

Расчет ступени

Пояснительные чтения

Исходные данные..... $G_0, p_0, x_0, H_0, c_0, d_0, n, l_{1p}$

¶

$$\underline{d/l_1 < 10}$$

¶

$$\dots\dots\dots \lambda = 0,07 \quad Z_{вл} K_{аэp} (0,5 - 0,094 \ln p_0) \quad \text{¶}$$

¶

$$\dots\dots\dots \rho_{ср} = 1 - (1 - \rho_{к}) \left(\frac{d_{к}}{d_0} \right)^{1,8} \quad \text{¶}$$

$$\underline{d_{к} = d_0 - l_1 \dots\dots\dots l_1 = l_{1p} - (\Delta_n + \Delta_k)} \quad \text{¶}$$

¶

¶

$$\dots\dots\dots \text{Для ЦВД и ЦСД} \dots\dots \rho_{к} = 0,05 \text{ --- } 0,1 \quad \text{¶}$$

¶

$$\dots\dots\dots \text{Для ЦНД мощных турбин} \dots\dots \rho_{к} = 0,2 \quad \text{¶}$$

¶

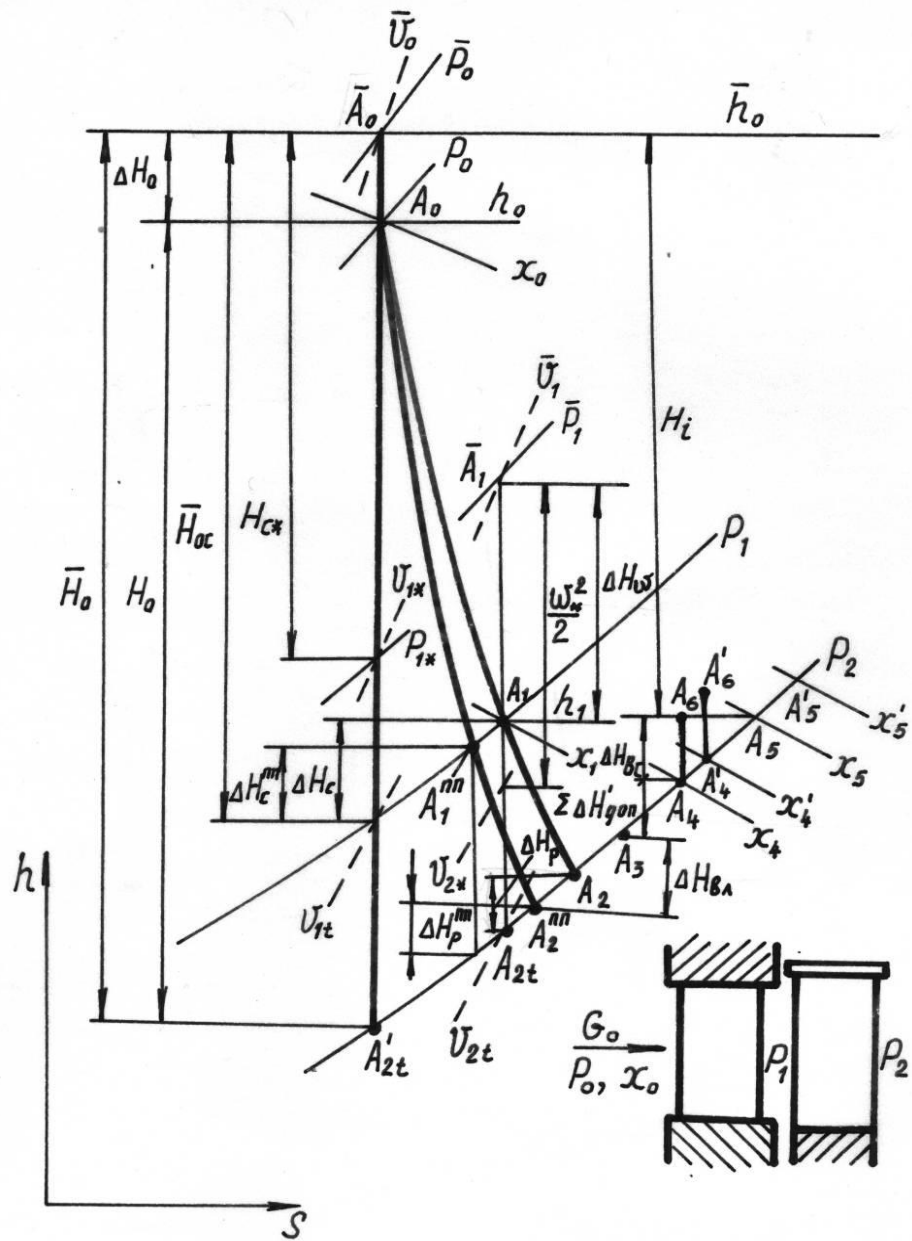
$$\dots\dots\dots \text{Для последней ступени ЦНД} \dots\dots \rho_{к} = 0,1 \text{ --- } 0,4 \quad \text{¶}$$

¶

$$\Delta H_0 = \frac{C_0^2}{2} \cdot \Delta_{\text{ж/кг}} \text{¶}$$

¶

$$\bar{H}_0 = H_0 + \chi \Delta H_0 \text{¶}$$



$$\lambda = 0,07 K_{\text{вл}} K_{\text{аэро}} (0,5 - 0,094 \ln p_0)'$$

$$\Delta H_0 = \frac{c_0^2}{2}$$

$$\bar{H}_0 = H_0 + \chi \Delta H_0$$

$$\rho_{cp} = 1 - (1 - \rho_k) \left(\frac{d_k}{d_0} \right)^{1,8} ,$$

$$\bar{H}_{oc} = \bar{H}_0 (1 - \rho_{cp})^{\text{кДж/кг}}'$$

$$c_{1t} = \sqrt{2 \times 10^3 \bar{H}_{oc}} \text{ м/с}$$

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{k p_1 v_{1t} \times 10^6}} \dots \dots \dots [p_1] = \text{МПа}'$$

