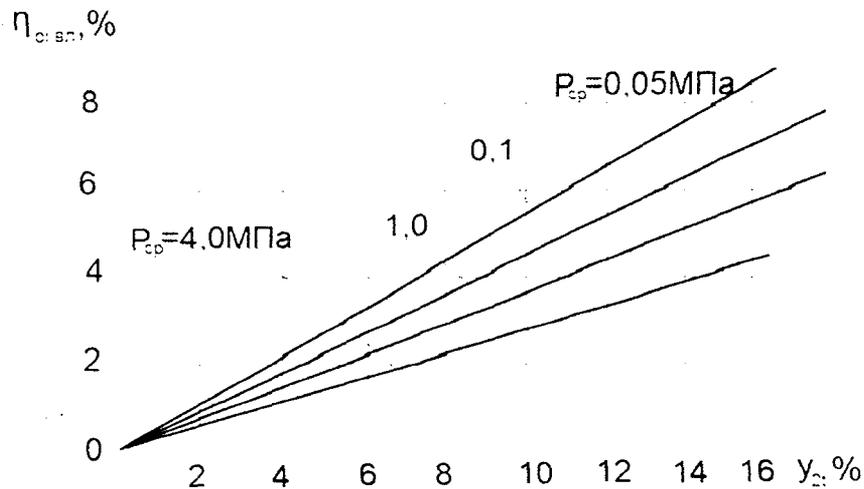


Рис. 1.5. Потери от влажности в зависимости от приведенной конечной влажности пара

По найденным величинам η_{oi} и теплоперепадам Δh_0 определяется $\Delta h_i = \Delta h_0 \cdot \eta_{oi}$ для каждого участка. По полученному при построении значению $\Delta H_i = \Delta h_i^{pc} + \sum \Delta h_i$ уточняется расход пара на турбину:

$$G = \frac{N_3^p}{\Delta H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_T}, \text{ кг/с,}$$

где ΔH_i – полезно используемый тепловой перепад на турбину, кДж/кг.

1.2. Для турбин с регулируемыми отборами пара

Определение расхода пара на турбину с отборами производится в той же последовательности, что и для турбины без отборов, но с учетом величины отборов. Определяются значения P'_0 и P_{2z} , проводятся изобары по заданным давлениям в отборах. В дополнение к операциям, проводимым в разделе 1.1, подсчитываются коэффициенты недовыработки мощности отборами и, задав значение $\eta_{оэ}$ в зависимости от мощности по табл. 1.1, подсчитывается расход пара без учета утечек через концевые уплотнения:

$$G = \frac{N_3^P}{\Delta H_0' \cdot \eta_{03}} + Y_{II} \cdot G_{II} + Y_T \cdot G_T, \text{ кг/с,}$$

где Y_{II} – коэффициент недовыработки мощности паром производственного отбора:

$$Y_{II} = \frac{\Delta H_0' - \Delta H_0^I}{\Delta H_0'};$$

Y_T – коэффициент недовыработки мощности паром отопительного отбора:

$$Y_{II} = \frac{\Delta H_0' - \Delta H_0^I - \Delta H_0^{II}}{\Delta H_0'}.$$

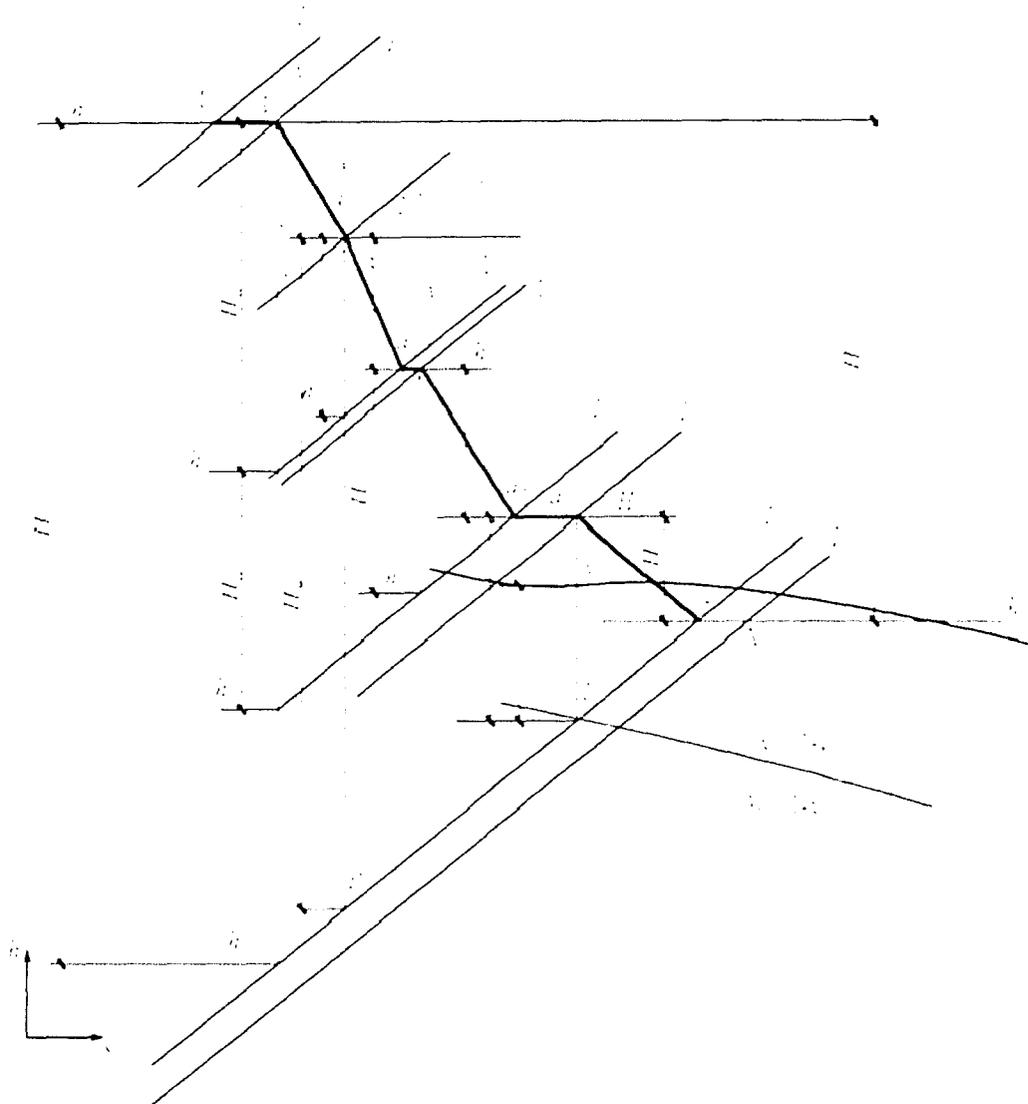


Рис. 1.6. Ориентировочный рабочий процесс расширения в турбине с регулируемым отборами в h,s-диаграмме

