РЫБИНСКОЕ ОРДЕНА "ЗНАК ПОЧЕТА" УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ В.И. КАЛАШНИКОВА-ФИЛИАЛ ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "ВОЛЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБОАГРЕГАТОВ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ»

РЫБИНСК
2026

Содержание

	Введение…….....	4
1.	Расчет конденсационной турбины …….	4
1.1.	Исходные данные……	4
1.2.	Расчетные параметры……...	5
1.3.	Оценка диаметров, числа ступеней и распределение теплоперепадов по ступеням цилиндра турбины……..	8
2.	Пример расчета ступени турбины (активной)……...	24
2.1.	Данные, необходимые для расчета ступени турбины……..	24
2.2.	Порядок расчета ступени (пример для активной)……	25
2.3.	Построение профилей решеток и проточной части ступени…….....	34
3.	Пример расчета ступени турбины (реактивной)……...	43
3.1.	Данные, необходимые для расчета реактивной ступени турбины ……	43
3.2.	Порядок расчета ступени (пример для реактивной ступени) ……	44
3.3.	Построение профилей решеток и проточной части ступени (реактивной) …….	54
4.	Расчет конденсатора турбины ……	62
5.	Пример расчета турбины с дроссельным регулированием .	68
5.1.	Расчетные параметры ……	68
5.2.	Пример расчета числа ступеней, диаметров и теплоперепадов по ступеням цилиндра низкого давления ……..	70
5.3.	Построение проточной части ЦНД ……	73
5.4.	Определение аэродинамических характеристик ступени ...	74
6.	Определение геометрии конденсатора турбины …….	82
	Список литературы ……	85
	Приложение …….....	86

Введение

Современные паровые и газовые турбины являются основными двигателями тепловых и атомных электростанций, значение которых для энергетики определяется всё возрастающими потребностями страны в электроэнергии [1].

В настоящее время доля выработки электроэнергии с использованием турбин на ТЭС и АЭС составляет 83…85% от всей вырабатываемой электроэнергии. Паровые турбины позволяют осуществлять совместную выработку электрической энергии и теплоты, что повышает степень полезного использования теплоты органического и ядерного топлива.

Все крупные паровые турбины для энергетики и других отраслей народного хозяйства выполняют многоступенчатыми [2, 3].

Студенты, выполнив расчет многоступенчатой конденсационной турбины, получат навыки при решении задач по проектированию и разработке паровых турбин, ТЭС, ТЭЦ и АЭС в целом.

1. РАСЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

1.1. Исходные данные

Таблица 1.1

№	Название	Обозначение	Значение
1.	Номинальная электрическая мощность	$N_э$	100000 кВт
2.	Частота вращения ротора	n	50 $с^{-1}$
3.	Давление свежего пара перед регулирующими клапанами	p_0	23,5 МПа
4.	Температура пара перед регулирующими клапанами	t_0	560° С
5.	Температура пароперегрева после первого цилиндра высокого давления (ЦВД)	$t_{пп} = t_0 \pm (10 \div 20)^\circ C$	
6.	Потери давления в регулирующих клапанах	$\Delta p_{р.к} = 0{,}05 \cdot p_0$	1,17 МПа
7.	Давление пара за ЦВД перед пароперегревом	$p_1 = (0{,}2 \div 0{,}3) p_0$	5,88 МПа
8.	Потери давления в пароперегревателе	$\Delta p_{пп} = (0{,}03 \div 0{,}1) p_1$	0,38 МПа
9.	Давление отработавшего пара	$p_к$	3,4 кПа

Окончание табл. 1.1

10.	Температура питательной воды перед котлом	$t_{\text{п.в}}$	270° С
11.	Относительный внутренний КПД ЦВД	$\eta_{oi}^{\text{ЦВД}} = (0{,}85 \div 0{,}9)$	0,88
12.	Относительный внутренний КПД цилиндра среднего давления (ЦСД)	$\eta_{oi}^{\text{ЦСД}} = (0{,}9 \div 0{,}93)$	0,915
13.	Относительный внутренний КПД цилиндров низкого давления (ЦНД) с учетом влажности пара	$\eta_{oi}^{\text{ЦНД}} = (0{,}75 \div 0{,}8)$	0,78
14.	Механический КПД турбины	$\eta_{\text{м}}$	0,995
15.	КПД электрогенератора	$\eta_{\text{э.г}}$	0,98
16.	Абсолютный внутренний КПД установки без регенерации	η_i	0,415
17.	Абсолютный внутренний КПД установки с регенерацией	$\eta_{i\text{р}} = 0{,}46$	0,46
18.	Давление пара за ЦСД	$p_2 = 0{,}1 \cdot p_1$	0,59 МПа
19.	Потери давления в паропроводе между ЦСД и ЦНД	$\Delta p_2 = 0{,}02 \cdot p_2$	0,012 МПа

1.2. Расчетные параметры

Давление за регулирующими клапанами перед ЦВД (рис. 1.1):

$$p_0' = p_0 - \Delta p_{\text{р.к}} \ . \qquad (1.1)$$

Давление пара за ЦВД на входе в пароперегреватель:

$$p_1 = (0{,}1 \div 0{,}25)\, p_0 \ . \qquad (1.2)$$

Давление пара за пароперегревателем:

$$p_{\text{ПП}} = p_1 - \Delta p_{\text{пп}} . \qquad (1.3)$$

Энтальпия пара h_0 перед турбиной определяется по p_0 и t_0 из диаграммы h-s или из таблиц для пара.

Располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{ЦВД}}$ для ЦВД определяется либо по вертикальной изоэнтропе в интервале давлений p_0 - p_1, либо по формуле для перегретого пара:

$$H_0^{\text{ЦВД}} = \frac{k}{k-1}\, p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0'} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \qquad (1.4)$$

где k=1,3; v_0 – удельный объем свежего пара (по p_0 и t_0).

Действительный теплоперепад $H_i^{\text{ЦВД}}$ в ЦВД определится как:

$$H_i^{\text{ЦВД}} = H_0^{\text{ЦВД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦВД}} = L_{\text{т}}^{\text{ЦВД}}. \quad (1.5)$$

Энтальпия пара h_1 за ЦВД:

$$h_1 = h_0 - H_i^{\text{ЦВД}}. \quad (1.6)$$

Давление пара на входе в ЦНД:

$$p_2' = p_2 - \Delta p_2. \quad (1.7)$$

Располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{ЦСД}}$ для ЦСД определяется по отрезку изоэнтропы в интервале изобар $p_{\text{пп}} - p_2$ от $t_{\text{пп}}$, где энтальпия $h_{\text{пп}}$ (или по (1.4)) [5].

Действительный теплоперепад $H_i^{\text{ЦСД}}$ определится как:

$$H_i^{\text{ЦСД}} = H_0^{\text{ЦСД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦСД}} = L_{\text{т}}^{\text{ЦСД}}. \quad (1.8)$$

Энтальпия пара h_2 за ЦСД (или на входе в ЦНД):

$$h_2 = h_{\text{пп}} - H_i^{\text{ЦСД}}. \quad (1.9)$$

Располагаемый теплоперепад $H_0^{\text{ЦНД}}$ для ЦНД определяется по отрезку изоэнтропы в интервале изобар $p_2' - p_{\text{к}}$ от уровня h_2.

Действительный теплоперепад $H_i^{\text{ЦНД}}$ определится как:

$$H_i^{\text{ЦНД}} = H_0^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЦНД}} = L_{\text{т}}^{\text{ЦНД}}. \quad (1.10)$$

Энтальпия пара $h_{\text{к}}$ за турбиной на входе в конденсатор:

$$h_{\text{к}} = h_2 - H_i^{\text{ЦНД}}. \quad (1.11)$$

Энтальпия пара $h_{\text{пп}}$ на выходе из пароперегревателя определится по $t_{\text{пп}}$ и $p_{\text{пп}}$ из диаграммы h-s или из таблиц для пара.

Энтальпия питательной воды на входе в котел:

$$h_{\text{пв}} = t_{\text{пв}} \cdot c_p, \quad (1.12)$$

где $c_p = 4{,}19 \dfrac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоёмкость воды.

Приведенный используемый теплоперепад в турбине:

$$\overline{H}_i = \eta_{i\text{р}}\left[(h_0 - h_{\text{пв}}) + (h_{\text{пп}} - h_1)\right]. \quad (1.13)$$

Расход пара в первую ступень турбины:

$$G = \frac{N_{\text{э}}}{\overline{H}_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{э.г.}}}. \quad (1.14)$$

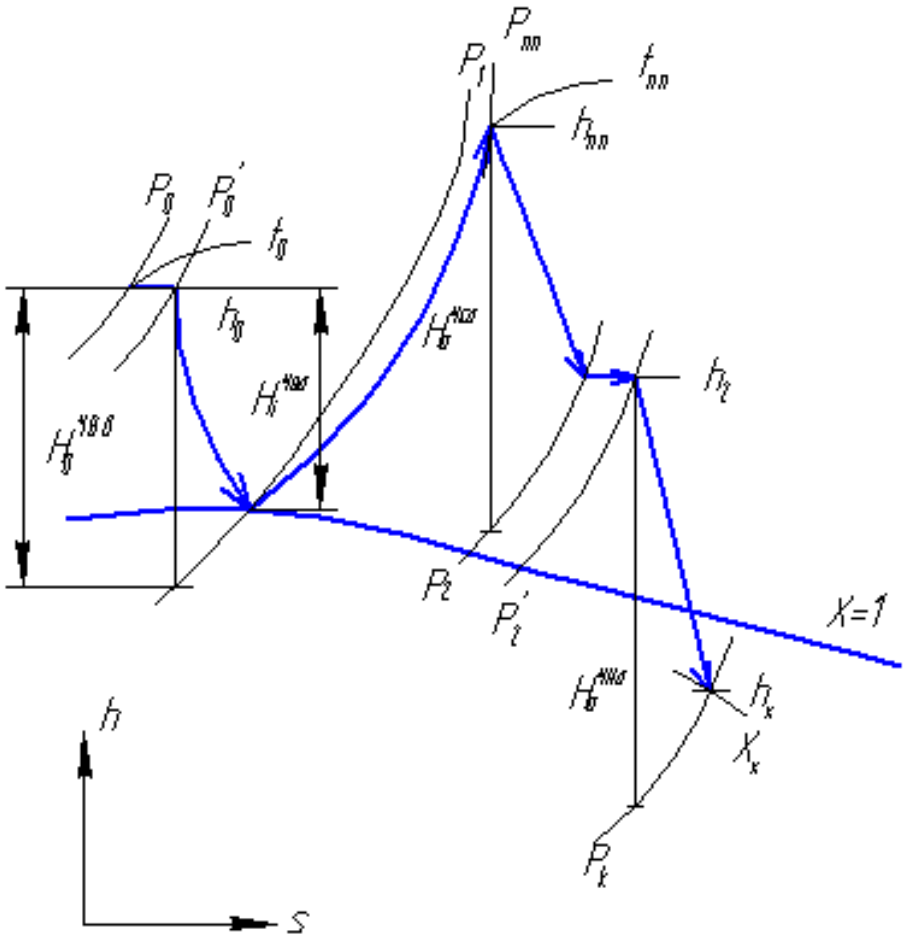


Рис. 1.1

Расход пара через конденсатор:

$$G_{\text{к}} = \frac{N_{\text{э}}}{(h_{\text{к}} - i'_{\text{к}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{э.г.}}} \left(\frac{1}{\eta_{i\text{p}}} - 1 \right), \qquad (1.15)$$

где $i'_{\text{к}} = t'_{\text{к}} \cdot c_p \dfrac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора при температуре $t'_{\text{к}}$, переохлажденного относительно температуры насыщения $t_{\text{н}}$ на $(0 \div 5)^{\text{o}}\text{C}$, т.е.

$$t'_{\text{к}} = t_{\text{н}} - (0 \div 5)^{\text{o}}\text{C}. \qquad (1.16)$$

Здесь $t_{\text{н}}$ соответствует давлению $p_{\text{к}}$ в конце расширения пара.