При $M_{1t} < 1$

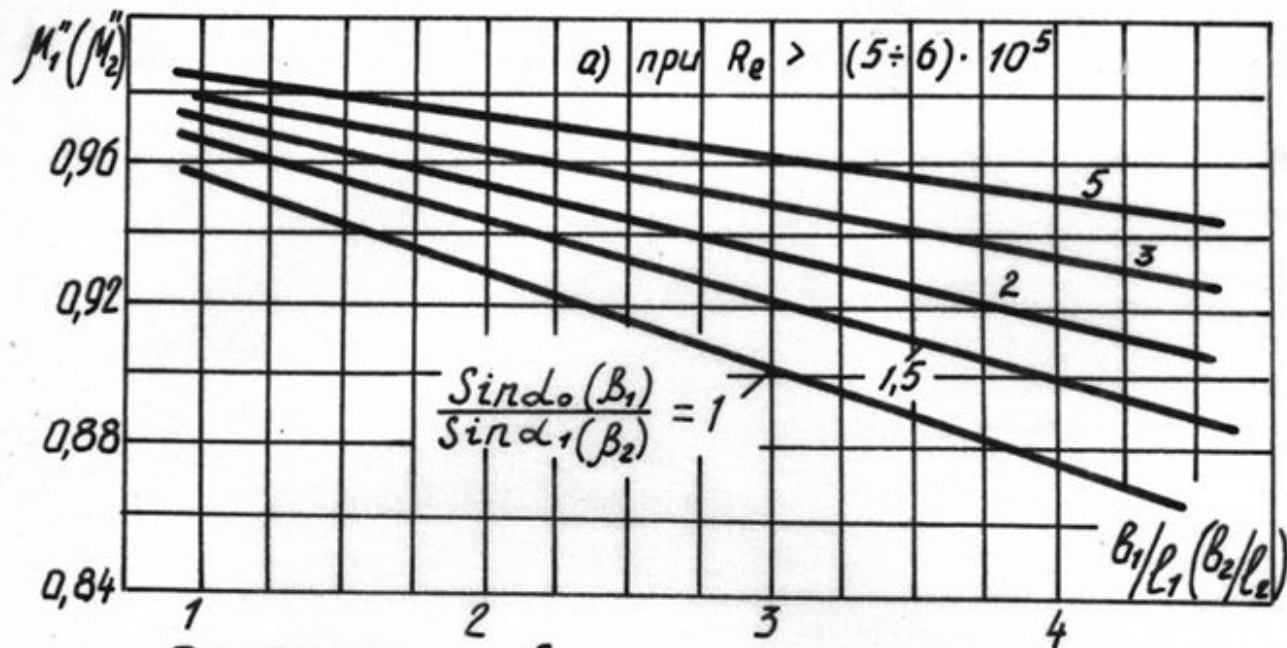
$$\sin \alpha_{1\text{э}\phi} = \frac{G_0 v_{1t}}{\mu_1' c_{1t} \pi d_0 l_1},$$

$$\underline{b_1/l_1}, \dots \sin \alpha_0 / \sin \alpha_{1\text{э}\phi} \dots$$

$$Re_{1t} = \frac{c_{1t} b_1}{v_{1t}}.$$

$$v_{1t} = \mu_{01} v_{1t}$$

$$\mu_1' = \mu_1'' + \Delta \mu_{01}' K_\varepsilon'$$



При $Re < (5 \div 6) \cdot 10^5$ значение μ'' с графика а) умножается на K_{Re} с графика б).

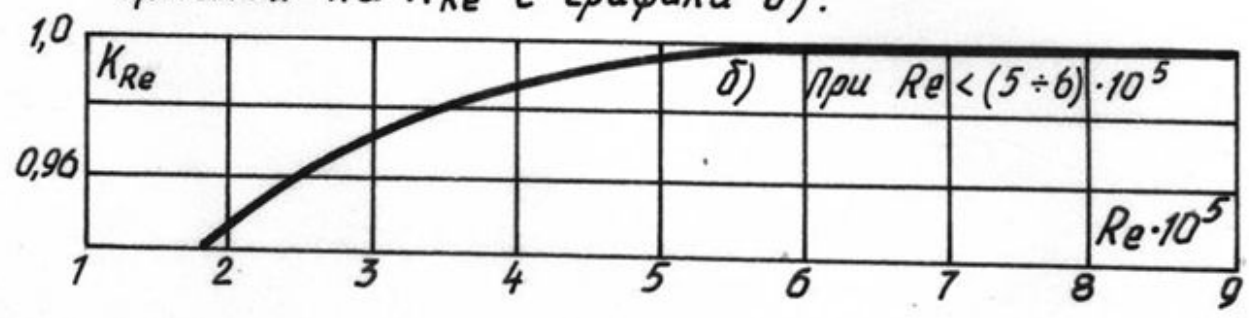


Рис. 5.2.

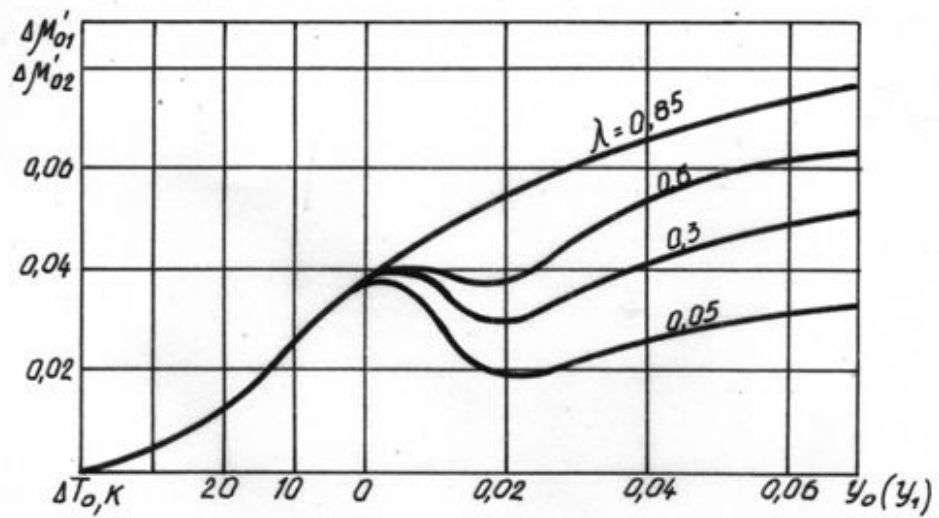


Рис. 5.3.

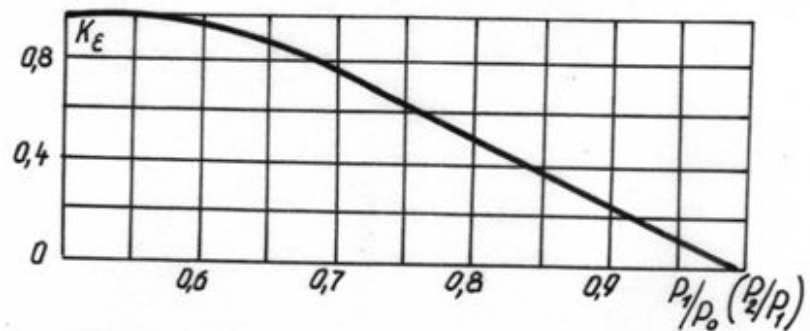


Рис. 5.4.

$$\Delta \mu'_{01} = f(\lambda, y_0) \dots$$

$$K_\varepsilon = f\left(\frac{p_1}{p_0}\right),$$

$$|\rho_k = 1 - (1 - \rho_{cp}) \left(\frac{d_k}{d_0}\right)^{-1,8}$$

При $M_{1t} \geq 1$,

$$F_1 = \frac{G_0 v_{1*}}{\mu_1 c^*}$$

$$c^* = \sqrt{\frac{2k \overline{p_0} \overline{v_0}}{k+1}}$$

$$[\overline{p_0}] = \text{Па}$$

$$[\overline{v_0}] = \text{м}^3 / \text{кг}$$

¶

$$H_{c^*} = \frac{c^{*2}}{2000} \text{кДжс / кг}$$

.0

||

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d_0 \sin \alpha_{1\text{э}\phi}} \text{ м.}$$