Линия состояния пара в рабочем процессе турбины строится сначала для регулирующей ступени, затем для нерегулируемых ступеней, тепловой

перепад на которые, в зависимости от количества регулируемых отборов, разбивается на две-три части по заданным давлениям в отборах. Кроме того, построение процесса расширения пара в турбине с отборами должно производиться с учетом дросселирования пара в регулирующих устройствах отборов и величины отборов. Для теплофикационных турбин с регулируемыми отборами пара при сравнительно небольшом расходе свежего пара, примерно до 300 т/ч, иногда 450 т/ч (на номинальном режиме), в качестве регулирующей применяется двухвенечная ступень с перепадом $\Delta h_0^{PC} = 135 \div 160$ кДж/кг.

При значительном расходе свежего пара применяется одновенечная регулирующая ступень с перепадом $\Delta h_0^{PC} = 75 \div 105$ кДж/кг.

– КПД дросселирования производственного отбора:

$$\eta_{др}^n \cong 0,85 \div 0,95;$$

– КПД дросселирования отопительного отбора:

$$\eta_{др}^r \cong 0,7 \div 0,75.$$

Расчетный расход пара через ЧНД от давления P_T' до P_{2z} определяется по расходу пара на турбину при чисто конденсационном режиме.

Для нерегулируемых ступеней ЧВД объемный расход пара равен G_v , м³/с. Отношение давлений $\varepsilon_0 = \frac{P_2^{PC}}{P_n}$.

Для второй части (ЧСД) объемный расход пара равен $G^{ЧСД}_v$, м³/с. Отношение давлений $\varepsilon_0 = \frac{P_n'}{P_T}$.

Для третьей части (ЧНД) объемный расход пара равен $G^{ЧНД}_v$, м³/с. Отношение давлений $\varepsilon_0 = \frac{P_T'}{P_{2z}}$.

По найденным величинам η_{oi} и теплоперепадам Δh_0 определяются $\Delta h_i = \Delta h_0 \cdot \eta_{oi}$ для каждой части. По полученному при построении значению $\Delta H_i = \Delta h_i^{PC} + \sum \Delta h_i$ уточняется расход пара на турбину:

$$G = \frac{N_3^P}{\Delta H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_T} + y_n \cdot G_n + y_T \cdot G_T, \text{ кг/с.}$$

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ

2.1. Определение среднего диаметра ступени

Отношение окружной скорости и условной (фиктивной) изоэнтропийной скорости, вычисляемой по располагаемому тепловому перепаду на всю ступень, можно определить по графикам на рис. 2.1.

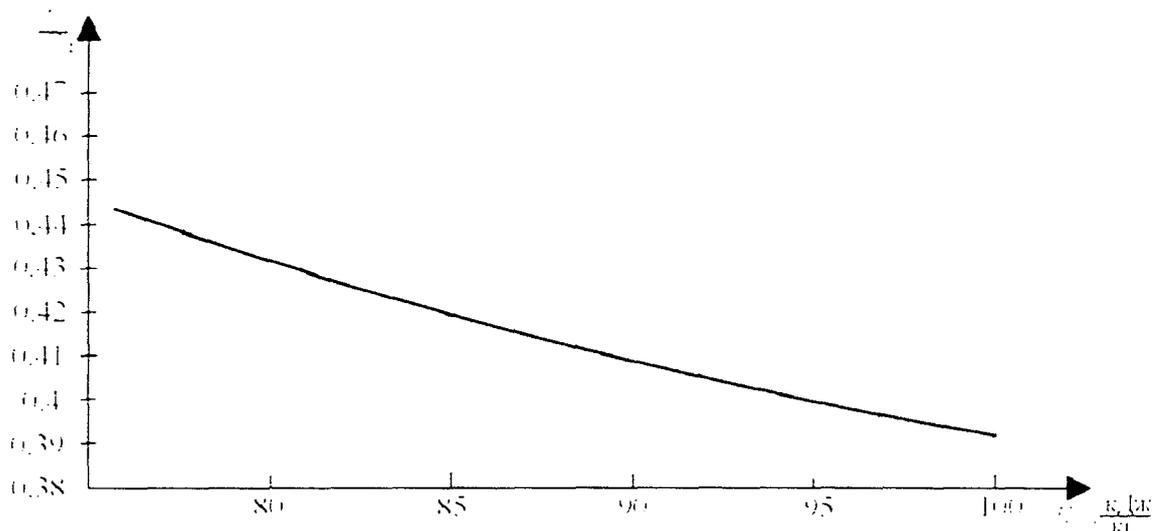


Рис. 2.1. Зависимость U/C_ϕ от Δh_0^{PC} для одновенечной регулирующей ступени

При расчете регулирующих ступеней учитываются:

ρ – степень реакции ступени, принимается в пределах 5–10%,

α_{I_3} – эффективный угол выхода потока из сопловой решетки (для одновенечной ступени $\alpha_{I_3} = 11^\circ \div 14^\circ$).

Фиктивная изоэнтропийная скорость пара, подсчитанная по располагаемому теплоперепаду ступени:

$$C_\phi = \sqrt{2000 \cdot \Delta h_0^{PC}}, \text{ м/с.}$$

Окружная скорость вращения диска по среднему диаметру ступени:

$$U = \frac{U}{C_\phi} \cdot C_\phi, \text{ м/с.}$$

Средний диаметр ступени:

$$d^{PC} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n}, \text{ м,}$$

где $n = 3000$ об/мин.

2.2 Расчет сопловой решетки

2.2.1 Определение типа сопловой решетки

Располагаемый тепловой перепад сопловой решетки:

$$\Delta h_{01}^{PC} = \Delta h_0^{PC} \cdot (1 - \rho), \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическая скорость пара на выходе из сопловой решетки при изэнтропийном расширении:

$$C_{1t} = \sqrt{2000 \cdot \Delta h_{01}^{PC}}, \text{ м/с.}$$

Число Маха для теоретического процесса в соплах:

$$M_{1a} = \frac{C_{1t}}{a_{1t}}.$$

Тип сопловой решетки определяем из рис. 2.2.