Переохлаждение связано с изменением соотношения между парциальными давлениями пара и воздуха в конденсаторе.

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

После построения процесса в $h-s$ диаграмме (рис. 1.1) проводят детальный расчет тепловой схемы паротурбинной установки последовательно по цилиндрам.

Сначала определяются размеры рабочей решетки последней (z-ой) ступени цилиндра – средний диаметр d_z и высота рабочих лопаток l_z на основе уравнения неразрывности, записанного для выходного сечения рабочих лопаток, перпендикулярного оси ротора:

$$\Omega = \pi d_z l_z = \frac{G_к v_к}{c_2 \sin \alpha_2} , \qquad (1.17)$$

где $\alpha_2 \cong 90^o$ – угол выхода пара из рабочей решетки;

$G_к$ – расход пара в конденсатор;

$v_к$ – удельный объем пара, выбираемый из предварительного построения h-s диаграммы;

c_2 – выходная скорость из последней ступени. Обычно принимают потери с выходной скоростью в пределах: $\frac{c_2^2}{2} = 20 \div 40 \left[\frac{кДж}{кг} \right]$, откуда находят c_2 .

Определив выходную площадь Ω, сравнивают ее с предельно допустимым $\Omega_{пред}$ = 11 м^2. Если Ω существенно превышает 11 м^2, то приходится выполнять турбину с несколькими цилиндрами ЦНД.

Средний диаметр последней ступени турбины определится по формуле (рис. 1.2):

$$d_z = \sqrt{\frac{\Omega \cdot \theta}{i \cdot \pi}} , \qquad (1.18)$$

где i – число цилиндров (потоков) ЦНД, а $\theta = \frac{d_z}{\ell_z}$ – принимается для турбин большой мощности с несколькими цилиндрами равным 2,5÷3 и равным 3,5÷7 для однопоточных турбин небольшой мощности.

Высота рабочих лопаток последней ступени определится после выбора d_z как:

$$\ell_z = \frac{d_z}{\theta} . \qquad (1.19)$$

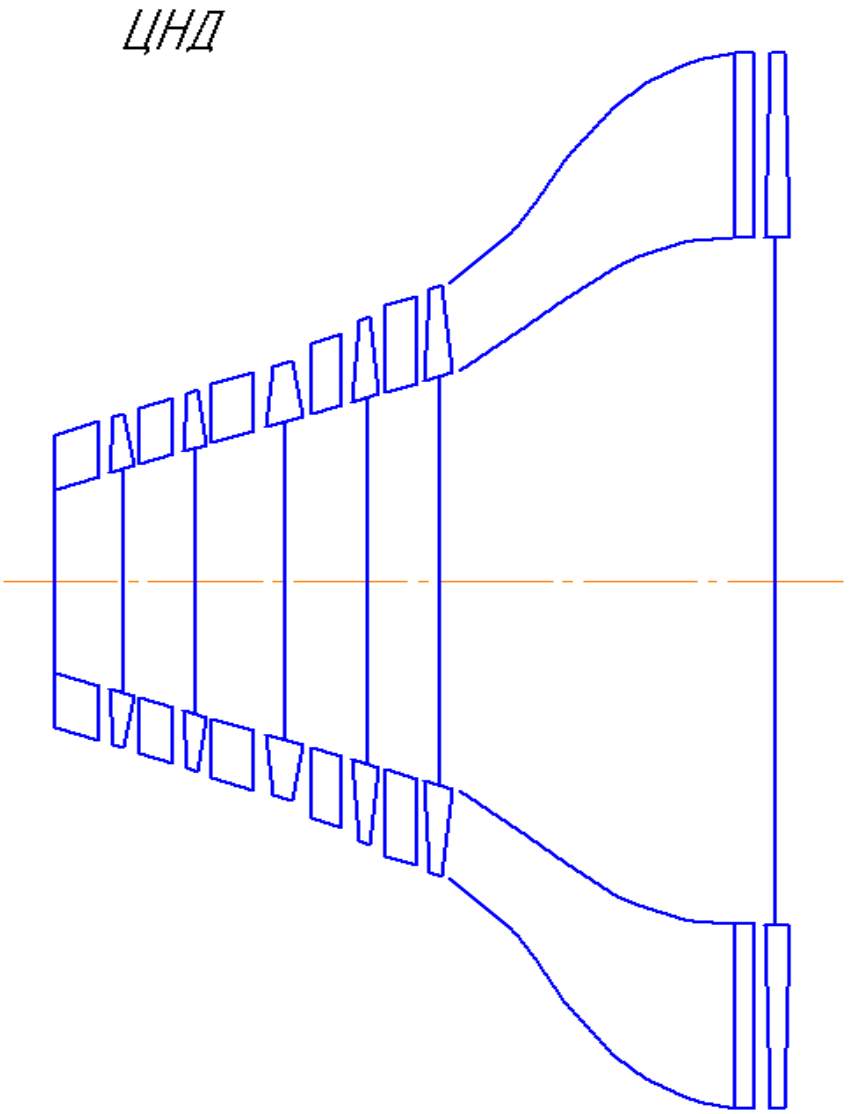


Рис. 1.2

Размеры первой не регулируемой активной ступени, следующей за регулирующей, определяются так же, как и для последней, на основании уравнения неразрывности, записанного для сечений на выходе из сопловой решетки (горло O_1)

$$F_1 = O_1 \cdot \ell_1 z = \ell_1 t_1 \sin \alpha_{1Э} \frac{\pi d_1 e}{t_1} = \pi d_1 e \ell_1 \sin \alpha_{1Э}, \qquad (1.20)$$

откуда произведение парциальности e на высоту лопатки определится как

$$e\ell_1 = \frac{F_1}{\pi d_1 \sin \alpha_{1э}}, \qquad (1.21)$$

где F_1 можно выразить через расход и параметры пара формулой

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} \ , \qquad (1.22)$$

в которой теоретическая скорость на выходе из сопел

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho}, \quad c_{\text{ф}} = \sqrt{1-\rho}\,\frac{u}{x_{\text{ф}}} \ ; \qquad (1.23)$$

$$u = \pi d_1 n \ ; \qquad (1.24)$$

$$x_{\text{ф}} = \frac{u}{c_{\text{ф}}} \ ; \qquad (1.25)$$

средний диаметр первой ступени

$$d_1 = \frac{1}{\pi}\sqrt{\frac{G \cdot v_{1t} \cdot x_{\text{ф}}}{\mu_1 n \sqrt{1-\rho}\sin\alpha_{1\text{э}} e \ell_1}} \ , \qquad (1.26)$$

где

G – расход пара в первую ступень турбины;

n – частота вращения ротора;

v_{1t} – удельный объем пара на выходе из сопловой решетки первой нерегулируемой ступени, который определяется по ориентировочному теплоперепаду $H_{\text{ос}}^{I} = (30 \div 45)\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, откладываемому от точки, характеризующей состояние пара перед этой, рассчитываемой, нерегулируемой ступенью; $x_{\text{ф}} = \frac{u}{c_{\text{ф}}}$ – отношение окружной скорости u к фиктивной скорости адиабатного истечения $c_{\text{ф}}$.

Для активных ступеней $x_{\text{ф}}$ лежит в пределах 0,40÷0,52.

Высота лопаток ℓ_1 должна быть не менее 12÷14 мм.

Угол выхода из сопловой решетки $\alpha_{1\text{э}}$ выбирают небольшим, равным $11^{\text{o}} \div 12^{\text{o}}$;

ρ – степень реактивности для активной ступени выбирают в пределах 0,03÷0,07;

$\mu_1 = 0{,}96 \div 0{,}98$ – коэффициент расхода сопловой решётки.

Рассчитанное по формуле (1.26) значение d_1 должно лежать в пределах 0,8÷1 м. Этого добиваются методом последовательных приближений, меняя высоту лопаток ℓ_1 или вводя степень парциальности $e < 1$. Возможно ℓ_1 определить из (1.26), задавшись целесообразным $d_1 = 0{,}8 \div 1\,\text{м}$.

Расчет первой нерегулируемой ступени турбины реактивного типа отличается от расчета активной турбины тем, что минимальную высоту сопловых лопаток принимают повышенной, т.е. $\ell_1 \geq 20$ мм; ступень выполняется всегда с полным подводом пара ($e = 1$); угол выхода из сопел $\alpha_{1э} = 15 \div 18^\circ$; степень реактивности $\rho = 0{,}5$; отношение скоростей $x_ф = 0{,}56 \div 0{,}6$.

После определения размеров последней и первой ступеней турбины определяется число ступеней турбины и осуществляется разбивка располагаемого теплоперепада по ступеням. Для этого строят специальную диаграмму, выбирая отрезок a на оси абсцисс (рис. 1.3). В начале этого отрезка по оси ординат откладывают диаметр d_1 первой нерегулируемой ступени, а в конце отрезка – диаметр последней ступени турбины (или отсека проточной части турбины) d_z.

Проводится кривая диаметров между d_1 и d_z. 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 ростом удельных объемов пара и увеличением степеней реактивности.

На этой же диаграмме проводят кривую отношений скоростей $x_ф = \dfrac{u}{c_ф}$ для всех ступеней. Значения $x_ф$ назначают близкими к оптимальным из условия максимума относительного внутреннего КПД η_{oi} в пределах $x_ф = 0{,}4 \div 0{,}6$. Для части высокого давления обычно $x_ф$ принимают постоянным вдоль проточной части. Для частей среднего и низкого давления отношение $x_ф$ увеличивается от ступени к ступени.

Далее по значению выбранного среднего диаметра ступени и отношению скоростей оценивают располагаемый теплоперепад ступени

$$\overline{H}_0 = 0{,}5\left(\frac{u}{x_ф}\right)^2 = \frac{\pi^2 d^2 n^2}{2x_ф^2} \ . \qquad (1.27)$$

Для $n = 50\,\text{с}^{-1}$ формула (1.27) для располагаемого теплоперепада ступени по параметрам торможения преобразуется к виду

$$\overline{H}_0 = 12{,}3\left(\frac{d}{x_ф}\right)^2. \qquad (1.28)$$

Для разбивки общего располагаемого теплоперепада всех нерегулируемых ступеней по отдельным ступеням необходимо определить располагаемый теплоперепад по статическим параметрам

$$H_0 = \overline{H}_0 - \frac{c_0^2}{2}, \qquad (1.29)$$

где энергия предыдущей ступени $\frac{c_0^2}{2}$ обычно составляет 4%-8% от теплоперепада $\overline{H}_0$. Поэтому

$$H_0 = (0{,}92 \div 0{,}96)\overline{H}_0, \qquad (1.30)$$

причем коэффициенты перед $\overline{H}_0$ соответствуют: 0,92 – углу выхода из сопловой решетки $\alpha_{1э} = 16 \div 17^\circ$, а 0,96 – углу $\alpha_{1э} = 12^\circ$.