Или при известном l_1 ||

$$\sin \alpha_{1\text{э}\phi} = \frac{F_1}{\pi d_0 l_1}$$

При $M_{1t} > 1$ необходимо проверить тип сопла'

$$\varepsilon_1 = \frac{P_1}{P_0} \dots \dots \dots \varepsilon_{1\text{пред}} = \frac{P_{1\text{пред}}}{P_0}$$

$$\varepsilon_{1\text{пред}} = \varepsilon_* (\sin \alpha_{1\text{э}\phi})^{\frac{2k}{k+1}}$$

$$\varepsilon_* = \frac{P_{1*}}{P_0} \text{ ||}$$

При $\rightarrow \mathcal{E}_1 \geq \mathcal{E}_{1пред}$
суживающееся сопло с косым срезом

При $\rightarrow \mathcal{E}_1 < \mathcal{E}_{1пред}$

расширяющееся сопло с косым срезом. Так как стремятся применять суживающиеся сопла с косым срезом, то в последнем случае надо изменить степень реактивности и получить в конечном итоге суживающееся сопло

\rightarrow Далее при сверхзвуковом режиме принимается хорда, определяется число Рейнольдса, уточняется коэффициент расхода со всеми поправками на влажность (если пар влажный) и уточняется $F_1, \alpha_{1э\phi}$

$$\zeta'_c = \zeta_c^{mn} K_{M1} K_{\alpha 1} K_{Re1} + \Delta \zeta'_c$$

$$\zeta_c^{mn} = f\left(\frac{b_1}{l_1}, \Delta\alpha\right),$$

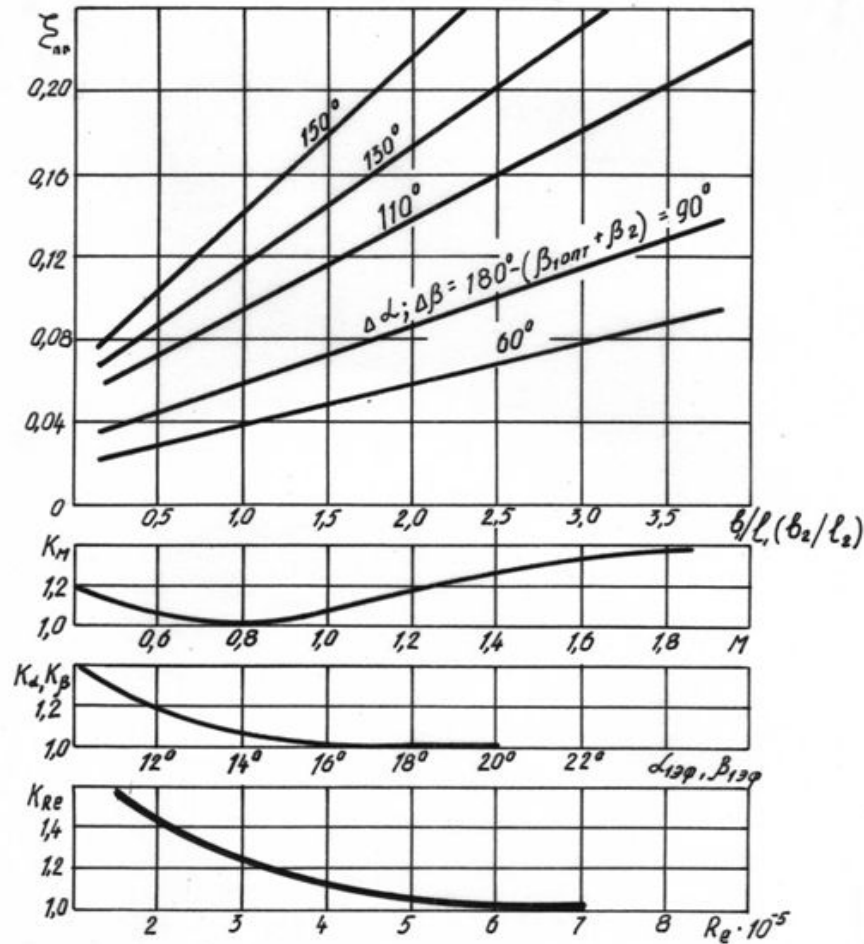


Рис. 5.5.