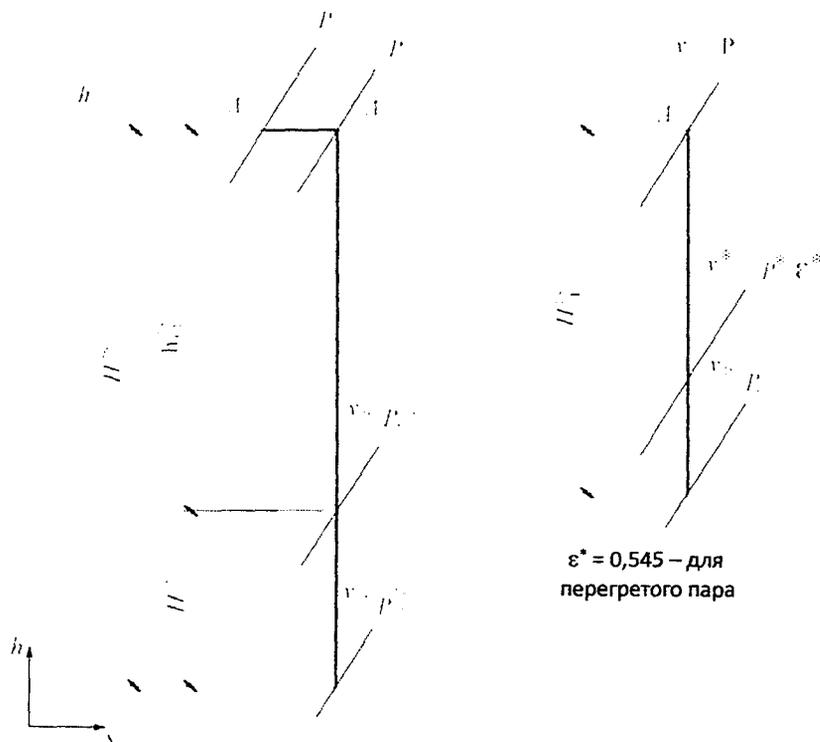


Рис. 2.2. Выбор профиля сопловой решетки регулирующей ступени:

а – определение типа сопловой решетки;

б – определение угла отклонения в косом срезе сопловой решетки

a_{1t} – скорость звука на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном истечении:

$$a_{1t} = \sqrt{k \cdot P_1^{\text{PC}} \cdot V_{1t}}, \text{ м/с,}$$

где P_1^{PC} – давление за соплами, Па;

V_{1t} – теоретический удельный объем пара за соплами, м³/кг;

k – показатель изоэнтропы ($k = 1,3$ для перегретого пара, $k = 1,15$ для насыщенного пара).

Число Маха может быть определено и по графику на рис. 2.3, где оно дано в функции относительного конечного давления за соплами: $\varepsilon_1 = \frac{P_1}{P_0'}$ (степень расширения).

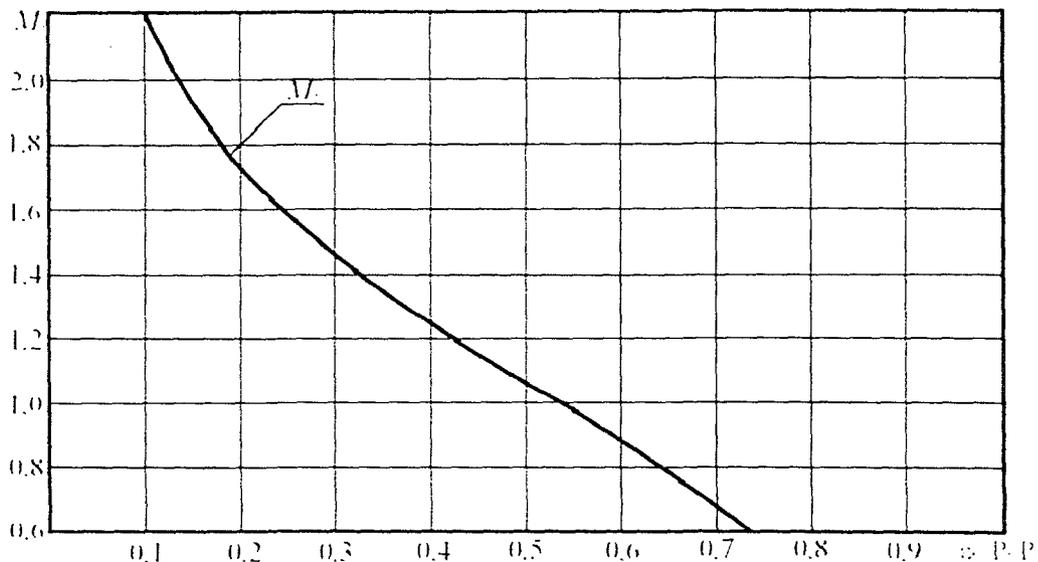


Рис. 2.3. Критерий Маха в зависимости от степени расширения

По величине M_{1t} выбирается тип решетки. При $M_{1t} \leq 1,4$ применяются профили решеток с суживающимися каналами. При $M_{1t} \geq 1,4$ применяются профили, образующие расширяющиеся каналы.

2.2.2 Расчет суживающихся сопел

Следует различать расчет сопел при докритическом и сверхкритическом истечениях.

2.2.2.1 Расчет суживающихся сопел при докритическом истечении

При докритическом истечении $M_{1t} \leq 1$ ($\varepsilon_1 \geq \varepsilon^*$) выходное сечение суживающихся сопел определяют по уравнению:

$$F_1 = \frac{(G+G_{yt}) \cdot V_{1t}}{\mu_1 \cdot C_{1t}} \cdot 10^6, \text{ мм}^2,$$

где μ_1 – коэффициент расхода сопловой решетки, принимается по графику в зависимости от степени реакции:

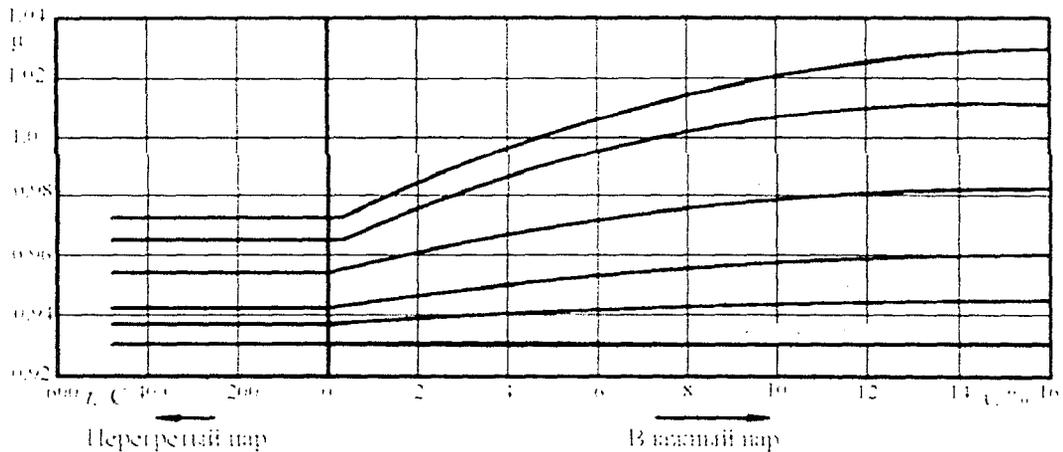


Рис. 2.4. Коэффициент расхода для сопловых решеток

G_{yt} – количество пара, утекающее через переднее концевое уплотнение турбины, $G_{yt} \approx (0,008 \div 0,015) \cdot G$, кг/с.

Произведение степени парциальности ступени на высоту сопловой решетки определяется по формуле:

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d^{pc} \cdot \sin \alpha_1}, \text{ мм},$$

где d^{pc} – в мм,

F_1 – в мм².

Оптимальная степень парциальности для одновенечной ступени:

$$e_{opt} = 0,5 \cdot \sqrt{el_1},$$

где значение el_1 должно подставляться в сантиметрах.

e_{opt} должно находиться в пределах $0,2 \div 0,8$.

Высота сопловой решетки:

$$l_1 = \frac{el_1}{e_{opt}}, \text{ мм},$$

где el_1 – в мм.

Потеря энергии в соплах:

$$\Delta h_1^{pc} = (1 - \varphi^2) \cdot \Delta h_{01}^{pc}, \text{ кДж/кг},$$

где φ – коэффициент скорости сопловой решетки, принимается в зависимости от l_1 :

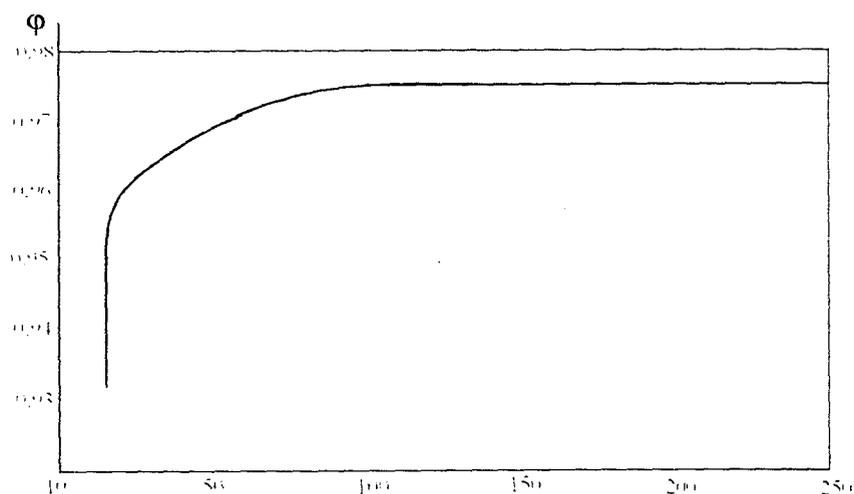


Рис. 2.5. Коэффициент скорости сопловой решетки

Тип профиля сопловой решетки выбирается по M_{1t} и $\alpha_{1э}$ (прил. 1).

По характеристике выбранной решетки принимается относительный шаг t_{onm} . Шаг решетки:

$$t = b \cdot t_{onm}, \text{ мм.}$$

Выходная ширина канала сопловой решетки:

$$a_1 = t \cdot \sin \alpha_{1э}, \text{ мм.}$$

Число каналов:

$$z_1 = \pi \cdot d^{pc} \cdot e_{onm} / t.$$

2.2.2.2 Расчет суживающихся сопел при сверхкритическом истечении

Выходное сечение сопел при $M_{1t} > 1$ ($\varepsilon_1 < \varepsilon_*$):

$$F_1 = \frac{(G + G_{yT}) \cdot 10^6}{0.648 \cdot \sqrt{\frac{P'_0}{V_0}}}, \text{ мм}^2,$$

где P'_0 – в Па.

При сверхзвуковом обтекании суживающейся решетки $\alpha_1 \neq \alpha_{1э}$:

α_1 – угол выхода потока из сопловой решетки;

$\alpha_{1э}$ – эффективный угол выхода потока из сопловой решетки:

$$\sin \alpha_1 = \sin \alpha_{1\theta} \frac{\frac{C^*}{C_{1t}} V_{1t}}{V^*},$$

где C^* – критическая скорость (для перегретого пара $C^* = 1,064\sqrt{P_0' \cdot V_0}$, м/с).

Дальнейший расчет производится аналогично расчету сужающихся сопел при докритическом истечении.

2.2.2 Расчет расширяющихся сопел

Площадь минимального сечения сопел F_{min} определяется по выходной ширине канала и высоте сопловой решетки. Площадь выходного сечения сопел F_1 . Относительная величина выходного сечения каналов сопловой решетки (степень расширения сопла):

$$f = \frac{F_1}{F_{min}}.$$

Определение других величин идет по формулам из расчета для суживающихся сопел.

Выбор типа профиля сопловой решетки производится по прил. 1 в зависимости от значения M_{1t} и $\alpha_{1\theta}$.

Ширина минимального сечения сопловой решетки:

$$A_{min} = \frac{A_1}{f}, \text{ мм.}$$

2.2 Расчет рабочей решетки

Тепловой перепад, используемый в соплах, подсчитанный при расчете сопел, откладывается от точки A_0' .

Тепловой перепад, использованный на лопатках $\Delta h_{02} = \rho \cdot \Delta h_{02}^{pc}$, откладывается согласно распределению степени реакции по лопаточному аппарату ступени.

Построение треугольников скоростей и определение всех их элементов дает возможность выбрать типы профилей лопаточных решеток, определить потери в лопаточном аппарате, относительный лопаточный КПД, шаг и количество лопаток.

Входной треугольник скоростей строится по углу α_1 , скоростям C_1 и U в любом удобном масштабе (1мм:10м/с или 1мм:5м/с).

Абсолютная скорость потока определяется по формуле:

$$C_1 = C_{1t} \cdot \varphi, \text{ м/с,}$$

где φ – коэффициент скорости сопловой решетки;

V_{2t} – удельный объем за рабочей решеткой, м³/кг.