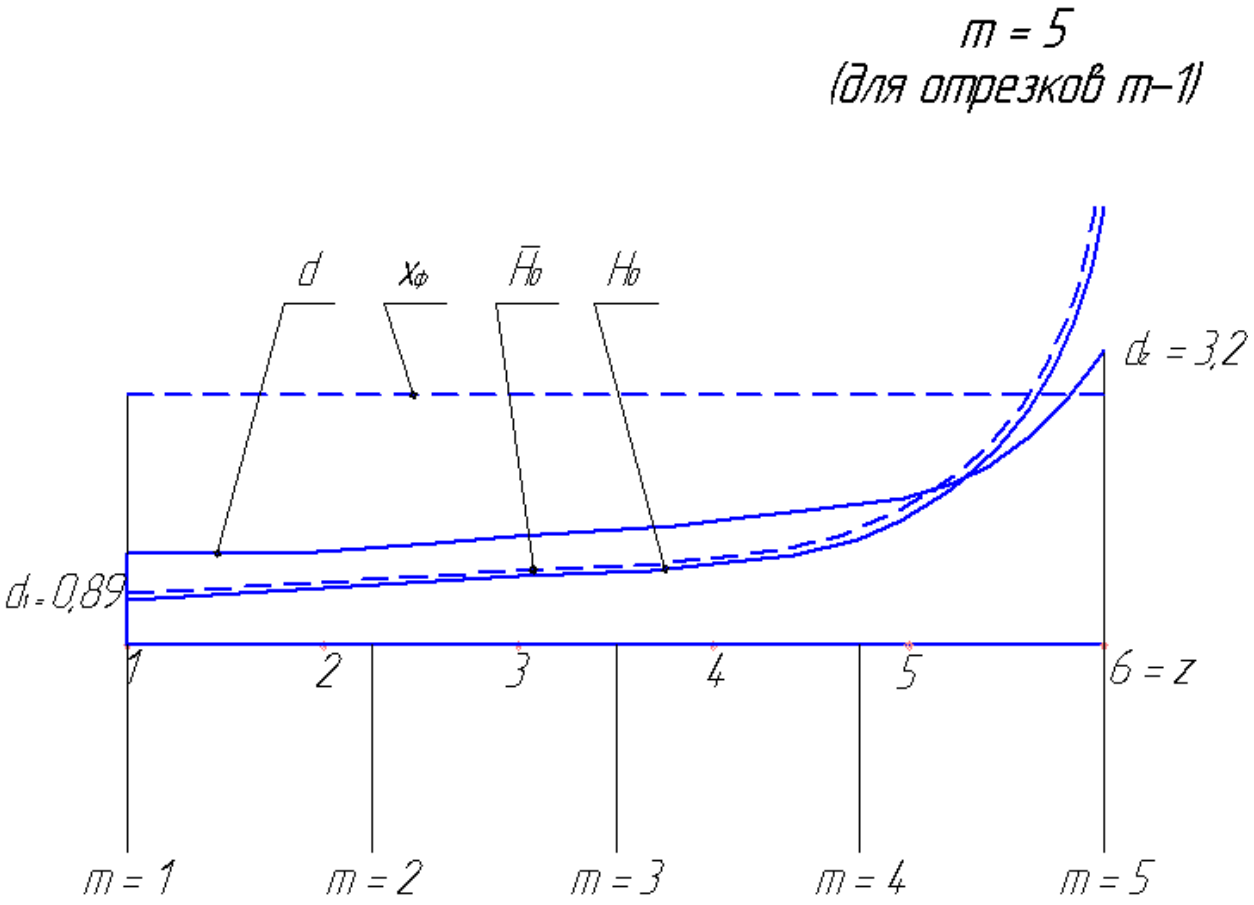


Рис. 1.3. Диаграмма для определения числа ступеней и распределения теплоперепада по ступеням

Так как в первой нерегулируемой ступени энергия выходной скорости в полости за регулирующей ступенью не используется, т.е. $\frac{c_0^2}{2} = 0$, то для этой ступени $H_0 = \overline{H}_0$. Это относится и к случаю дроссельного регулирования.

Таким образом, по значениям d и $x_ф$ можно из (1.27) и (1.30) определить располагаемые теплоперепады вдоль отрезка a для m сечений и нанести их линиями для $\overline{H}_0$ и H_0. Затем определяется среднеинтегральное значение $(H_0)_{ср}$ (площадь прямоугольника под линией $(H_0)_{ср}$ равна площади под кривой H_0) по формуле

$$(H)_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^{m}(H_0)_i}{m} . \qquad (1.31)$$

Число ступеней z определится по формуле

$$z = \frac{H_{0н}(1+q_t)}{(H_0)_{ср}} , \qquad (1.32)$$

где $H_{0н}$ – располагаемый теплоперепад всех нерегулируемых ступеней, определяемый по состоянию пара в камере регулирующей ступени (перед соплами первой нерегулируемой ступени) и давлению из выхлопного патрубка;

q_t – коэффициент возврата теплоты, который изменяется в пределах 0,02÷0,1 в зависимости от H_0 турбины, числа ее ступеней и ее КПД η_{oi}. Его можно определить по формуле

$$q_t = k_t(1-\eta_{oi})H_0\frac{z-1}{z} . \qquad (1.33)$$

Значение k_t равно $4{,}8\cdot10^{-4}$ для группы ступеней, работающих в области перегретого пара, $2{,}8\cdot10^{-4}$ – для группы ступеней, работающих в области влажного пара, $(3{,}2\div4{,}8)\cdot10^{-4}$ – для группы ступеней, часть которых работает в области перегретого пара, а часть – в области влажного (H_0 здесь в кДж/кг).

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 H_0' для каждой ступени. Затем уточняют значения теплопе-

репадов, для чего сумму $\sum_{i=1}^{z}(H_0')_i$ сравнивают со значением $H_{0н}(1+q_t)$. Разность их

$$\Delta = H_{0н}(1+q_t) - \sum_{i=1}^{z}(H_0')_i \qquad (1.34)$$

делят на число ступеней и отношение $\frac{\Delta}{z}$ добавляют к теплоперепаду $(H_0')_i$.

Таким образом, найдены значения теплоперепадов H_0 для всех z ступеней турбины.

Построение проточной части цилиндра турбины начинается с определения корневого диаметра для первой ступени $d_к = d_1 - \ell_1$.

Периферийный диаметр первой ступени

$$d_{п1} = d_1 + \ell_1. \qquad (1.35)$$

Для последней (z-ой) ступени

$$d_{кz} = d_z - l_z\ , \qquad (1.36)$$

$$d_{пz} = d_z + l_z\ . \qquad (1.37)$$

Наносятся средние диаметры в z сечениях по схеме проточной части в соответствии со вспомогательной диаграммой на отрезке $a\ (d_1, d_2\ , \ldots d_{z-1}, d_z)$.

Ширина каждой из z ступеней принимается порядка 150 мм, так как хорды стандартных профилей сопловых лопаток достигают 60 мм, а рабочих – 30 мм (см. Приложение, табл. П1.1). Кроме того, предусматриваются осевые зазоры.

Если имеет место большая разница в размерах диаметров предыдущей и последующей ступеней, то между этими ступенями предусматривается переходная полость.

После построения проточной части цилиндра турбины определяются аэродинамические характеристики ступеней. Для этого строятся треугольники скоростей по ступеням, начиная с первой ступени. Из предыдущего расчета для первой ступени цилиндра известны:

G – расход пара;

n – частота вращения ротора;

начальные параметры пара (обозначим здесь их с индексом 0):

p_0 – давление перед ступенью;

t_0 – температура перед ступенью;

h_0 – энтальпия перед ступенью (по p_0 и t_0);
c_0 – скорость пара на входе в сопловую решетку (для первой ступени она равна нулю практически, как и для ступени за полостью перехода);
α_0 – направление входа пара (для первой ступени $\alpha_0 = 90^o$);
d – средний диаметр;
ρ – степень реактивности;
$\left(\frac{u}{c_ф}\right) = x_ф$ – отношение окружной скорости к фиктивной скорости адиабатного истечения пара;
$\overline{H}_0$ – располагаемый теплоперепад ступени по параметрам торможения.

По этим известным параметрам определяются последовательно: окружная скорость на среднем диаметре

$$u = \pi d n, \tag{1.38}$$

энтальпия торможения (для первой ступени c_0=0)

$$\overline{h}_0 = h_0 + 0{,}5 c_0^2, \tag{1.39}$$

фиктивная скорость

$$c_ф = \frac{u}{u/c_ф}. \tag{1.40}$$

Уточняется располагаемый теплоперепад

$$\overline{H}_0 = 0{,}5 \cdot c_ф^2 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right] . \tag{1.41}$$

Теоретическая энтальпия на выходе из ступени

$$h_{2t} = \overline{h}_0 - \overline{H}_0. \tag{1.42}$$

Располагаемый перепад ступени $\overline{H}_0$ делится между сопловой и рабочей решеткой при помощи степени реактивности ρ. Для сопловой решетки

$$H_{0c} = (1-\rho)\overline{H}_0 , \tag{1.43}$$

для рабочей

$$H_{0р} = \rho \overline{H}_0 . \tag{1.44}$$

Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho}\ c_ф . \tag{1.45}$$

Для последующих расчетов необходимо по *h-s* диаграмме найти параметры пара в ступени.

Заторможенное давление перед ступенью $\bar{p}_0$ определяется по уровню $\bar{h}_0$ по вертикали от точки по статическим параметрам (h_0, p_0) на расстоянии

$$\frac{c_0^2}{2} = \bar{h}_0 - h_0. \qquad (1.46)$$

Давление за сопловой решеткой p_1 определяется по вертикали от $\bar{h}_0$ отложением $H_{0\text{с}}$, а давление за рабочей p_2 – отложением $H_{0\text{р}}$ до пересечения с искомой изобарой, где найдем удельный объем пара v_{2t}. Рассчитывается отношение давлений $\varepsilon_1 = p_1 / \bar{p}_0$ и сопоставляется с критическим 0,545 (для выбора формулы расчета площади на выходе из сопловой решетки F_1).

По принятому коэффициенту расхода $\mu_1 = 0{,}97$ определяется площадь на выходе из сопловой решетки F_1

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}, \qquad (1.47)$$

а по принятому $\alpha_{1\text{э}} = 15^\circ$ определяется высота лопатки для $e = 1$

$$\ell_1 = \frac{F_1}{\pi d_1 e \cdot \sin \alpha_{1\text{э}}}. \qquad (1.48)$$

Для выбора стандартного профиля сопловой решетки из табл. П1.1 предварительно определяется число Маха на выходе из нее

$$\text{M} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{k p_1 v_{1t}}} \qquad (1.49)$$

и по углу α_0 и углу $\alpha_{1\text{э}}$ выбирается решетка типа С, для которой известны значения:

b_1 – хорда профиля,

$\bar{t}_{1\text{opt}} = \dfrac{t_1}{b_1}$ – оптимальный относительный шаг лопатки.