$$\Delta \alpha = 180 - (\alpha_0 + \alpha_{13\phi})$$

$$\Delta \zeta'_c = f(\lambda, y_0) \uparrow$$

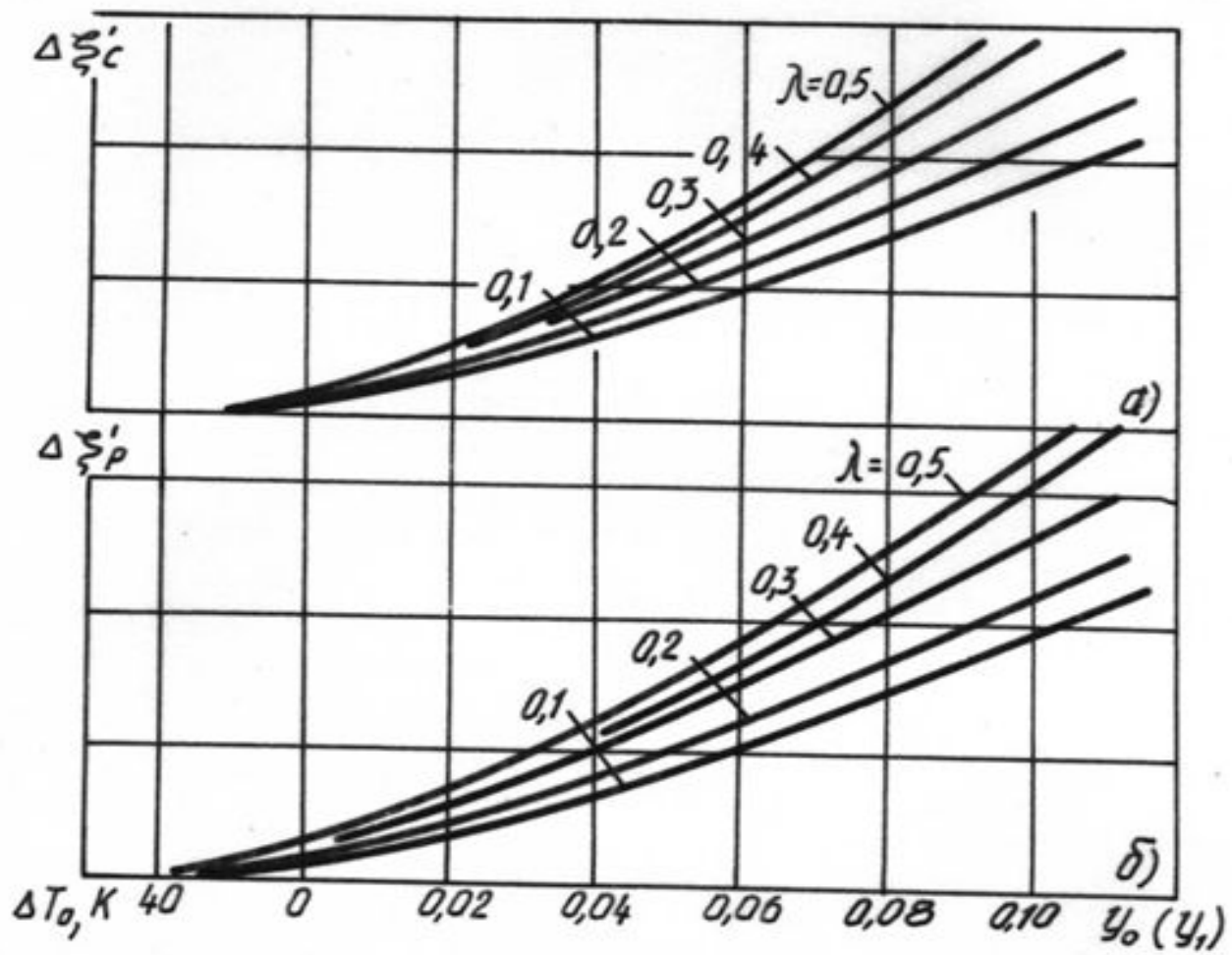


Рис. 5.6.

$$\varphi' = \sqrt{1 - \zeta'_c}$$

$$c_1 = \varphi' c_{1t}$$

$$\Delta H_c = \bar{H}_{0c} \zeta'_c$$

$$\lambda_{\pi} = \lambda \frac{y_1}{y_0}$$

$$\Delta \alpha'_1 = y_0 \Delta \alpha_1^{\text{вп}} + (1 - y_0) \Delta \alpha_1^{\text{м}}$$

При $M_{1t} \leq 1$

$$\alpha_1^{\text{вл}} = f(\lambda, y_0) \quad \text{¶}$$

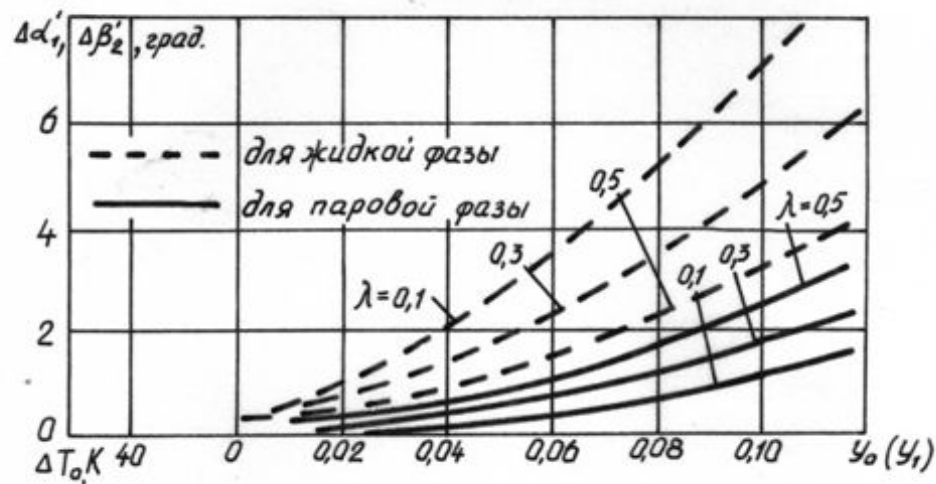


Рис. 5.7.

При $M_{1t} \leq 1$

$$\alpha_1 = \alpha_{1\text{эф}} + \Delta\alpha'_1$$

¶

При $M_{1t} > 1$ ¶

$$\alpha_1 = \alpha_{1\text{эф}} + \Delta\alpha'_1 + \delta_c$$

δ_c — угол отклонения струи в косом срезе сопла при течении



перегретого пара, определяется в зависимости от $\varepsilon_1 = \frac{P_1}{\bar{P}_0}$ и $\alpha_{1\text{э}\phi}$

по графикам. ¶

Строим входной треугольник, из него находим w_1, β_1

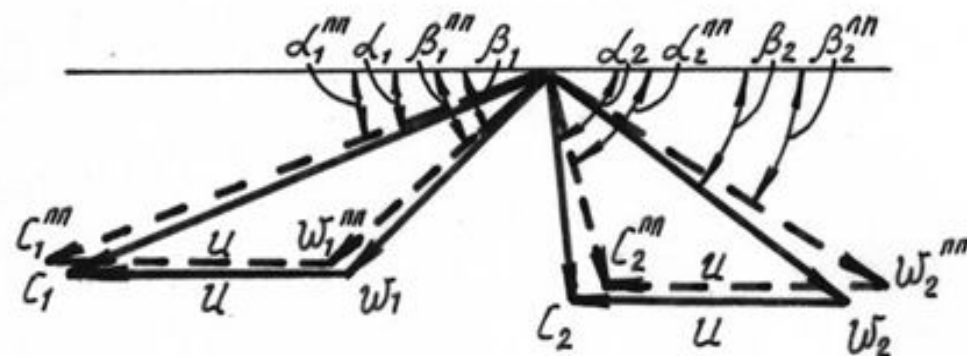


Рис. 5.9.

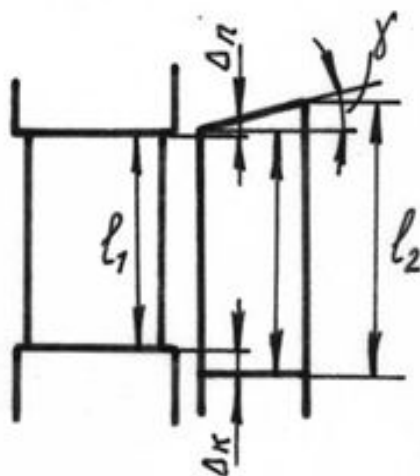


Рис. 5.10.

$$W_{2t} = \sqrt{2H_{0p}10^3 + W_1^2}$$

$$H_{0p} = \bar{H}_0 - \bar{H}_{0c}, \rightarrow \text{кДж/кг}$$

$$u = \pi d_0^n \cdot \underline{\text{м/с}}$$

$$l_2' = l_1 + \Delta_{\kappa} + \Delta_n$$

Возможны варианты:

$$l_2 = l_2'$$

$l_2 > l_2'$, в последнем случае для ЦВД, ЦСД угол раскрытия проточной части не более 15° .

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{k p_2 v_{2t}}}$$

При числе Маха меньше 1 имеем $\varepsilon_2 = \frac{p_2}{\bar{p}_1} > \varepsilon^*$,

Для определения \bar{p}_1 следует из точки окончания действительного

процесса расширения пара в соплах A_1 вверх отложить $\frac{w_1^2}{2000}$,

$$\beta_{2\text{эф}} = \arcsin\left(\frac{G_0 v_{2t}}{\mu_2 w_{2t} \pi d_2 l_2}\right),$$

$$\text{Часто } d_2 = d_0 \uparrow$$

Принимая хорду b_2 , определяем $Re_2 = \frac{w_{2t} b_2}{v_{2t}}$, для определения

v_{2t} по параметрам в точке A_{2t} определяем коэффициент

динамической вязкости μ_{02} , $v_{2t} = \mu_{02} v_{2t}$.