Выходная площадь рабочей решетки по уравнению неразрывности:

$$F_2 = G \cdot V_{2t} / \mu_{2t} \cdot W_{2t}, \text{ м}^2,$$

где μ_{2t} – коэффициент расхода рабочей решетки определяется в зависимости от степени реакции и величины перегрева пара:

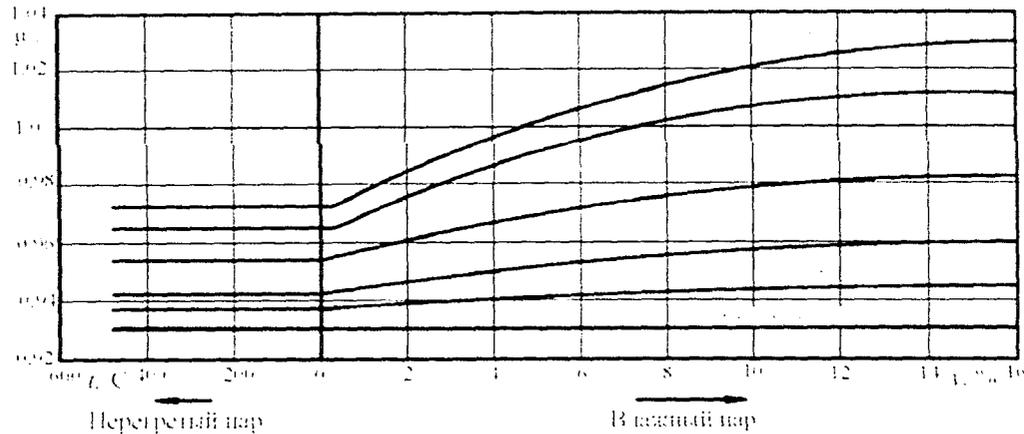


Рис. 2.7. Коэффициент расхода для рабочих решеток

Высота рабочей лопатки:

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2, \text{ мм},$$

где l_1 – высота сопловых лопаток (из расчета сопл);

величины перекрыш Δ_1 и Δ_2 принимаются:

Таблица 2.1

Высота решетки l_1 , мм	Перекрыша	
	Внутренняя Δ_1 , мм	Внешняя Δ_2 , мм
≤ 35	$\leq 1,0$	≤ 2
35–55	1,0	2,0–2,5
55–75	1,5–2,0	2,5–3,0
75–150	2,0–2,5	3,0–4,0
150–300	2,0–3,0	6,5–7,5
300–400	5,0–6,0	7,5–9,0
400–625	7,0–9,0	9,0–12,0

Угол выхода пара из рабочей решетки определяется по формуле:

$$\sin \beta_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{pc} \cdot e_{opt} \cdot l_2}$$

Действительная относительная скорость выхода пара из рабочей решетки:

$$W_2 = \Psi \cdot W_{2t}, \text{ м/с,}$$

где скоростной коэффициент Ψ определяется в зависимости от l_2 и углов β_1 и β_2 :

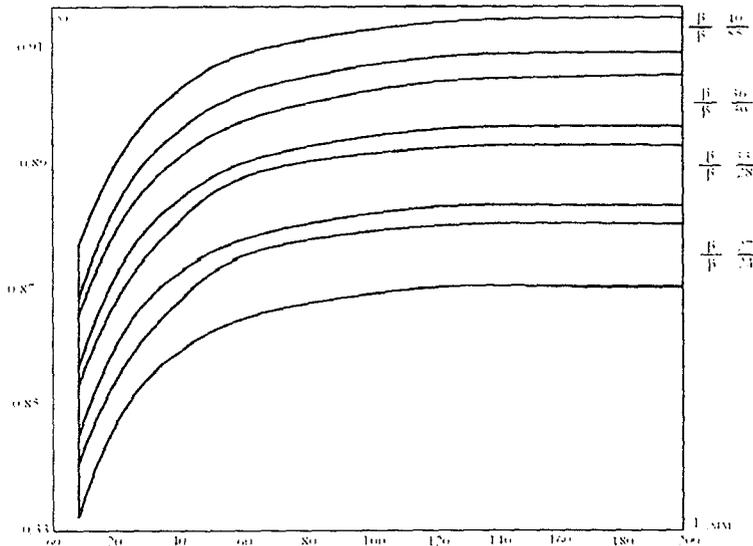


Рис. 2.8. Коэффициент скорости ψ для рабочих решеток

По полученным значениям W_2 , β_2 , и U строится выходной треугольник скоростей. Из выходного треугольника определяются абсолютная скорость выхода пара C_2 и угол выхода потока из сопла α_1 .

По M_{2t} и $\beta_{2\theta}$ выбирается профиль рабочей решетки.

Количество рабочих лопаток:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d^{pc}}{t_2},$$

где $t_2 = b \cdot t$.

2.3 Определение относительного лопаточного КПД ступени

Относительный лопаточный КПД ступени рассчитывается по двум формулам:

- по потерям энергии в проточной части:

$$\eta_{ол} = \frac{\Delta h_0 - (\Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_{вс})}{\Delta h_0},$$

- по проекциям скоростей:

$$\eta_{ол} = \frac{u \cdot (C_1 \cdot \cos \alpha_1 + C_2 \cdot \cos \alpha_2)}{10^3 \cdot \Delta h_0}.$$

Потеря энергии в соплах Δh_l определяется в расчете сопл.
Потеря энергии в рабочих лопатках определяется:

$$\Delta h_2^{pc} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{W_{2t}^2}{2000}, \text{ кДж/кг},$$

где ψ – коэффициент скорости рабочей решетки, принимается в зависимости от l_2 и углов β_1 и β_2 .

Потеря с выходной скоростью определяется:

$$\Delta h_{вс} = \frac{C_2^2}{2000}, \text{ кДж/кг}.$$

Если расчет ступени выполнен правильно, то величины КПД ($\eta_{ол}$), вычисленные по данным формулам, должны совпасть. Расхождение допустимо не более 1% (0,01).

Для подсчета внутреннего относительного КПД (η_{oi}) берется среднее значение $\eta_{ол}$.