Число сопловых лопаток вычисляется по формуле (округляется до целого)

$$z_{\text{с}} = \frac{\pi d_1}{b_1 \bar{t}_1}. \qquad (1.50)$$

Принимается толщина выходной кромки $\Delta_{кр} = 0{,}8$ мм и определяется относительная ее величина

$$\bar{\Delta}_{кр} = \frac{\Delta_{кр}}{b_1 \bar{t}_1 \cdot \sin \alpha_{1э}}. \qquad (1.51)$$

Относительная высота сопловых лопаток

$$\bar{\ell}_1 = \frac{\ell_1}{b_1}. \qquad (1.52)$$

Для расчета числа Рейнольдса определяется коэффициент кинематической вязкости ν_1 пара по давлению p_1 и температуре t_1 из рис. П1 (см. Приложение) или из [4], тогда

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{c_{1t} \cdot b_1}{\nu_1}. \qquad (1.53)$$

По формулам [6] определяются уточненные значения коэффициента расхода μ_1 и коэффициента потерь ζ_c сопловой решетки

$$\mu_1 = 0{,}982 - 0{,}005 \frac{b_1}{\ell_1} + \Delta\mu_{\mathrm{M}} + \Delta\mu_{\mathrm{Re}}, \qquad (1.54)$$

где

$$\Delta\mu_{\mathrm{M}} = 0{,}01\mathrm{M}^2 - 0{,}005\mathrm{M}^3, \qquad (1.55)$$

$$\Delta\mu_{\mathrm{Re}} = -8\mathrm{Re}^{-0{,}5}. \qquad (1.56)$$

Если коэффициент расхода μ_1 по формуле (1.54) отличается от ранее принятого предварительно для данной ступени, то производится пересчет площади с новым μ_1

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}, \qquad (1.57)$$

а новая высота лопатки будет

$$\ell_1 = \frac{F_1}{\pi d_1 e \cdot \sin \alpha_{1э}}. \qquad (1.58)$$

Относительная высота лопатки

$$\bar{\ell}_1 = \frac{\ell_1}{b_1}. \qquad (1.59)$$

Далее для определения коэффициента потерь ζ_c по формулам [6] находят поправки:

- поправка на профильные потери

$$k^{\text{пр}} = 3 - 13\sin\alpha_{1э} + 21\sin^2\alpha_{1э}, \qquad (1.60)$$

- поправка на концевые потери

$$k^{\text{конц}} = 1{,}5 - 2\sin\alpha_{1э}, \qquad (1.61)$$

- поправка на толщину выходной кромки

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = 0{,}15(\overline{\Delta}_{\text{кр}} - 0{,}1), \qquad (1.62)$$

- поправка на число *M*:

решеток типа А

$$\Delta\zeta_{\text{М}} = -0{,}04M^2 + 0{,}05M^3\ , \qquad (1.63)$$

решеток типа Б

$$\Delta\zeta_{\text{М}} = 0{,}015 - 0{,}08M^2 + 0{,}06M^3\ , \qquad (1.64)$$

- поправка на число Re

$$\Delta\zeta_{Re} = 5{,}8\cdot 10^4\,\text{Re}^{-5/4}, \qquad (1.65)$$

- поправка на нерасчетный угол входа

$$\Delta\zeta_{\text{вх}} = 0{,}3\left(1 + \frac{b_1}{2\ell_1}\right)\cdot\left[\frac{\sin\left(\alpha_0 - \alpha_0^{\text{опт}}\right)\sin\alpha_{1э}}{\sin\alpha_0\sin\alpha_0^{\text{опт}}}\right], \qquad (1.66)$$

- поправка на наклон меридионального обвода

$$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0{,}1\frac{\Delta\ell}{\ell}\,\text{tg}\nu_{\text{п}}, \qquad (1.67)$$

где $\frac{\Delta\ell}{\ell} = 0{,}01$ и $\nu_{\text{п}}$ определяются проточной частью ступени;

- поправка на веерность

$$\Delta\zeta_{\theta} = \frac{0{,}03}{1 + d_{\text{ср}}/\ell_1}. \qquad (1.68)$$

Определяется коэффициент потерь

$$\zeta_{\text{с}} = 0{,}04k^{\text{пр}} + 0{,}015\frac{b_1}{\ell_1}k^{\text{конц}} + \Delta\zeta_{\text{кр}} + \\ + \Delta\zeta_{\text{м}} + \Delta\zeta_{\text{Re}} + \Delta\zeta_{\text{вх}} + \Delta\zeta_{\text{мер}} + \Delta\zeta_{\theta}\ , \qquad (1.69)$$

и коэффициент скорости

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_{\text{с}}}\ , \qquad (1.70)$$

а также действительная скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_1 = \varphi c_{1t}\ . \qquad (1.71)$$

Угол направления α_1 скорости c_1 определяется по формуле (для $M<1$)

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\mu_1}{\varphi}\sin\alpha_{1э}\right), \qquad (1.72)$$

или по формуле (при $M>1$)

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\mu_1}{\varphi q_1}\sin\alpha_{1э}\right), \qquad (1.73)$$

где приведенный расход q_1 определяется из таблиц газодинамических функций по отношению давлений p_1/p_0 или по числу M_{1t}

$$q_1 = q\left(\frac{p_1}{p_0}\right) \quad \text{или} \quad q_1 = f(M_{1t}).$$

По найденным c_1, α_1 и окружной скорости u строится выходной треугольник скоростей.

Скорость входа пара в рабочую решетку определится как

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cdot\cos\alpha_1}, \qquad (1.74)$$

а угол β_1 входа скорости w_1 по формуле

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{c_1\cos\alpha_1 - u}{w_1}\right). \qquad (1.75)$$

Далее определяются параметры рабочей решетки.

Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решетки

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + \rho c_ф^2}. \qquad (1.76)$$

Скорость звука на выходе из рабочей решетки определится по ранее найденным p_2 и v_{2t}

$$a_2 = \sqrt{kp_2v_{2t}}, \qquad (1.77)$$

и число Маха здесь

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2}. \qquad (1.78)$$

Для определения выходной площади рабочей решетки примем предварительно коэффициент расхода $\mu_2 = 0{,}93$, тогда

$$F_2 = \frac{G\cdot v_{2t}}{\mu_2\cdot w_{2t}}. \qquad (1.79)$$

Высота рабочей лопатки ℓ_2 принимается из ранее прорисованной проточной части цилиндра турбины с учетом перекрыши $\Delta\ell = \ell_2 - \ell_1 = 3$мм

$$\ell_2 = \ell_1 + \Delta\ell. \qquad (1.80)$$

Угол выхода пара из рабочей решетки определится исходя из высоты лопатки ℓ_2 и среднего диаметра облопачивания ротора

$$d_1^{\text{Р}} = (d_1 + d_2) \cdot 0{,}5\ , \qquad (1.81)$$

где d_2 − средний диаметр последующей ступени проточной части.

Эффективный угол выхода

$$\beta_{2э} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi d e \ell_2}\right). \qquad (1.82)$$

Угол разворота потока в рабочей решетке

$$\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_{2э}). \qquad (1.83)$$

По углу $\beta_{2э}$ и углу β_1 и M выбирается из табл. П1.1 профилей решетка типа Р.

b_2 – хорда профиля,

$\bar{t}_{2\text{opt}} = \dfrac{t_2}{b_2}$ − относительный оптимальный шаг лопаток.

Число рабочих лопаток (округляется до целого)

$$z_{\text{р}} = \frac{\pi d_1^{\text{р}}}{b_2 \bar{t}_2}\ . \qquad (1.84)$$

Принимается толщина выходной кромки $\Delta_{\text{кр.р}} = 1$ мм и определяется относительная ее величина

$$\bar{\Delta}_{\text{кр.р}} = \frac{\Delta_{\text{кр.р}}}{b_2 \cdot \bar{t}_2 \cdot \sin\beta_{2э}}. \qquad (1.85)$$

Относительная высота рабочих лопаток

$$\bar{\ell}_2 = \frac{\ell_2}{b_2}. \qquad (1.86)$$

Для расчета числа Рейнольдса определяется коэффициент кинематической вязкости пара ν_2 по давлению p_2 и температуре t_2 из рис. П1 или по [4], тогда

$$\text{Re}_2 = \frac{w_{2t} \cdot b_2}{\nu_2}. \qquad (1.87)$$

По формулам [6] уточняется значение коэффициента расхода μ_2 рабочей решетки

$$\mu_2 = 0{,}965 - 0{,}01\frac{b_2}{\ell_2} + \Delta\mu_{\text{м}} + \Delta\mu_{\text{Re}} + \Delta\mu_{\Delta\beta}, \tag{1.88}$$

где

$$\Delta\mu_{\text{м}} = 0{,}01M^2 - 0{,}005M^3, \tag{1.89}$$

$$\Delta\mu_{\text{Re}} = -8\text{Re}^{-\frac{1}{2}}. \tag{1.90}$$

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0{,}02 + 0{,}027\sin\Delta\beta\ . \tag{1.91}$$

Если коэффициент расхода μ_2 по формуле (1.88) отличается от ранее принятого предварительно для данной ступени, то производится пересчет площади с новым μ_2

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}, \tag{1.92}$$

а новая высота лопатки будет

$$\ell_2 = \frac{F_2}{\pi d_1^{\text{р}} \cdot e\sin\beta_{2\text{э}}}. \tag{1.93}$$

Относительная высота новой лопатки

$$\bar{\ell}_2 = \frac{\ell_2}{b_2}. \tag{1.94}$$

Далее для определения коэффициента потерь в рабочей решетке $\zeta_{\text{р}}$ по формулам [6] находят поправки:

- поправка на профильные потери

$$k^{\text{пр}} = 1{,}841 - 1{,}584\sin\Delta\beta + 0{,}62\sin^2\Delta\beta; \tag{1.95}$$

- поправка на концевые потери

$$k^{\text{конц}} = 1{,}87 - 1{,}15\sin\Delta\beta; \tag{1.96}$$

- поправка на толщину выходной кромки

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = 0{,}15(\bar{\Delta}_{\text{кр.р}} - 0{,}1); \tag{1.97}$$

- поправка на число M:

решеток типа А

$$\Delta\zeta_M = -0{,}04M^2 + 0{,}05M^3\ ; \tag{1.98}$$

решеток типа Б

$$\Delta\zeta_M = 0{,}015 - 0{,}08M^2 + 0{,}06M^3; \qquad (1.99)$$

- поправка на число Re

$$\Delta\zeta_{\mathrm{Re}} = 5{,}8\cdot 10^4\,\mathrm{Re}^{-5/4}\ ; \qquad (1.100)$$

- поправка на нерасчетный угол входа

$$\Delta\zeta_{вх} = 0{,}3\left(1+\frac{в_2}{2\ell_2}\right)\cdot\left[\frac{\sin\left(\beta_1-\beta_1^{\text{опт}}\right)\sin\beta_{2Э}}{\sin\beta_1\sin\beta_1^{\text{опт}}}\right]^2; \qquad (1.101)$$

- поправка на наклон меридионального обвода

$$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0{,}1\frac{\Delta\ell}{\ell_2}\,\mathrm{tg}\nu_n, \qquad (1.102)$$

где угол ν_n определяется проточной частью ступени цилиндра турбины;

- поправка на веерность

$$\Delta\zeta_\theta = \frac{0{,}06}{1+d_1^p/\ell_2}. \qquad (1.103)$$

Определяется коэффициент потерь энергии ζ_p при обтекании рабочей решетки

$$\zeta_p = 0{,}08k^{\text{пр}} + 0{,}026\frac{b_2}{\ell_2}k^{\text{конц}} + \Delta\zeta_{\text{кр}} + \\ + \Delta\zeta_{\text{м}} + \Delta\zeta_{\mathrm{Re}} + \Delta\zeta_{\text{вх}} + \Delta\zeta_{\text{мер}} + \Delta\zeta_\theta. \qquad (1.104)$$

Затем определяется коэффициент скорости рабочей решетки

$$\psi = \sqrt{1-\zeta_p}\ , \qquad (1.105)$$

и действительная относительная скорость выхода пара из рабочей решетки

$$w_2 = \psi\cdot w_{2t}, \qquad (1.106)$$

а также угол направления этой скорости [6] (для $M<1$)

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi}\sin\beta_{2Э}\right) \qquad (1.107)$$

или по формуле (при $M\geq 1$)

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\Psi\, q_2}\sin\beta_{2Э}\right), \qquad (1.108)$$

где приведенный расход q_2 определяется из таблиц газодинамических

функций по отношению давлений $p_2/\overline{p}_1$ или по числу M_{2t}.

По найденным w_2, β_2 и окружной скорости u строится выходной треугольник скоростей для рабочей решетки (рис. 2.2)

Абсолютная скорость выхода пара

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 - u^2 - 2uc_2\cos\alpha_2}\ , \qquad (1.109)$$

где

$$c_2\cos\alpha_2 = \pm(w_2\cos\beta_2 - u). \qquad (1.110)$$

В последней формуле принимается знак «–», если $u > w_2\cos\beta_2$.