По... $\frac{b_2}{l_2} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \text{Re}_2 \rightarrow \rightarrow$ определяем μ_2''

Затем $\rightarrow \mu_2' = \mu_2'' + \Delta \mu_{02}' K_{\varepsilon 2}$

$$K_{\varepsilon 2} = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

После уточнения коэффициента расхода уточняется β_2

При $M_{2t} \geq 1$

$$F_2 = \frac{G_0 v_{2*}}{\mu_2 w_{2*}} m^2 \rightarrow \rightarrow w_{2*} = \sqrt{\frac{2k \bar{p}_1 \bar{v}_1}{k+1}}$$

$$[\bar{p}_1] = \text{Па}$$

Для определения v_{2*} точки \bar{A}_1 вниз по вертикали надо отложить $\frac{W_{2*}^2}{2000}$ и в точке A_{2*} берем нужный удельный объем. Сначала коэффициент расхода принимаем равным 1,

$$\beta_{2\text{эф}} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi d_2 l_2}\right)$$

Принимаем хорду и уточняем коэффициент расхода по описанной схеме и в конечном итоге уточняем угол $\beta_{2\text{эф}}$

$$\zeta'_p = \zeta_p^{nm} K_{M2} K_{Re2} K_{\beta 2\text{эф}} + \Delta \zeta'_p$$

$$\zeta_p^{nm} = f\left(\frac{b_2}{l_2}, \Delta\beta\right)$$

$$\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_{2\text{эф}})$$

$$\Delta \zeta'_p = f(\lambda_{\pi}, y_1)$$

$$\Delta \beta'_2 = \Delta \beta_2^{\text{эл}} y_{1-} + (1 - y_1) \Delta \beta_2^{\text{mn}}$$

$$\Delta \beta_2^{\text{эл}} = f(\lambda_{\pi}, y_1)$$

$$\Delta \beta_2^{\text{mn}} = f(\lambda_{\pi}, y_1)$$

$$\psi' = \sqrt{1 - \zeta'_p}$$

$$w_2 = \psi' w_{2t}'$$

$$\Delta H_p = \zeta'_p \left(H_{0p} + \frac{W_1^2}{2000} \right) \text{кДж/кг,}$$

При $M_{2t} \leq 1$

$$\beta_2 = \beta_{2\text{эф}} + \Delta\beta'_2$$

¶

При $M_{2t} > 1$,

$$\beta_2 = \beta_{2\text{эф}} + \Delta\beta'_2 + \delta_{\text{л}}$$

$$\delta_{\text{л}} = f\left(\beta_{2\text{эф}}, \frac{P_2}{\bar{P}_1}\right) \text{— угол отклонения струи в косом срезе ра-}$$

бочих лопаток

Строим выходной треугольник скоростей, находим: α_2, C_2 .

Проверяем допустимость значений угла α_2 потери свexодной скоростью (последнюю для последней ступени ЦНД)

→ Чтобы правильно определить относительный кпд на рабочих лопатках при течении влажного пара, следует сначала определить относительный кпд на рабочих лопатках при течении перегретого пара.

Углы $\alpha_{1э\phi}, \beta_{2э\phi}$ равны значениям, найденным выше.

Вычисляем ряд величин при течении перегретого пара.

Коэффициент потерь энергии для сопел

$$\varphi'' = \sqrt{1 - \zeta_c''}$$

где $\zeta_c'' = \zeta_c^{nn} K_{M1} K_{\alpha1} K_{Rel} \dots$ коэффициент скорости для сопел

Действительная скорость истечения перегретого пара из

$$C_1^{nn} = \varphi'' C_{1t}''$$

Строим входной треугольник скоростей, причем влияние влажности на угол выхода потока из сопел не учитываем, из треугольника находим

$$\beta_1^{nn}, w_1^{nn}.$$

Определяем

$$w_{2t}^{nn} = \sqrt{2H_{0p} 10^3 + (w_1^{nn})^2}.$$

Определяем коэффициент потерь энергии для рабочих лопаток при течении перегретого пара

$$\zeta_p'' = \zeta_p^{nn} K_{M2} K_{Re2} K_{\beta2}.$$

Скоростной коэффициент рабочих лопаток при течении перегретого пара

$$\psi'' = \sqrt{1 - \zeta_p''}.$$

Действительная относительная скорость истечения перегретого пара с рабочих лопаток

$$w_2^{nn} = \psi'' w_2''.$$

Потеря в соплах при течении перегретого пара

$$\Delta H_c^{nn} = \zeta_c'' \bar{H}_{0c} \text{ кДж/кг.}$$

Потеря на рабочих лопатках при течении перегретого пара

$$\Delta H_p^{nn} = \zeta_p'' \left(H_{0p} + \frac{(w_1^{nn})^2}{2000} \right) \text{ кДж/кг.}$$

Строим выходной треугольник скоростей, из него находим c_2^{nn}, α_2^{nn} , определяем $\eta_{ол}^{nn}$ двумя методами

$$\eta_{ол}^{nn} = \frac{E_0^{nn} - \Delta H_c^{nn} - H_p^{nn} - (1 - \chi_{вс}) \Delta H_{вс}^{nn}}{\bar{H}_0 - \chi_{вс} \Delta H_{вс}^{nn}},$$

$$\eta_{ол}^{nn} = \frac{2u(c_1^{nn} \cos \alpha_1^{nn} + c_2^{nn} \cos \alpha_2^{nn})}{(c_{\phi}^{nn})^2}.$$

Допустимо расхождение двух значений КПД не более 2% (относительных).

$$\Delta H_{вс}^{nn} = \frac{(c_2^{nn})^2}{2000}, \text{ кДж/кг},$$

$$E_0^{nn} = \bar{H}_0 - \chi_{вс} \Delta H_{вс}^{nn}, \text{ кДж/кг},$$

$$c_{\phi}^{nn} = 44,7 \sqrt{E_0^{nn}},$$

где $[E_0^{ii}]$ в кДж/кг.

$$\eta_{ол}^{вл} = \eta_{ол}^{нн} \left[1 - 2 \frac{u}{C_{\phi}} (K_1 y_0 + K_2 \Delta y) \right],$$

$K_1 = f(\rho_{ср}, \lambda)$, определяется по рис. 5.12.

Δy - приращение влажности пара в процессе расширения его в ступени,

$$K_2 = 0,35;$$

$$C_{\phi} = 44,7 \sqrt{E_0};$$

$$E_0 = \bar{H}_0 - \chi_{вс} \frac{C_2^2}{2000} \text{кДж/кг};$$

C_2 из треугольников для влажного пара.

Относительная потеря от влажности для ступени

$$\xi_{вл} = \frac{\Delta H_{вл}}{E_0} = \eta_{ол}^{нн} - \eta_{ол}^{вл}.$$

Потеря от влажности в ступени в тепловых единицах

$$\Delta H_{\text{вл}} = \xi_{\text{вл}} E_0.$$

Относительная потеря через диафрагменное уплотнение

$$\xi_{\text{вл}} = \frac{\Delta H_{\text{вл}}}{E_0} = \frac{\mu_y F_y K_y}{\mu_y F_1 \sqrt{z_y}} \eta_{\text{оп}}^{\text{вл}}.$$

μ_y по рис. 5.13;

K_y по рис. 5.14 при гладком вале, при наличии гребешков на валу равен 1;

$$F_y = \pi \delta_y d_y, \text{ м}^2;$$

где δ_y - зазор между гребешком и ступицей диска (или валом), м;

d_y - диаметр ступицы (вала) под уплотнением, м.