Относительный внутренний КПД ступени:

$$\eta_{oi}^{pc} = \eta_{ол}^{pc} - \xi_{тр} - \xi_{парц}.$$

$\xi_{тр}$ – относительная величина потери на трение:

$$\xi_{тр} = k_{тр} \cdot \frac{(d^{pc})^2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{C_\phi}\right)^3,$$

где $k_{тр} = 0,45 \cdot 10^{-3} \div 0,8 \cdot 10^{-3}$,

$\xi_{парц}$ – относительная потеря от парциального подвода пара:

$$\xi_{парц} = \xi_v + \xi_{сегм},$$

$$\xi_{сегм} = 0,25 \cdot \frac{B_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{C_\phi}\right) \cdot n \cdot \eta_{ол},$$

где $\xi_{сегм}$ – относительная величина потери на концах дуг сопловых сегментов;

ξ_v – относительная величина потерь от вентиляции:

$$\xi_v = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - e^{-0,5e_{кож}}}{e} \cdot \left(\frac{u}{C_\phi}\right)^3,$$

где $e = e_{онт}$ – степень парциальности (из расчета сопл),

$$e^{кож} = [(0,9 \div 0,8) - e_{онт}],$$

n – число групп сопл.

Потери на трение диска:

$$\Delta h_{тр} = \xi_{тр} \cdot \Delta h_o^{pc}, \text{ кДж/кг}.$$

Потери, вызванные парциальным подводом пара:

$$\Delta h_{парц} = \xi_{парц} \cdot \Delta h_o^{pc}, \text{ кДж/кг}.$$

Действительный теплоперепад ступени:

$$\Delta h_i^{pc} = \Delta h_o^{pc} \cdot \eta_{oi}^{pc}, \text{ кДж/кг}.$$

Внутренняя мощность ступени:

$$N_i^{pc} = G \cdot \Delta h_i^{pc}, \text{ кВт}.$$

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ СТУПЕНЕЙ

3.1 Общие положения

Проточная часть паровых турбин проектируется по выбранному закону изменения диаметров ступеней (средних, корневых). Как правило, все проточные части современных турбин проектируют по законам изменения корневых диаметров.

Расчет ступеней ведется по средним диаметрам.

Для проектирования проточной части турбины возможно применение 3-х законов изменения корневого диаметра:

- 1) постоянства корневого диаметра (рис. 3.1, форма 4; первые две трети форма 3);
- 2) увеличения корневого диаметра по потоку пара (рис. 3.1, форма 1; последняя треть формы 3);
- 3) понижения по потоку пара корневого диаметра (рис. 3.1, форма 2).

Форма проточной части может быть ступенчатой (форма 5, рис. 3.1) в том случае на каждом уступе (отсеке) может быть свой закон изменения корневого диаметра.

У формы 5 (рис. 3.1) на каждом уступе свое постоянное для всех ступеней отсека значение корневого диаметра.

Проточная часть турбины может быть выполнена в виде двух отсеков, с противотоком (форма 6, рис. 3.1) со своим постоянным корневым диаметром в каждом отсеке. В тепловом расчете проточную часть турбин обычно подразделяют на 3 группы:

А – ступени с относительно малыми высотами решеток, работавшие в области относительно малых объемных расходов пара;

Б – ступени промежуточные со сравнительно длинными лопатками, в которых объемные расходы пара достаточно велики;

В – ступени с длинными закрученными лопатками, работавшие под вакуумом, где объемы пара достигают очень большой величины.

При проектировании проточной части турбины закон изменения корневого диаметра задают:

- для ступеней группы А и группы Б – постоянным;
- для группы В – любой из вышеперечисленных.

Современные паровые турбины с конденсатором имеют большое число ступеней, что в сочетании с другими условиями приводит к необходимости выполнения турбины двух- или многоцилиндровой. В зависимости от количества параллельных потоков их проточная часть размещается в одном и более цилиндрах. Кроме необходимости задания параллельных потоков пара, увеличение числа цилиндров иногда основано на применении промежуточного перегрева пара регулируемых отборов пара и уравновешиванием осевых усилий.

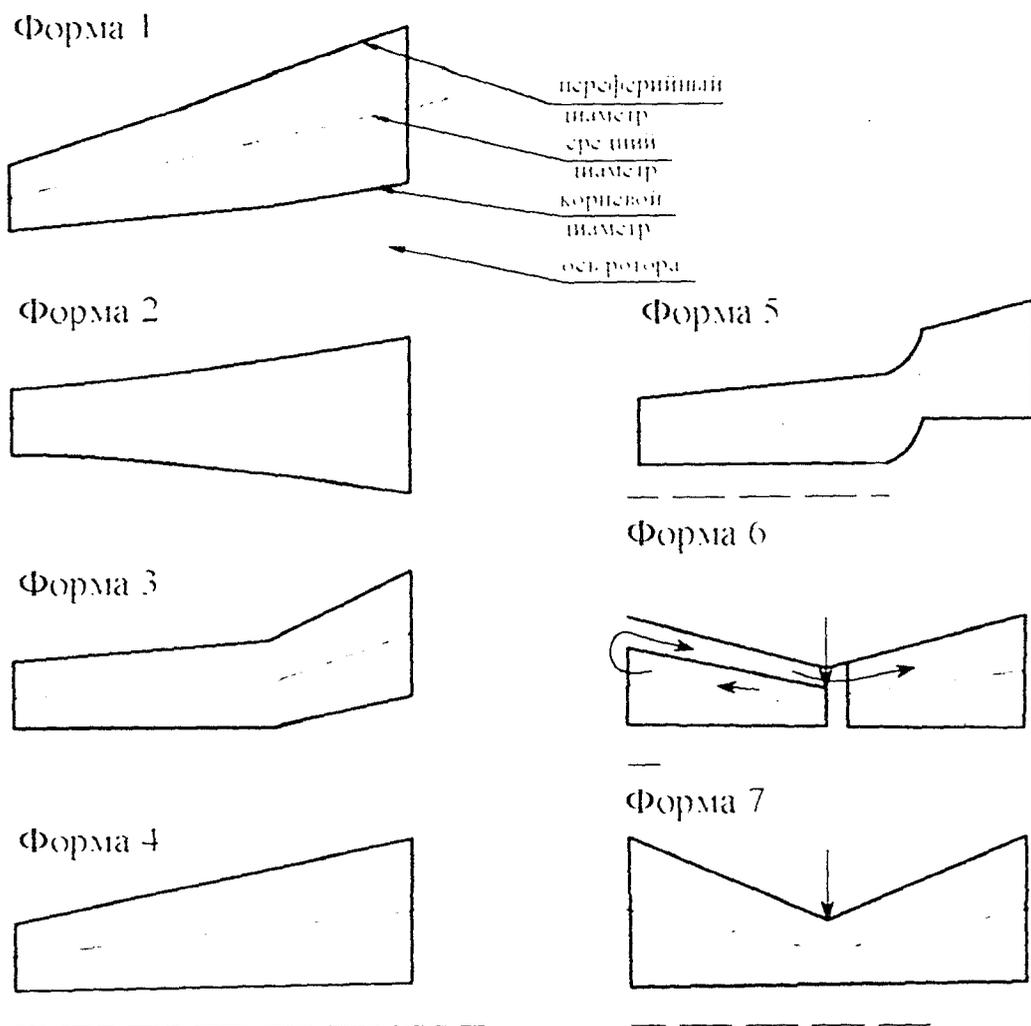


Рис. 3.1. Типовые формы проточных частей турбин

3.2 Расчет проточной части области высокого давления

По изложенной ниже методике могут быть рассчитаны цилиндры высокого давления многокорпусных турбин и турбины с противодавлением.