Угол направления скорости c_2 определится как

$$\alpha_2 = \arccos\frac{w_2\cos\beta_2 - u}{c_2}. \qquad (1.111)$$

Если угол α_2 существенно отличается от 90^o (оптимального значения), то следует уточнить ранее выбранное $x_ф = \frac{u}{c_ф}$ по формуле

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} \cong \frac{\varphi\cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}. \qquad (1.112)$$

Формула (1.112) получена без учета дополнительных потерь от трения и результат следует снизить на 4 %.

Далее уточняются: u по формуле (1.40), d_1 по (1.38), F_1 по (1.57), ℓ_1 по (1.58), c_1 по (1.71), w_1 по (1.74), β_1 по (75), w_{2t} по (1.76), F_2 по (1.79), ℓ_2 по (1.80), d_1^p по (1.81), $\beta_{2Э}$ по (1.82), w_2 по (1.106), β_2 по (1.107), $c_2\cos\alpha_2$ по (1.110), c_2 по (1.109), α_2 по (1.111).

Если значение α_2 близко к 90^o, строятся треугольники скоростей окончательно. Далее определяются потери энергии в ступени:

- в сопловой решетке

$$\Delta H_с = H_{0с}\cdot\zeta_с; \qquad (1.113)$$

- в рабочей решетке

$$\Delta H_р = 0{,}5\cdot W_{2t}^2\cdot\zeta_р; \qquad (1.114)$$

- с выходной скоростью

$$\Delta H_{вс} = 0{,}5c_2^2. \qquad (1.115)$$

Относительный лопаточный КПД ступени

$$\eta_{о.л} = 1 - \frac{\Delta H_с + \Delta H_р + \Delta H_{вс}}{\overline{H}_0} \qquad (1.116)$$

или по иной формуле

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{u(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2)}{\overline{H}_0}. \qquad (1.117)$$

Использованный теплоперепад в ступени

$$H_{\text{и}} = \overline{H}_0 \cdot \eta_{\text{о.л}} \ . \qquad (1.118)$$

Мощность на лопатках ступени

$$N_{\text{и}} = G \cdot H_{\text{и}} \ . \qquad (1.119)$$

2. ПРИМЕР РАСЧЁТА СТУПЕНИ ТУРБИНЫ (АКТИВНОЙ)

2.1. Данные, необходимые для расчёта ступени турбины

I ступень

Таблица 2.1

№	Название	Обозначение	Значение
1.	Расход пара	G	81 кг/с
2.	Частота вращения ротора	n	50 $с^{-1}$
3.	Давление пара на входе в ступень	p_0	0,578 МПа
4.	Температура пара на входе в ступень	t_0	242° С
5.	Энтальпия (из $h - s$ диаграммы)	h_0	2941 кДж/кг
6.	Скорость входа пара в ступень	c_0	0 м/с
7.	Угол входа в сопло	α_0	90°
8.	Средний диаметр сопловых лопаток	d_1	0,89 м
9.	Средний диаметр рабочих лопаток	d_2	0,89 м
10.	Степень реактивности	ρ	0,05
11.	Коэффициент скорости сопловой решетки	φ	0,95
12.	Эффективный угол выхода из сопловой решетки	$\alpha_{1э}$	15°
13.	Угол раскрытия проточной части соплового аппарата	$\nu_{\text{пс}}$	20°
14.	Угол раскрытия проточной части рабочих решеток	$\nu_{\text{пр}}$	20°
15.	Отношение изменения высоты проточной части к высоте лопатки на входе для соплового аппарата	$\Delta\ell / \ell$	0,01
16.	Отношение изменения высоты проточной части к высоте лопатки на входе для рабочих решеток	$\Delta\ell / \ell$	0,01
17.	Коэффициент расхода сопловой решетки	μ_1	0,97
18.	Коэффициент расхода рабочей решетки	μ_2	0,93

2.2. Порядок расчёта ступени (пример для активной)

1) Определяется окружная скорость на среднем диаметре рабочих лопаток турбины

$$u = \pi \cdot d_2 \cdot n = 3{,}14 \cdot 0{,}89 \cdot 50 = 140 \text{ м/с}.$$

2) Отношение окружной скорости к фиктивной скорости адиабатного истечения

$$\left(\frac{u}{c_\text{ф}}\right)_\text{опт} = \frac{\varphi \cdot \cos\alpha_{1э}}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0{,}95 \cdot \cos 15^\text{o}}{2\sqrt{1-0{,}05}} = \frac{0{,}95 \cdot 0{,}966}{1{,}94935} = 0{,}47.$$

Учитывая возможные дополнительные потери в решетках, принимаем

$$\left(\frac{u}{c_\text{ф}}\right)_\text{опт} \cong 0{,}455$$

(снижение ~ на 3%).

3) Фиктивная скорость

$$c_\text{ф} = u \Big/ \left(\frac{u}{c_\text{ф}}\right)_\text{опт} = \frac{140}{0{,}455} = 308 \text{ м/с}.$$

4) Располагаемый теплоперепад в ступени

$$\overline{H_0} = 0{,}5 \cdot c_\text{ф}^2 \cdot 10^{-3} = 47{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

5) Энтальпия торможения на входе в ступень

$$\overline{h_0} = h_0 + 0{,}5c_0^2 = 2941 + 0 = 2941 \text{ кДж/кг}.$$

6) Теоретическая энтальпия пара на выходе из ступени

$$h_{2t} = \overline{h_\text{о}} - \overline{H_0} = 2941 - 47{,}2 = 2893{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

7) Располагаемый теплоперепад в сопловой решетке

$$\overline{H_\text{ос}} = (1-\rho)\overline{H_0} = (1-0{,}05)47{,}2 = 44{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

8) Теоретическая энтальпия пара на выходе из сопловой решетки

$$h_{1t} = \overline{h_\text{о}} - H_{0\text{с}} = 2941 - 44{,}9 = 2896{,}1 \text{ кДж/кг}.$$

9) Располагаемый теплоперепад в рабочей решетке

$$\overline{H_\text{ор}} = \rho \cdot \overline{H_\text{о}} = 0{,}05 \cdot 47{,}2 = 2{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

10) Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho} \cdot c_\text{ф} = \sqrt{1-0{,}05} \cdot 308 = 300 \text{ м/с}.$$

По $h - s$ диаграмме или по формулам для пара определяются параметры пара в ступени (рис. 2.1).

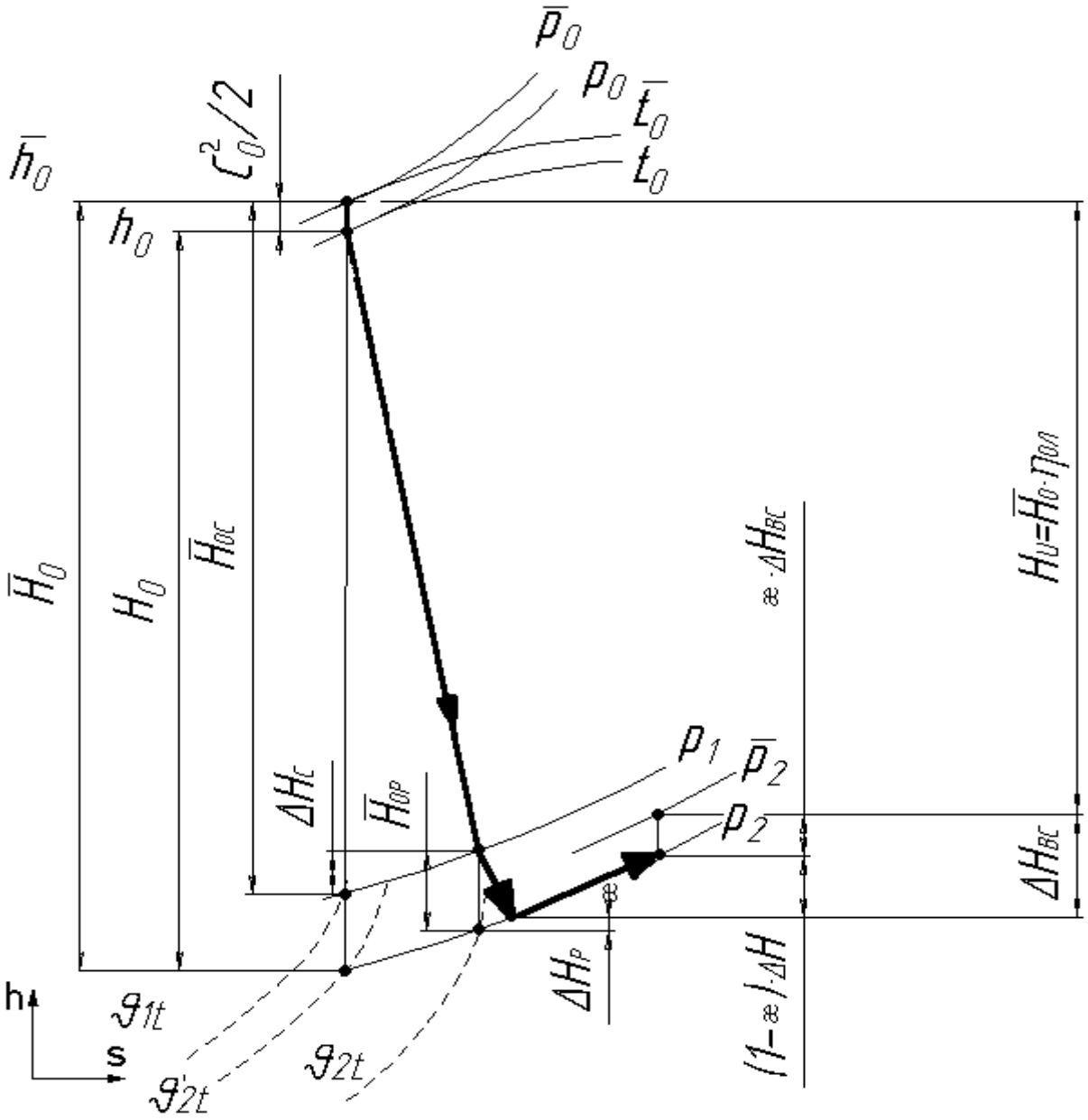


Рис. 2.1. Процесс расширения пара на активной ступени турбины

11) Откладывается вверх от уровня h_0 из точки с t_0 и p_0 величина $c_0^2/2$ и определяются параметры заторможенного пара $\overline{p_0}$ и $\overline{t_0}$, соответствующие $\overline{h_0} = h_0 + c_0^2/2$ (в данном примере c_0=0), где энтропия s_0=7,168 кДж/кгК (по p_0 и t_0).

12) Отложив $\overline{H_0}$ от $\overline{h_0}$, найдём точку, через которую проходит изобара p_2 давления за рабочими лопатками ступени: p_2=0,472 МПа. Удельный объём в этой точке v_{2t}^1=0,47 м^3/кг, температура t_2=218^{o}С, энтропия s_2=s_0=7,168 кДж/кгК (энтальпия h_{2t}^1=2894,8 кДж/кг, най-

денная ранее, и s_0=7,168 кДж/кгК=s_2 позволяют получить эти параметры по программе для ЭВМ).

13) Отложив $\overline{H_{0c}}$ от $\overline{h_0}$, найдём точку, через которую проходит изобара p_1 давления за сопловыми лопатками ступени: p_1=0,477 МПа. Удельный объём в этой точке v_{1t}=0,466 м^3/кг, температура t_1=219^{o}С, энтропия s_1=s_0=7,168 кДж/кгК (найденная ранее энтальпия h_{1t}=2897,1 кДж/кг и энтропия s_0=7,168 кДж/кгК=s_1 позволяют получить эти параметры по программе для ЭВМ).