$F_1 = \pi d_1 l_1 \sin \alpha_{1\text{э}\phi}$ - выходная площадь сопел в плоскости, перпендикулярной оси потока;

z_y - число гребней в уплотнении.

Здесь степень парциальности равна 1.

Потеря через диафрагменное уплотнение в тепловых единицах

$$\Delta H_{\partial y} = \xi_{\partial y} E_0, \quad \text{кДж/кг.}$$

Утечка над бандажом в относительных единицах

$$\xi_{ny} = \frac{\pi d_n \delta_{\text{экс}}}{F_1} \eta_{\text{ол}}^{\text{вл}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{в}}}{1 - \rho_{\text{сп}}}}$$

$$\xi_{ny} = \frac{\Delta H_{ny}}{E_0}$$

$$\rho_{\text{в}} = 1 - (1 - \rho_{\text{к}}) \left(\frac{d_{\text{к}}}{d_{\text{в}}} \right)^{1,8}$$

$$\delta_{\text{экс}} = \left[\frac{4}{(\delta_a^n)^2} + \frac{1,5 z_r}{\delta_r^2} \right]^{-0,5} .$$

При отсутствии бандажей на вершине лопатки

$$\xi_{\partial y} = 1,5 \frac{\mu_y \pi d_e \delta_r}{F_1} \eta_{ол}^{вл} \sqrt{\frac{\rho_e}{1 - \rho_{ср}}}$$

Потери на трение диска в паре

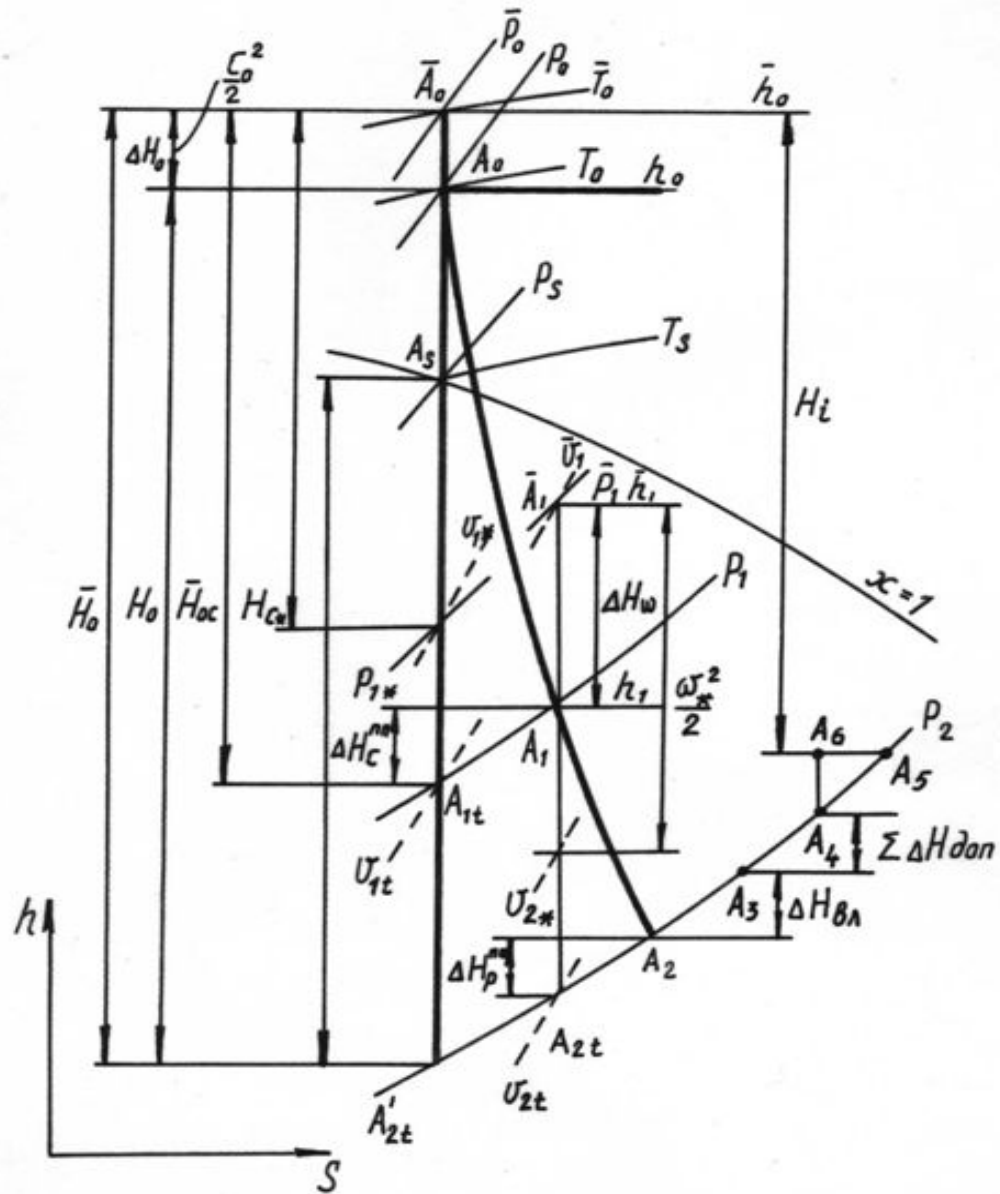
$$\xi_{тр} = \frac{\Delta H_{тр}}{E_0} = 0,5 \times 10^{-3} \frac{d_0^2}{F_1} \left(\frac{u}{c_\phi} \right)^3$$

$$\sum \Delta H_{дон} = (\Delta H_{\partial y} + \Delta H_{ny} + \Delta H_{тр}) = (\xi_{\partial y} + \xi_{ny} + \xi_{тр}) \times E_0, \text{ кДж./кг.}$$

$$\eta_{oi}^{вл} = \eta_{ол}^{вл} - (\xi_{\partial y} + \xi_{ny} + \xi_{тр})$$

$$H_i = E_0 \eta_{oi}^{вл}, \text{ кДж./кг.}$$

$$P_i = G_0 H_i, \text{ кВт.}$$



При расчете второй ступени следует проследить за расходом.

Когда из точки окончания действительного процесса расширения пара в 1-й ступени проектируемого цилиндра отложите расчетный теплоперепад второй ступени (берете его из таблицы машинного расчета), то обратите внимание не пересекает ли этот теплоперепад изобара отбора. Значения давлений в отборах даны в задании.

Если пересекает, то в реальных условиях отбор следует осуществлять или перед ступенью, или за ступенью, давление в отборе несколько изменится (расход пара на турбину не пересчитывать). Если отбор осуществлять перед 2-й ступенью, то расход пара на 2-ю ступень будет равен

$$G_{расх2} = G_{расх1} - \frac{G_{отбi}}{Z_{потоковцилиндра}},$$

причем для ЦВД, ЦСД число потоков или 2, или 1 (смотреть на прототип), для ЦНД число потоков равно числу потоков части низкого давления при определении предельной мощности.