Проточная часть ЦВД (а также и у турбины с противодавлением) выполняется в двух вариантах:

- 1) в виде двух отсеков с противотоком пара со своим постоянным корневым диаметром в каждом отсеке и подводом пара в середину цилиндра (рис. 3.2);
- 2) в виде одного отсека с корневым диаметром, постоянным для всех ступеней (рис. 3.3).

В первом варианте стремятся выполнить примерно одинаковое количество нерегулируемых ступеней в каждом отсеке. Здесь возможны два случая:

- 1) числа нерегулируемых ступеней первого и второго отсеков равны;
- 2) число нерегулируемых ступеней в первом отсеке меньше, чем во втором.

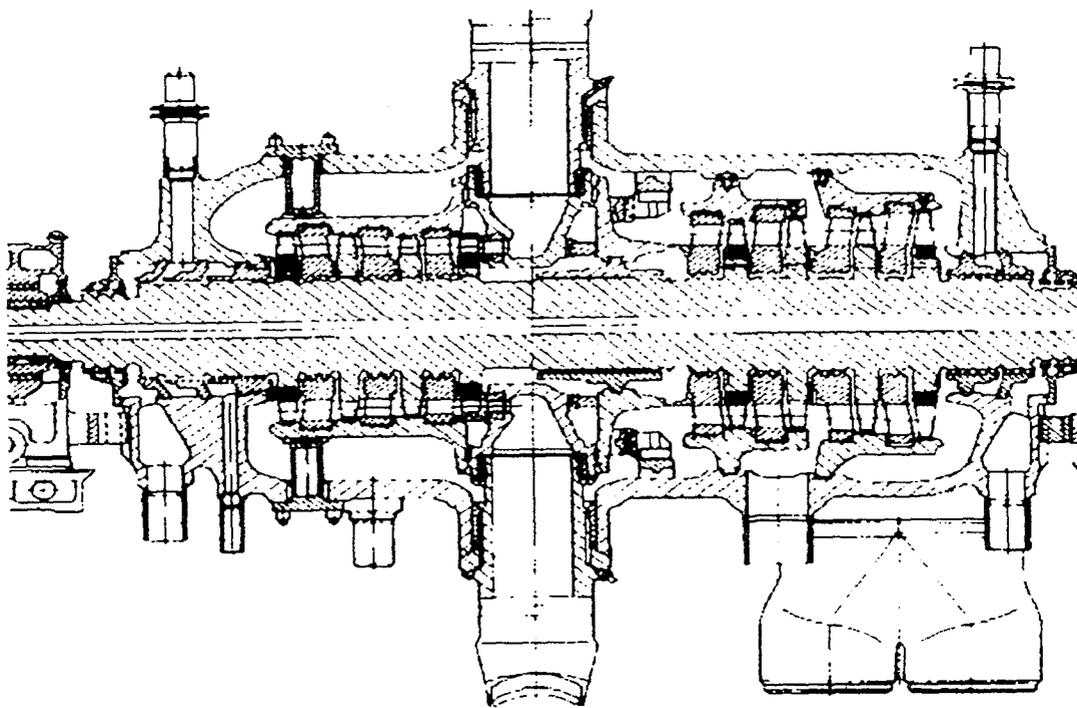


Рис. 3.2. Продольный разрез ЦВД турбины с противодавлением в виде двух отсеков с противодавлением

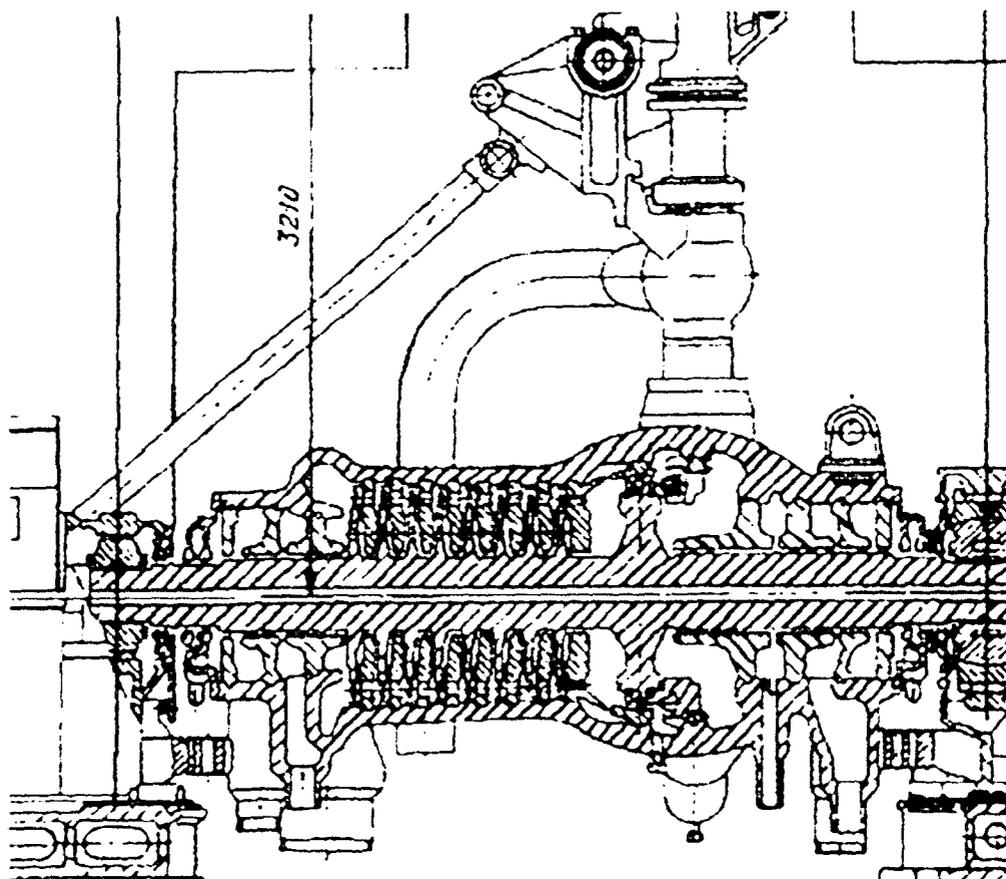


Рис. 3.3. Продольный разрез ЦВД в виде одного отсека

В первом случае начальное давление перед вторым отсеком принимается равным примерно половине P_0^I – начального давления P_0^{II} нерегулируемыми ступенями первого отсека:

$$P_0^{II} = (0,5 \div 0,51) P_0^I, \text{ МПа.}$$

$$\text{Во втором случае: } P_0^{II} = (0,55 \div 0,57) P_0^I, \text{ МПа.}$$

В области высокого давления возможна унификация ступеней. Для этого во всех ступенях каждого отдельного отсека выбираются теплоперепады по параметрам торможения, степени реактивности и α_{13} .

Порядок расчета первого отсека (для первого всей проточной части цилиндра для второго варианта).

Диаметр первой нерегулируемой ступени:

$$d^I = d^{PC} - \Delta d, \text{ мм.}$$

Для проточной части с одновенечной регулирующей ступенью $\Delta d = 200 \div 260$ мм, с двухвенечной – $\Delta d = 115 \div 125$ мм.

Отношение скоростей:

$$x_\phi = \frac{U}{c_\phi} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{13}}{2\sqrt{(1-\rho)}},$$

где ρ – степень реактивности рабочей решетки первой ступени:

$$\rho = 0,05 \div 0,15 \text{ (до } 0,2);$$

α_{13} – эффективный угол выхода из сопловой решетки:

$$\alpha_{13} = 10^\circ \div 14^\circ, \text{ большие значения } \alpha_{13} \text{ для больших объемных расходов;}$$

$$\varphi = 0,93 \div 0,96.$$

Располагаемый тепловой перепад первой нерегулируемой ступени перед ступенью:

$$\Delta h_0^I = 12,325 \cdot \left(\frac{d^I}{x_\phi}\right)^2, \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой перепад в сопловой решетке:

$$\Delta h_{01}^I = (1 - \rho) \cdot \Delta h_0^I, \text{ кДж/кг.}$$

Высота сопловой решетки определяется из уравнения неразрывности:

$$l_1^I = \frac{10^3 \cdot G \cdot v_{1t}}{\pi \cdot d^I \cdot e \cdot \mu_1 \cdot c_{1t} \cdot \sin \alpha_{13}}, \text{ мм.}$$

где v_{1t} , м³/кг – удельный объем пара в конце изоэнтропийного процесса в соплах, определяется из h,s-диаграммы при построении Δh_{01}^I .

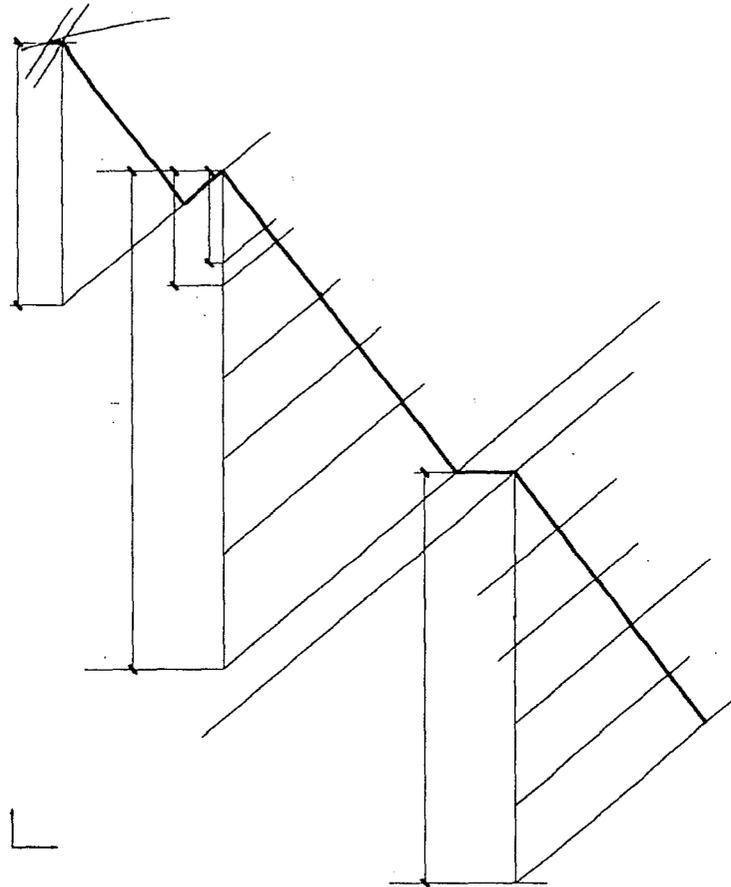


Рис. 3.4. К расчету проточной части области высокого давления

c_{1t} – теоретическая скорость истечения пара из сопел:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot \Delta h_{01}^I}, \text{ м/с};$$

μ_1 – коэффициент расхода сопловой решетки, $\mu_1 = 0,97 \div 0,98$;

e – степень парциальности ступени, ($e = 1$);

α_{13} – эффективный угол выхода потока из сопловой решетки, принимается $10^\circ \div 14^\circ$.

Высота рабочей решетки первой ступени:

$$l_2^I = l_1^I + \Delta_1 + \Delta_2, \text{ мм.}$$

Значения внутренней Δ_1 и внешней Δ_2 перекрыш приведены в табл. 1.1.

Корневой диаметр ступени:

$$d_k = d^I - l_2^I, \text{ мм.}$$

Этот диаметр принимается постоянным для отсека. Число ступеней отсека:

$$z = \frac{(1+q) \cdot \Delta H_0^x}{\Delta h_0^{cp}},$$

где ΔH_0^x – изоэнтропийный тепловой перепад отсека, кДж/кг.

$$\Delta h_0^{\text{cp}} = \frac{\Delta h_0^I + (z' - 1) \cdot \Delta h_0}{z'} \text{ кДж/кг,}$$

z' – ориентировочное число ступеней отсека (цилиндра):

$$z' = \frac{\Delta H_0^x}{\Delta h_0}.$$