Коэффициент использования скорости c_2 выхода из ступени χ принят равным 1, т. е. рассчитанная в дальнейшем скорость выхода из ступени c_2 и энергия $\Delta H_{\text{В.С}}$ полностью используются в следующей ступени турбины, (1- χ) определяет лишь подогрев пара.

14) Оценивается отношение давлений на сопловой решетке и сопоставляется с критическим $\varepsilon_{кр}\approx 0{,}545$

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_o} = \frac{0{,}477}{0{,}578} = 0{,}825 > 0{,}545.$$

Следовательно, режим истечения пара из сопловой решетки докритический (дозвуковой) и площадь выхода пара из сопловой решетки определяется (предварительно принять коэффициент расхода μ_1=0,97) по формуле:

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_{\cdot 1} \cdot c_{1t}} = \frac{81 \cdot 0{,}466}{0{,}97 \cdot 300} = 0{,}13 \ \text{м}^2.$$

15) По принятому углу выхода пара из сопловой решетки $\alpha_{1э} \cong 15^o$ определяется высота лопатки для степени парциальности e=1

$$\ell_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_1 \cdot e \cdot \sin \alpha_{1э}} = \frac{0{,}13}{3{,}14 \cdot 0{,}89 \cdot 1 \cdot \sin 15^o} = 0{,}18 \text{ м}.$$

16) Число Маха на выходе из сопловой решетки

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_{1t}}} = \frac{300}{\sqrt{1{,}3 \cdot 0{,}477 \cdot 10^6 \cdot 0{,}466}} = 0{,}56 \ \text{(дозвуковое)}.$$

17) По табл. П1.1 в качестве прототипа выбран профиль С-90-15А по M_{1t}, $\alpha_0 = 90^o, \alpha_{1э} = 15^o$. Параметры его:

- хорда b_1=51,5 мм;

- оптимальный относительный шаг $\bar{t}_{1\text{опт}} = \frac{t_1}{b_1} = 0{,}73$, а

$t_1 = \bar{t}_{1\text{опт}} \cdot b_1 = 0{,}73 \cdot 51{,}5 = 37{,}6$ мм;

- толщина выходной кромки $\Delta_{\text{кр.с}} = 0{,}8$ мм .

Тогда в относительной форме толщина кромки $\bar{\Delta}_{\text{кр.с}} = \frac{\Delta_{\text{кр.с}}}{b_1 \cdot \bar{t}_1 \cdot \sin\alpha_{1э}} = \frac{0{,}8}{51{,}5 \cdot 0{,}73 \cdot 0{,}259} = 0{,}075$ и высота лопатки $\bar{\ell}_1 = \frac{\ell_1}{b_1} = \frac{180}{51{,}5} = 3{,}5$.

18) Число сопловых лопаток $z_c = \frac{\pi d_1}{b_1 \cdot \bar{t}_1} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}89}{0{,}0515 \cdot 0{,}8} = 74{,}4$,

принимается $z_c = 74$ лопатки.

По давлению $p_1 = 0{,}477$ МПа и температуре $t_1 = 219^{\circ}\text{C}$ определяется по рис. П1 коэффициент кинематической вязкости $\nu_1 = 8 \cdot 10^{-5}$ м^2/с и рассчитывается число Рейнольдса Re_1

$$\text{Re}_1 = \frac{c_{1t} \cdot b_1}{\nu_1} = \frac{300 \cdot 0{,}0515}{8 \cdot 10^{-5}} = 1{,}93 \cdot 10^5 \ .$$

20) Для уточнения коэффициента расхода μ_1 (по формуле в строке 12 [6]) найдем:

$\Delta\mu_M = 0{,}01 M_{1t}^2 - 0{,}005 M_{1t}^3 = 0{,}01 \cdot 0{,}56^2 - 0{,}005 \cdot 0{,}56^3 = 0{,}0023$,

$$\Delta\mu_{\text{Re}} = -8 \cdot \text{Re}^{-0{,}5} = -\frac{8}{\sqrt{1{,}93 \cdot 10^5}} = -0{,}018,$$

тогда

$$\mu_1 = 0{,}982 - 0{,}005\frac{b_1}{\ell_1} + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{\text{Re}} =$$

$$= 0{,}982 - 0{,}005\frac{51{,}5}{180} + 0{,}0023 - 0{,}018 = 0{,}965.$$

Поскольку μ_1 оказалось иным, чем было предварительно принято при подсчете F_1 и ℓ_1, то производим пересчет.

21) $F_1 = \frac{G \cdot \nu_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{81 \cdot 0{,}466}{0{,}965 \cdot 300} = 0{,}1304$ м^2.

22) $\ell_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot \sin\alpha_{1э}} = \frac{0{,}1304}{3{,}14 \cdot 0{,}89 \cdot 1 \cdot 0{,}259} = 0{,}18014$ м

(принято ℓ_1=180 мм, т.е. сохраним это значение ℓ_1).

23)Для определения коэффициента потерь ζ_c (по формуле строки 1 [6]) найдем:

$$k^{\text{пр}} = 3{,}00 - 13\cdot\sin\alpha_{1э} + 21\cdot\sin^2\alpha_{1э} = 3 - 13\cdot\sin 15^\circ + 21\cdot\sin^2 15^\circ = 1{,}04;$$

$$k^{\text{конц}} = 1{,}500 - 2{,}00\cdot\sin\alpha_{1э} = 1{,}5 - 2\sin 15^\circ = 0{,}98;$$

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = 0{,}15(\overline{\Delta_{\text{кр}}} - 0{,}1) = 0{,}15(0{,}075 - 0{,}1) = -0{,}004;$$

$$\Delta\zeta_M = -0{,}004M_{1t}^2 + 0{,}05M_{1t}^3 = -0{,}004\cdot 0{,}56^2 + 0{,}05\cdot 0{,}56^3 =$$

$$= -0{,}01254 + 0{,}0088 = -0{,}00376$$

$$\Delta\zeta_{\text{Re}} = 5{,}8\cdot 10^4\cdot \text{Re}^{-5/4} = 5{,}8\cdot 10^4\cdot(1{,}93\cdot 10^5)^{-5/4} = 0{,}01434;$$

$\Delta\zeta_{\text{Вх}} = 0$ (так как $\alpha_0 = \alpha_0^{\text{опт}} = 90^\circ$),

$$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0{,}1\frac{\Delta\ell}{\ell} tg\nu_{\text{п}} = 0{,}1\cdot 0{,}01\cdot \text{tg}20^\circ = 0{,}00036;$$

$$\Delta\zeta_\theta = \frac{0{,}03}{1 + d_1/\ell_1} = \frac{0{,}03}{1 + 0{,}89/0{,}180} = 0{,}005;$$

тогда коэффициент потерь определится в виде

$$\zeta_c = 0{,}04k^{\text{пр}} + 0{,}015\, b_1/\ell_1 \cdot k^{\text{конц}} + \Delta\zeta_{\text{кр}} + \Delta\zeta_{\text{м}} + \Delta\zeta_{\text{Re}} + \Delta\zeta_{\text{вх}} + \Delta\zeta_{\text{мер}} + \Delta\zeta_\theta =$$

$$= 0{,}04\cdot 1{,}04\cdot 0{,}015\frac{51{,}5}{180}\times$$

$$\times 0{,}98 + (-0{,}004) + (-0{,}00376) + 0{,}01434 + 0 + 0{,}00036 + 0{,}005 = 0{,}053.$$

24) Коэффициент скорости сопловой решетки

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c} = \sqrt{1 - 0{,}053} = 0{,}973\ .$$

25) Скорость действительная выхода пара из сопловой решетки

$c_1 = \varphi\cdot c_{1t} = 0{,}973\cdot 300 = 292$ м/с.

26) Угол α_1 направления скорости c_1

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\mu_1}{\varphi}\sin\alpha_{1э}\right) = \arcsin((0{,}965/0{,}973)\sin 15^\circ) = \arcsin 0{,}2567 =$$

$=14{,}85^\circ$.

27) По c_1, α_1, u строится входной треугольник скоростей, из которого графически определяется значение относительной скорости

w_1 входа потока в рабочую решетку и угол β_1 ее направления (рис. 2.2)

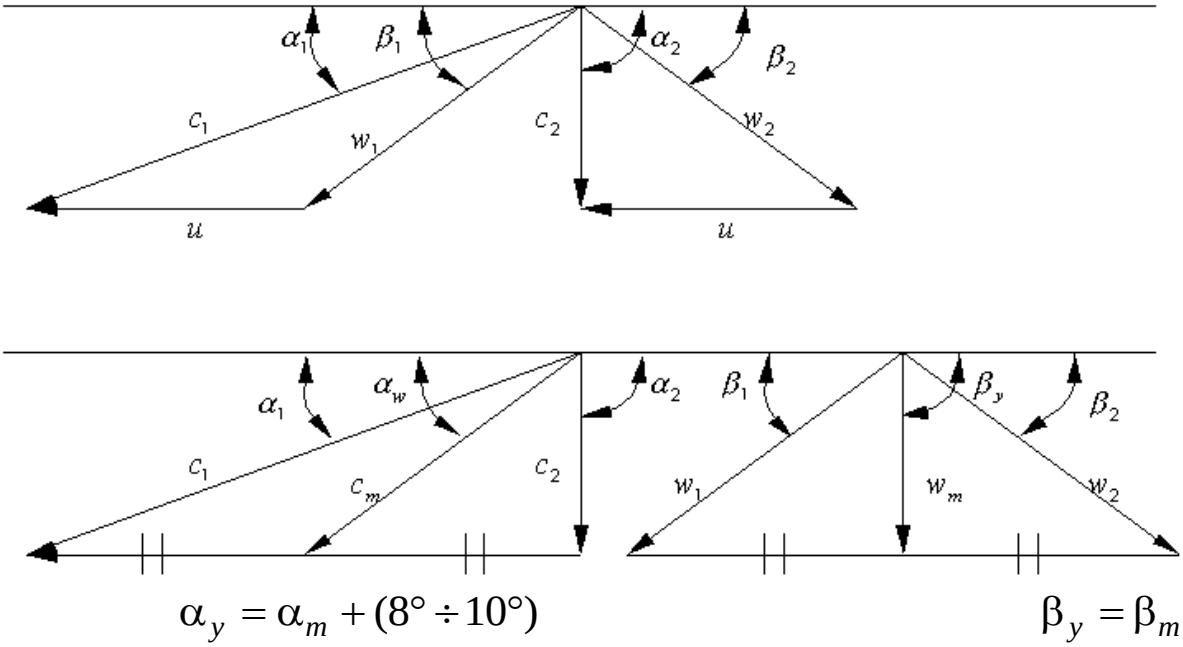


Рис. 2.2

Возможно рассчитать w_1 теоретически

$$w_1=\sqrt{c_1^2+u^2-2uc_1\cos\alpha_1}=$$

$$=\sqrt{292^2+140^2-2\cdot140\cdot292\cdot\cos14{,}85^o}=161\text{ м/с},$$

а также и угол β_1 возможно теоретически определить по формуле

$$\beta_1=\arccos\left(\frac{c_1\cos\alpha_1-u}{w_1}\right)=\arccos\left(\frac{292\cdot\cos14{,}85^o-140}{161}\right)=$$

$$=\arccos 0{,}8835=27{,}85^o.$$

28)Теоретическая относительная скорость выхода потока из решетки

$$w_{2t}=\sqrt{w_1{}^2+\rho c_\phi{}^2}=\sqrt{161^2+0{,}05\cdot308^2}=175\text{м/с}.$$

29)Скорость звука на выходе из рабочей решетки

$$a_2=\sqrt{kp_2v_{2t}}=\sqrt{1{,}3\cdot0{,}472\cdot10^6\cdot0{,}47}=537\text{м/с}.$$

30)Число Маха

$$M_{2t}=\frac{w_{2t}}{a_2}=\frac{175}{537}=0{,}323.$$

31)Задавшись предварительно коэффициентом расхода рабочей решетки μ_2=0,93, определим площадь выхода из рабочей решетки

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}} = \frac{81 \cdot 0{,}47}{0{,}93 \cdot 175} = 0{,}234 \text{ м}^2 .$$

32) Выбрав перекрышу $\Delta\ell = \ell_2 - \ell_1 = 3$ мм, определим высоту рабочей решетки $\ell_2 = \ell_1 + 3 = 180 + 3 = 183$ мм.