Если отбор переносится за 2-ю ступень, то расход через 2-ю ступень равен расходу через 1-ю. Если изобара отбора вообще не пересекает теоретический процесс 2-й ступени, то расходы 1-й и 2-й ступеней одинаковы. Если после расчета 1-й ступени обнаружится, что изобара отбора пересекала процесс в 1-й (это может наблюдаться в ЦНД), то отбор осуществляют за 1-й ступенью, расход 2-й ступени будет меньше. Как он определяется показано выше.

Определим на изобаре p_2 (изобаре давления за рабочими лопатками 1-й ступени) точку A_{02} , из которой начнется действительный процесс расширения пара во 2-й ступени, эта точка характеризует статические параметры пара перед соплами 2-й ступени.

Энтальпия в этой точке

$$h_{A_{02}} = \chi_0 \Delta H_0 + h_0 - \bar{H}_{0c} + \Delta H_c^{m} - H_{0p} +$$

$$\Delta H_p^m + \Delta H_{сл} + \Delta H_{дy} + \Delta H_{ny} +$$

$$\Delta H_{mp} + (1 - \chi_{ec}) \Delta H_{ec}$$

h_0 -энтальпия статических параметров перед соплами 1-й ступени цилиндра, (в точке A_0 на рис. 5.1 пособия). Все остальные буквы пояснены выше.

Высота сопла 2-й ступени l_{12} найдется так

$$l_{12} = 2\left(\frac{l_2}{2} + \Delta_{\kappa} + \Delta r\right),$$

где l_2 - выходная высота рабочей лопатки 1-й ступени, Δ_{κ} - корневая перекрышка (по табл. 5.3 пособия),

$$\Delta r = \frac{d_0^{II} - d_0^I}{2}.$$

d_0^I, d_0^{II} - средние диаметры, соответственно, 1-й и 2-й ступеней, берутся из таблицы машинного расчета, для проверки плавности раскрытия проточной части необходимо вычертить в масштабе проточную часть 1-й ступени и сопла 2-й ступени, соблюдая в масштабе разницу средних радиусов ступеней.

Особенности стыковки проточных частей 1-й и 2-й ступеней см. в метод. указаниях к выполнению курсового проекта. Далее порядок расчета аналогичен порядку расчета 1-й ступени, определяется λ , степень реактивности на среднем диаметре 2-й ступени и т.д.

Следует помнить, что скорость входа потока в сопла - это c_2 1-й ступени, угол входа в сопла 2-й ступени это α_2 1-й ступени.

Примечание 1. При расчете ступени, работающей в области перегретого пара, порядок расчета тот же, исключаются все поправки, связанные с влажностью

Примечание 2. При расчете ступени, на входе в которую пар перегретый а на выходе влажный, следует прочесть параграф 5.3 пособия, где указано, куда и как учитывается влияние влажности.

Приближенный расчет промежуточных ступеней

Точку окончания действительного процесса расширения пара во 2-й ступени A_{κ}^{II} определяют аналогично, как для 1-й

Из этой точки вниз по вертикали в диаграмме $h-s$ откладываем расчетный располагаемый теплоперепад 3-й ступени H_0^{III} (таблицы машинного расчета), точка A_{2t}^{III} - окончание теоретического расширения пара в 3-й ступени.

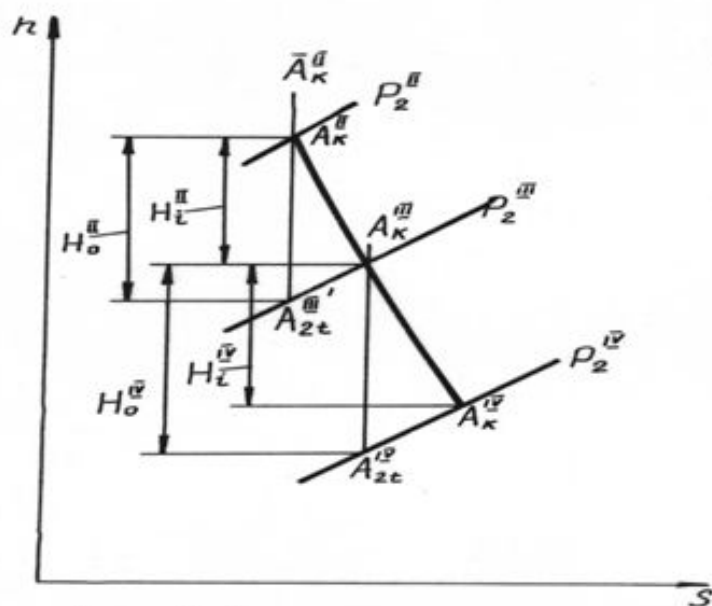


Рис. 6.1.

Уточняем расход пара через 3-ю ступень $G_{ст}^{III}$ (по аналогии со 2-й). Определяем средний геометрический удельный объем

$$v_{cp} = \sqrt{v_{к}^{II} v_{2t}^{III}}, \quad v_{к}^{II}, v_{2t}^{III} - \text{удельные объемы в точках, соответственно, } A_{к}^{II}, A_{2t}^{III}.$$
 Находим в зависимости от произведения $G_{ст}^{III} v_{cp}$ по графику относительный внутренний к.п.д. 3-й ступени при течении перегретого пара η_{oi3}^{nn}

Если ступень работает в области влажного пара, то найденный к.п.д. умножается на коэффициент

$$k_{вл} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{вy}) \frac{y_{к}^{II} + y_{2t}^{III}}{2},$$

где $y_{к}^{II}, y_{2t}^{III}$ влажности пара в точках, соответственно, } $A_{к}^{II}, A_{2t}^{III}$.

$$\eta_{oi3}^{вл} = \eta_{oi3}^{nn} k_{вл}.$$

Действительно использованный теплоперепад 3-й ступени

$$H_i^{III} = H_0^{III} \eta_{oi3}^{en}$$

Из точки A_{κ}^{II} вниз по вертикали откладываем H_i^{III} и на изобаре p_2^{III} (изобара давления за рабочими лопатками 3-й ступени, она проходит через точку A_{2t}^{III}) находим точку окончания действительного процесса расширения пара в 3-й ступени A_{κ}^{III} .

$A_{\kappa}^{II} - A_{\kappa}^{III}$ -приблизненно построенный действительный процесс расширения пара в 3-й ступени. Внутренняя мощность 3-й ступени

$$P_i^{III} = G_{cm}^{III} H_i^{III}.$$

Начиная из точки A_{κ}^{III} , аналогично строится процесс в 4-й ступени. Так поступают до последней ступени, определяют параметры перед ней. Отложив располагаемый теплоперепад последней, проверяют попадет ли окончание процесса в цилиндре с изобарой давления на выхлопе цилиндра.

При отсутствии совпадения корректируют теплоперепады ступеней (с третьей ступени и далее) добиваясь окончания процесса в цилиндре на изобаре выхлопа. Приближенный расчет ступеней корректируют.