33) Эффективный угол выхода из рабочей решетки

$$\beta_{2Э} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot \ell_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}234}{\pi \cdot 0{,}89 \cdot 1 \cdot 0{,}183}\right) = 27{,}1° .$$

34) Поворот потока в рабочей решетке

$$\Delta\beta = 180° - (\beta_1 + \beta_{2Э}) = 180° - (27{,}85° + 27{,}5°) \cong 125° .$$

Близок к полученным расчётом параметрам профиль рабочей решетки Р-35-25А (табл. П1.1)

Параметры профиля:

$b_2 = 25{,}4$мм − хорда;

$\bar{t}_{2ОПТ} = 0{,}6$ − оптимальный относительный шаг,

$t_2 = \bar{t}_{2ОПТ} \cdot b_2 = 0{,}6 \cdot 25{,}4 = 15{,}24$ мм;

$\Delta_{кр.р} = 0{,}8$ мм − толщина выходной кромки.

Тогда в относительной форме толщина кромки

$$\bar{\Delta}_{кр.р} = \frac{\Delta_{кр.р}}{b_2 \cdot \bar{t}_2 \cdot \sin\beta_{2Э}} = \frac{0{,}8}{25{,}4 \cdot 0{,}6 \cdot \sin 27{,}5°} = 0{,}114,$$

и высота лопатки

$$\overline{\ell_2} = \frac{\ell_2}{b_2} = \frac{183}{25{,}4} = 7{,}2 .$$

35) Число рабочих лопаток

$$z_Р = \frac{\pi \cdot d_2}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{\pi \cdot 0{,}89}{0{,}0254 \cdot 0{,}6} = 183{,}37 .$$

Принимается $z_Р = 183$ лопатки.

36) По давлению $p_2 = 0{,}472$ МПа и температуре $t_2 = 218°$C определяется коэффициент кинематической вязкости $\nu_2 = 8 \cdot 10^{-6}$ м^2/с и рассчитывается число Рейнольдса Re_2

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_{2t} \cdot b_2}{\nu_2} = \frac{173{,}3 \cdot 0{,}0254}{8 \cdot 10^{-6}} = 5{,}5 \cdot 10^5 .$$

37) Для уточнения коэффициента расхода μ_2 (по формуле строки 12 [6]) найдём:

$$\Delta\mu_M = 0{,}01 \cdot M_{2t}^2 - 0{,}005 \cdot M_{2t}^3 = 0{,}01 \cdot 0{,}323^2 - 0{,}005 \cdot 0{,}323^2 = 0{,}0008;$$

$$\Delta\mu_{\mathrm{Re}} = -8\,\mathrm{Re}_2^{-0{,}5} = \frac{-8}{\sqrt{550000}} = \frac{-8}{234{,}5} = -0{,}011;$$

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0{,}02 + 0{,}027 \cdot \sin\Delta\beta = -0{,}02 + 0{,}027 \cdot \sin 121^\circ = 0{,}002.$$

Тогда

$$\mu_2 = 0{,}965 - 0{,}01\frac{b_2}{\ell_2} + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{\mathrm{Re}} + \Delta\mu_{\Delta\beta} =$$

$$= 0{,}965 - 0{,}01\frac{25{,}4}{183} + 0{,}0008 - 0{,}011 + 0{,}002 = 0{,}9334.$$

Уточнённое значение μ_2 практически совпало с ранее принятым 0,93, значит, F_2, ℓ_2, $\bar{\ell}_2$ сохраняются.

38)Для определения коэффициента потерь ζ_P воспользуемся формулой из [6] (строка 1). Найдём:

$$k^{\text{пр}} = 1{,}841 - 1{,}584 \cdot \sin\Delta\beta + 0{,}62 \cdot \sin^2\Delta\beta =$$

$$= 1{,}841 - 1{,}584 \cdot \sin 125^\circ + 0{,}62 \cdot \sin^2 125^\circ = 0{,}96;$$

$$k^{\text{конц}} = 1{,}87 - 1{,}15 \cdot \sin\Delta\beta = 1{,}87 - 1{,}15 \cdot \sin 125^\circ = 0{,}93;$$

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = 0{,}15\left(\bar{\Delta}_{\text{кр.р}} - 0{,}1\right) = 0{,}15(0{,}12 - 0{,}1) = 0{,}00225;$$

$$\Delta\zeta_M = -0{,}04M_{2t}^2 + 0{,}05M^3 = -0{,}04 \cdot 0{,}323^2 + 0{,}05 \cdot 0{,}323^3 = -0{,}0025,$$

$$\Delta\zeta_{\mathrm{Re}} = 5{,}8 \cdot 10^4 \cdot \mathrm{Re}_2^{-\frac{5}{4}} = \frac{5{,}8 \cdot 10^4}{\left(5{,}5 \cdot 10^4\right)^{1{,}25}} = 0{,}0038;$$

$\Delta\zeta_{\text{вх}} = 0$ ($\beta_1 = \beta_1^{\text{opt}}$, так как лопатка будет профилироваться);

$$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0{,}1 \cdot \frac{\Delta l}{l_2} \cdot \mathrm{tg}\nu_n = 0{,}1 \cdot 0{,}01 \cdot \mathrm{tg}20^\circ = 0{,}00036;$$

$$\Delta\zeta_\Theta = \frac{0{,}03}{1 + \dfrac{d_2}{l_2}} = \frac{0{,}03}{1 + \dfrac{0{,}89}{0{,}183}} = 0{,}011.$$

Тогда коэффициент потерь рабочей решетки

$$\zeta_P = 0{,}08 \cdot k^{\text{пр}} + 0{,}026 \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot k^{\text{конц}} + \Delta\zeta_{\text{кр}} +$$

$$+ \Delta\zeta_{\text{м}} + \Delta\zeta_{\text{Re}} + \Delta\zeta_{\text{вх}} + \Delta\zeta_{\text{мер}} + \Delta\zeta_{\Theta} =$$

$$= 0{,}08 \cdot 0{,}96 + 0{,}026 \cdot \frac{25{,}4}{183} \cdot 0{,}085 + 0{,}00225 +$$

$$+ (-0{,}0025) + 0{,}0038 + 0 + 0{,}00036 + 0{,}011 = 0{,}09.$$

39) Коэффициент скорости рабочей решетки

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_P} = \sqrt{1 - 0{,}09} = 0{,}95.$$

40) Действительная скорость выхода пара из рабочей решетки в относительном движении

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0{,}95 \cdot 175 = 164 \text{ м/с}.$$

41) Угол β_2 направления скорости w_2

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi}\sin\beta_{2Э}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}93}{0{,}95}\sin 27{,}5°\right) = \arcsin 0{,}4667 = 27{,}5°.$$

42) По w_2, β_2, u строится выходной треугольник скоростей и определяются c_2 и α_2.

43)Возможно определить c_2 и α_2 аналитически, из формул

$$c_2 \cdot \cos\alpha_2 = w_2 \cdot \cos\beta_2 - u = 164 \cdot 0{,}8846 - 140 = 6 \text{ м/с}.$$

44) $c_2 = \sqrt{w_2^2 - u^2 - 2 \cdot u(c_2 \cdot \cos\alpha_2)} = \sqrt{159{,}5^2 - 140^2 - 2 \cdot 140(1)} = 77 \text{ м/с}.$

45) $$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{w_2 \cdot \cos\beta_2 - u}{c_2}\right) = \arccos\left(\frac{159{,}5 \cdot 0{,}8846 - 140}{75{,}6}\right) =$$

$$= \arccos(0{,}0132) = 85°.$$

Угол α_2 близок к 90°, следовательно, $\frac{u}{c_{\text{ф}}}$ выбрано близким к оптимальному. Строятся совмещённые треугольники скоростей.

46)Потери энергии в сопловой решетке

$$\Delta H_{\text{с}} = \overline{H}_{0\text{с}} \cdot \zeta_{\text{с}} = 43{,}9 \cdot 0{,}053 = 2{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

47)Потери энергии в рабочей решетке

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot \zeta_p = \frac{175^2}{2 \cdot 1000} \cdot 0{,}09 = 1{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

48) Потери с выходной скоростью c_2 (входная для следующей ступени)

$$\Delta H_{\text{в.с}} = 0{,}5 \cdot c_2^2 = \frac{0{,}5 \cdot 77^2}{1000} = 2{,}89 \text{ кДж/кг.}$$

49) Относительный лопаточный КПД ступени

$$\eta_{\text{о.л}} = 1 - \frac{\Delta H_{\text{с}} + \Delta H_{\text{р}} + \Delta H_{\text{в.с}}}{H_0} = 1 - \frac{2{,}4 + 1{,}5 + 2{,}89}{47{,}4} = 0{,}86$$

или по иной формуле

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{u \cdot (c_1 \cdot \cos\alpha_1 + c_2 \cdot \cos\alpha_2)}{\overline{H}_{\text{о}}} =$$

$$= \frac{140 \cdot (292 \cdot \cos 14{,}85^{\text{o}} + 77 \cdot \cos 85^{\text{o}})}{47{,}4 \cdot 1000} =$$

$$= \frac{140 \cdot (292 \cdot 0{,}9666 + 77 \cdot 0{,}01)}{47{,}4 \cdot 1000} = 0{,}85.$$

50) Использованный теплоперепад в ступени

$$H_{\text{и}} = \overline{H_0} \cdot \eta_{\text{о.л}} = 46{,}2 \cdot 0{,}85 = 39{,}3 \text{ кДж/кг .}$$

51) Мощность на лопатках ступени

$$N_{\text{и}} = G \cdot H_{\text{и}} = 81 \cdot 39{,}3 = 3200 \text{ кВт.}$$

52) Энтальпия пара на выходе из ступени (необходима для расчета следующей)

$$h_2 = h_{1t} + \Delta H_{\text{с}} = \overline{H}_{\text{ор}} + \Delta H_{\text{р}} = 2897{,}1 + 2{,}3267 - 2{,}3 + 2{,}327 = 2900 \text{ кДж/кг.}$$

2.3. Построение профилей решеток и проточной части ступени

2.3.1. Построение сопловой решетки

1) Из треугольника абсолютных скоростей определяется угол направления вектора осредненной скорости $\overline{c}_m$ (рис. 2.2) [6] . Конец вектора $\overline{c}_m$ находится в середине отрезка между концами векторов $\overline{c}_1$ и $\overline{c}_2$. Угол установки соплового профиля α_y на $8 \div 10^{\text{o}}$ больше угла α_m

$\alpha_m = 29^{\text{o}}$, $\alpha_y = 29^{\text{o}} + 8^{\text{o}} = 37^{\text{o}}$.