3. Расчет показателя тепловой экономичности турбоустановки

Первоначально определяем внутреннюю мощность проектируемого цилиндра.

При однопоточном цилиндре она равна сумме внутренних мощностей ступеней.

При двухпоточном цилиндре определяю сначала внутреннюю мощность одного потока – она равна сумме внутренних мощностей рассчитанных ступеней, внутренняя мощность цилиндра равна удвоенной мощности потока.

Внутреннюю мощность всей турбины определяют так.

При расчете ЦВД берут его внутреннюю мощность на основании расчета ступеней, мощность остальных цилиндров определяют на основании определения внутренней мощности из расчетов предыдущего семестра, беря мощности соответствующих отсеков (без умножения на к.п.д. генератора и к.п.д. механического).

Затем определяется внутренняя мощность всей турбины как сумма внутренних мощностей всех цилиндров.

При расчете ЦСД поступают аналогично.

При расчете ЦНД определяется внутренняя мощность одного 2-х поточного ЦНД на основании расчета ступеней, затем определяется мощность всех ЦНД, внутренние мощности ЦВД, ЦСД определяются на основании расчетов предыдущего семестра, затем определяется внутренняя мощность всей турбины N_i

Электрическая мощность турбины

$$N_{\text{э}} = N_i \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{г}}, \eta_{\text{м}}$ - к.п.д., соответственно, генератора, механический.

Мощность идеальной турбины N_0 определяется аналогично мощности электрической в предыдущем семестре, только необходимо убрать $\eta_z, \eta_{\text{м}}$, и энтальпии отборов брать на теоретическом процессе, спускаясь по изобаре отбора до теоретического процесса (в ЦВД – это вертикальная линия, проходящая через точку A_0 , для ЦНД, а для ЦСД и ЦНД – это вертикальная линия, проходящая через точку, характеризующая состояние пара после промперегрева – точка A_{02} на рис. 3.2 пособия -, до изобары давления пара в конденсаторе p_k , расходы пара в отборы определены в предыдущем семестре.

Термический к.п.д. турбоустановки

Для турбоустановки, работающей на влажном паре

$$\eta_t = \frac{N_0}{(G_0^m + G_{\text{см2}})(h_0^m - h_{\text{не}})}$$

где $[N_0] = \text{кВт}$.

G_0^m - расход пара на турбину, кг/с, определен в предыдущем семестре;

$G_{cm2} = \alpha_{cm2} G_0^m$ кг/с, расход свежего пара на 2-ю ступень промперегрева при 2-х ступенчатом промперегреве, или расход свежего пара на промперегрев при одноступенчатом промперегреве, α_{cm2} на стр. 23 – 24 пособия;

h_0^m - энтальпия свежего пара перед ЦВД (на основании построения прцесса в прошлом семестре), кДж/кг.

$h_{нс}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг, определяется так,
Давление в регенеративном подогревателе перед парогенератором (2-х, 3-х контурные схемы)

$$P_{под1} = 0,95 P_{отбора1},$$

где $P_{отбора1}$ дан в задании,

По $P_{под1}$ определяем температуру насыщения t_{s1} и температуру
питательной воды $t_{нс} = t_{s1} - 5$;

Давление питательной воды определяем

$$\text{как } p_{нв}^m = (1,4 - 1,5) p_0^m,$$

где p_0^m - давление пара перед ЦВД, дано в задании;

Энтальпию питательной воды определяем как

$$h_{нв} = f(p_{нв}, t_{нв}) \text{ по таблицам.}$$

При одноконтурной схеме в применяемых схемах питательная вода идет в реактор после деаэратора, т.е. энтальпия питательной в курсовом проекте приближенно может быть принята энтальпии кипящей воды при давлении в деаэраторе, при более точных расчетах следует учитывать повышение энтальпии в питательном насосе.

Для турбоустановки, работающей на перегретом паре типа К-210-12,75 термический к.п.д. запишется так

$$\eta_t = \frac{N_0}{G_0^m (h_0^m - h_{нв}) + G_{нн} (h_{нн2} - h_{нн1})},$$

G_{m2} - расход пара через промперегреватель, кг/с.

h_{m1}, h_{m2} - энтальпии пара, соответственно, перед и за промперегревателем, кДж/кг.

Относительный внутренний к.п.д. турбины

$$\eta_{0i} = \frac{N_i}{N_0}.$$

Абсолютный внутренний к.п.д. турбинной установки

$$\eta_i = \frac{N_i}{(G_0^m + G_{cm2})(h_0^m - h_{ng})}.$$

Для турбоустановки типа К-210-12,75

$$\eta_i = \frac{N_i}{G_0^m (h_0^m - h_{нв}) + G_{нн} (h_{нн2} - h_{нн1})}$$

Эффективная мощность турбины

$$N_e = N_i \eta_m$$

Относительный эффективный к.п.д. турбины

$$\eta_{0e} = \frac{N_e}{N_0}$$

Абсолютный эффективный к.п.д. турбоустановки

$$\eta_e = \frac{N_e}{(G_0^m + G_{срм2})(h_0^m - h_{нс})},$$

Для турбоустановки типа К-210-12,75

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_0^m (h_0^m - h_{нс}) + G_{срм} (h_{срм2} - h_{срм1})}.$$

Электрическая мощность турбины

$$N_{э} = N_e \eta_{э}.$$

Относительный электрический к.п.д. турбины

$$\eta_{0э} = \frac{N_{э}}{N_0}.$$

Абсолютный электрический к.п.д. турбоустановки

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{(G_0^m + G_{\text{снн}2})(h_0^m - h_{\text{не}})},$$

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{G_0^m(h_0^m - h_{\text{не}}) + G_{\text{нн}}(h_{\text{нн}2} - h_{\text{нн}1})}$$

Удельный расход пара, кг/кВтч,

$$d_{\text{э}} = \frac{3600(G_0^m + G_{\text{снн}2})}{N_{\text{э}}}$$

где $[N_{\text{э}}] = \text{кВт}$.

Для турбоустановки типа К-210-12,75

$$d_{\text{э}} = \frac{3600 G_0^m}{N_{\text{э}}} \text{ кг/кВтч.}$$

Удельный расход тепла

$$q_{\text{э}} = d_{\text{э}} (h_0^m - h_{\text{нв}}), \text{ кДж/кВтч.}$$

Для турбоустановки типа К210-12,75

$$q_{\text{э}} = d_{\text{э}} (h_0^m - h_{\text{нв}}) + d_{\text{пр}} (h_{\text{пр}2} - h_{\text{пр}1}), \text{ кДж/кВтч.}$$

где $d_{\text{пр}} = \frac{3600 G_{\text{пр}}}{N_{\text{э}}}$ - удельный расход пара через промперегреватель. кг/кВтч.

Удельный расход тепла можно определить и так

$$q_3 = \frac{3600}{\eta_3} \cdot \text{кДж/кВтч.}$$

Для проверки правильности ведения расчета удельный расход тепла следует определять по обеим формулам

В системе СИ d_3, q_3 студент определяет самостоятельно.