2) Ширина сопловой решетки

$$B_1 = b_1 \cdot \sin\alpha_y = 51{,}5 \cdot \sin 37^{\text{o}} = 51{,}5 \cdot 0{,}6 = 31 \text{ мм.}$$

3) Шаг лопаток сопловой решетки

$$t_1 = \bar{t}_1 \cdot b_1 = 0{,}73 \cdot 51{,}5 = 37{,}6 \text{ мм} \quad .$$

4) Выбирается относительная толщина профиля

$$\bar{c} = \frac{C_{\max}}{b_1} = (0{,}1 \div 0{,}2) \quad , \quad \text{принято } \bar{c} = 0{,}15,$$

тогда максимальная толщина профиля

$$C_{\max} = \bar{c} \cdot b_1 = 0{,}15 \cdot 51{,}5 \cong 7{,}7 \text{ мм} \quad .$$

5) Радиус скругления выходной кромки (полутолщина $\frac{\Delta}{2}$)

$r_2 = (0{,}03 \div 0{,}1) \cdot C_{\max}$, принято $r_2 = 0{,}05 C_{\max} = 0{,}05 \cdot 7{,}7 \approx 0{,}4$ мм (что соответствует принятому $\Delta_{\text{кр.с}}$).

6) Определяется размер горла решетки

$$O_1 = t_1 \cdot \sin \alpha_{1э} = 37{,}6 \cdot \sin 15^\circ = 37{,}6 \cdot 0{,}259 = 9{,}74 \text{ мм} \quad .$$

7) Радиус входной кромки

$r_1 = (0{,}12 \div 0{,}25) \cdot C_{\max}$,

принято $r_1 = 0{,}15 \cdot C_{\max} = 0{,}15 \cdot 7{,}7 \approx 1{,}2$ мм .

8) Размер $r_2 + O_1$, необходимый для построения спинки профиля, равен

$0{,}4 + 9{,}74 = 10{,}1$ мм .

9) Выбирается угол отгиба выходного участка спинки профиля $\delta_л = (8 \div 15^\circ)$, но не более 15°. Принят $\delta_л = 12^\circ$.

10) Оптимальный угол входа $\alpha_0^{\text{опт}} = 90^\circ$.

11) Угол заострения входной кромки $\varphi_1 = 10 \div 30^\circ$. Принят $\varphi_1 = 20^\circ$.

12) Угол заострения выходной кромки $\varphi_2 \le 3^\circ$.

13) Выбирается расстояние x_c от центра радиуса r_1 до центра окружности $C_{\max}$ по направлению линии установки профиля (под углом α_y)

$x_c = (0{,}25 \div 0{,}3) \cdot b_1$, принято, что $x_c = 0{,}28 \cdot b_1 = 0{,}28 \cdot 51{,}5 \cong 14{,}4$ мм.

Выбирается масштаб для построения решетки профилей. Выбран масштаб 5:1. Проводятся две горизонтальные линии (AB и CD) на расстоянии ширины решетки B_1 в выбранном масштабе.

14) Под углом α_y к линиям AB и CD проводится линия установки профиля.

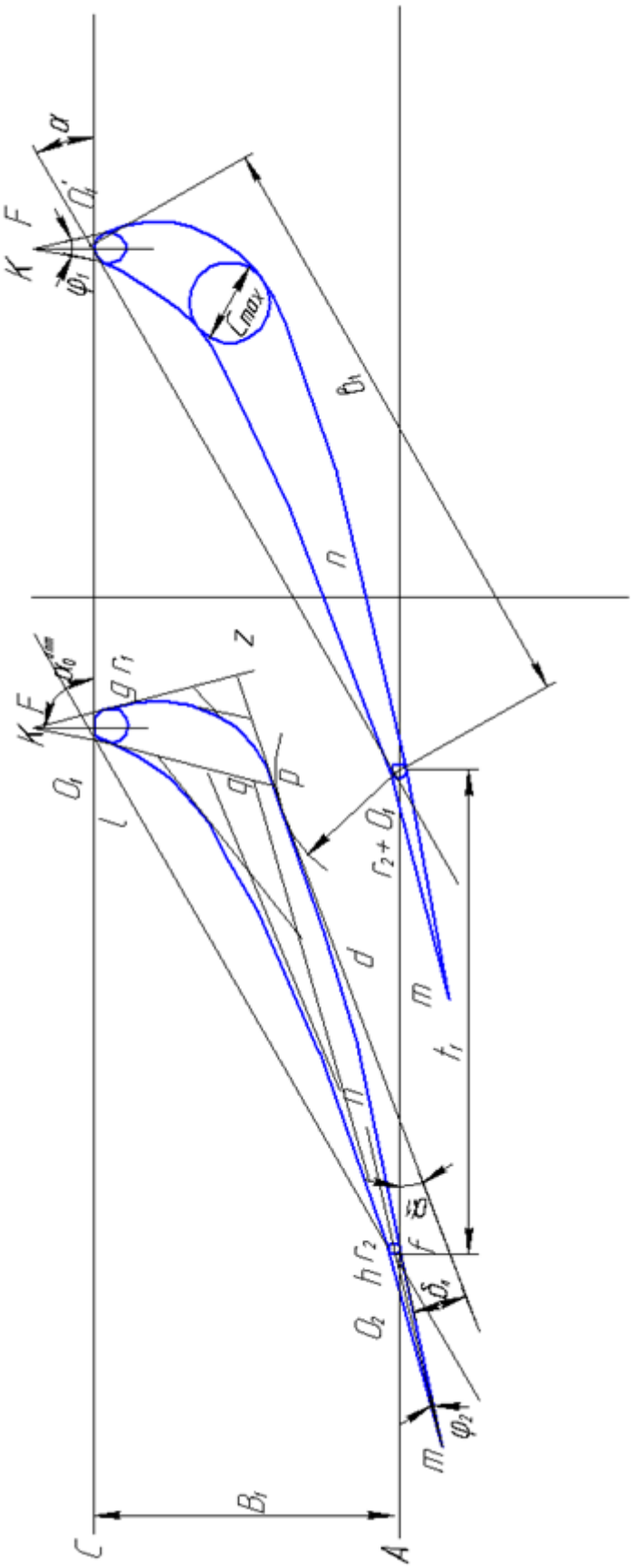


Рис. 2.3. Сопловая решетка (активная)

15) На расстоянии шага t_1 проводится вторая линия установки профиля под углом α_y.

16) Наносятся радиусом r_2 две окружности, касающиеся линии АВ и линий установки профиля с центрами o_2 и o_2'.

17) Наносятся радиусом r_1 две окружности, касающиеся линии CD и линий установки профиля с центрами o_1 и o_1'.

18) Через центры o_2 и o_2' проводят линии *m*-*n* под углом α_1 к АВ (осевые линии выходных кромок – касательные к скелетной линии профиля).

19) Под углом $\frac{\varphi_2}{2}$ к прямым *m*-*n* проводят касательные к окружности, очерчивающей выходную кромку, *mf* и *mh*. Точки *f* и *h* являются конечными точками выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

20) Радиусом $r_2 + o_1$ (o_1 – размер горла) из точки o_2' проводится дуга окружности, ограничивающая величину выходного сечения межлопаточного канала.

21) Проводится касательная к окружности радиуса $r_2 + o_1$ под углом $\delta_л$ к линии *f*-*m*. (Эта касательная будет под углом $\alpha_1 - \frac{\varphi}{2} + \delta_л$ к линии АВ). Касание дуги в точке Р, дуга спинки профиля должна пройти через точку Р.

22) Через центры o_1 и o_1' окружностей входной кромки проводят под углом $\alpha_0^{опт}$ к линии CD линии o_1F и $o_1'F'$.

23) К окружности радиуса r_1 проводят касательные под углом $\frac{\varphi_1}{2}$ к линиям o_1F и $o_1'F'$. Касательные пересекаются в точке К. Точки касания *g* и *l* с окружностью радиуса r_1 являются начальными точками контуров выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

Таким образом, скругления входной кромки, выходной кромки и геометрии узкого сечения o_1 определены.

2.3.2. Построение профиля сопловой лопатки дугами парабол

1) Продолжаются до взаимного пересечения в точках *z* и *d* касательная в точке *p* и линии *kg* и *mf.*
2) Отрезок *gz* и отрезок *zp* делятся на одинаковое число (равных в своем отрезке) частей и точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая проведенных соединяющих линий и является искомой параболической дужкой между точками *g* и *p* выпуклой части профиля.
3) Аналогично, отрезки *pd* и *df* делятся на одинаковое число равных частей и соответственные точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая этих соединяющих линий является искомой параболой между точками *p* и *f* выпуклой части профиля.
4) Для получения линии вогнутой части профиля предварительно проводится окружность $C_{\max}$ на расстоянии x_C от центра радиуса r_1 в направлении линии установки профиля и касающаяся линии выпуклой поверхности. Затем проводится касательная к окружности $C_{\max}$, параллельная линии установки профиля и касающаяся этой окружности в точке *M*. Пересечение этой касательной с продолжением линии *kl* дает точку *q*. Линии *lq* и *Mq* делятся на равное число отрезков и точки деления соответственно соединяются. Огибающая соединяющих линий есть парабола между точками *l* и *M*. Пересечение касательной к точке *M* с продолжением линии *mh* дает точку *W*. Линии *MW* и *hW* делятся на равное число отрезков, аналогично предыдущим, соответственные точки деления соединяются линиями друг с другом. Огибающая линий соединения является параболой между точками *M* и *h*. Профиль одной лопатки построен, а соседние получатся нанесением соответственных точек линий профиля на расстоянии шага сопловых лопаток t_1 с последующим обводом этих точек.

2.3.3. Построение кромок и узкого сечения рабочей решетки

1) Из треугольника относительных скоростей (рис. 2.2) определяется угол $\beta_y = \beta_m$ направления вектора осредненной скорости

$\overline{w}_m$. Конец вектора $\overline{w}_m$ находится в середине отрезка между концами векторов $\overline{w}_1$ и $\overline{w}_2$. Угол установки профиля рабочей лопатки $\beta_y = \beta_m : \beta_m = 88^\circ$.

2) Ширина рабочей решетки

$B_2 = b_2 \sin\beta_y = 25{,}4 \sin 88^\circ = 24{,}5 \cdot 0{,}9994 \cong 25{,}4$ мм.

3) Шаг лопаток рабочей решетки

$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2 = 0{,}6 \cdot 25{,}4 = 15{,}2$ мм.

4) Выбирается относительная толщина профиля предварительно

$\bar{c} = \dfrac{C_{\max}}{b_2} = (0{,}15 \div 0{,}4)$ принято $\bar{c} = 0{,}3$,

тогда максимальная толщина профиля (предварительная для выбора радиусов r_1 и r_2)

$C_{\max} = \bar{c} \cdot b_2 = 0{,}3 \cdot 25{,}4 = 7{,}6$ мм .

5) Радиус скругления выходной кромки (полутолщина $\dfrac{\Delta}{2}$)

$r_2 = (0{,}05 \div 0{,}12) C_{\max}$.

Принято $r_2 = 0{,}053 C_{\max} = 0{,}053 \cdot 7{,}6 = 0{,}4$ мм (что соответствует принятому $\Delta_{\text{кр.р}}$)

6) Определяется размер горла решетки

$O_2 = t_2 \sin\beta_{2Э} = 15{,}2 \sin 27{,}5^\circ = 15{,}2 \cdot 0{,}46173 = 7{,}0$ мм.

7) Радиус входной кромки $r_1 = (0{,}06 \div 0{,}15) c_{\max}$,

принято $r_1 = 0{,}07 \cdot C_{\max} = 0{,}07 \cdot 7{,}6 = 0{,}5$ мм.

8) Размер $r_2 + O_2$, необходимый для построения спинки профиля, равен $0{,}4 + 7{,}0 = 7{,}4$ мм.

9) Выбирается угол отгиба выходного участка спинки профиля $\delta_л = (8^\circ \div 15^\circ)$, но не более 15^o. Принят $\delta_л = 10^\circ$.

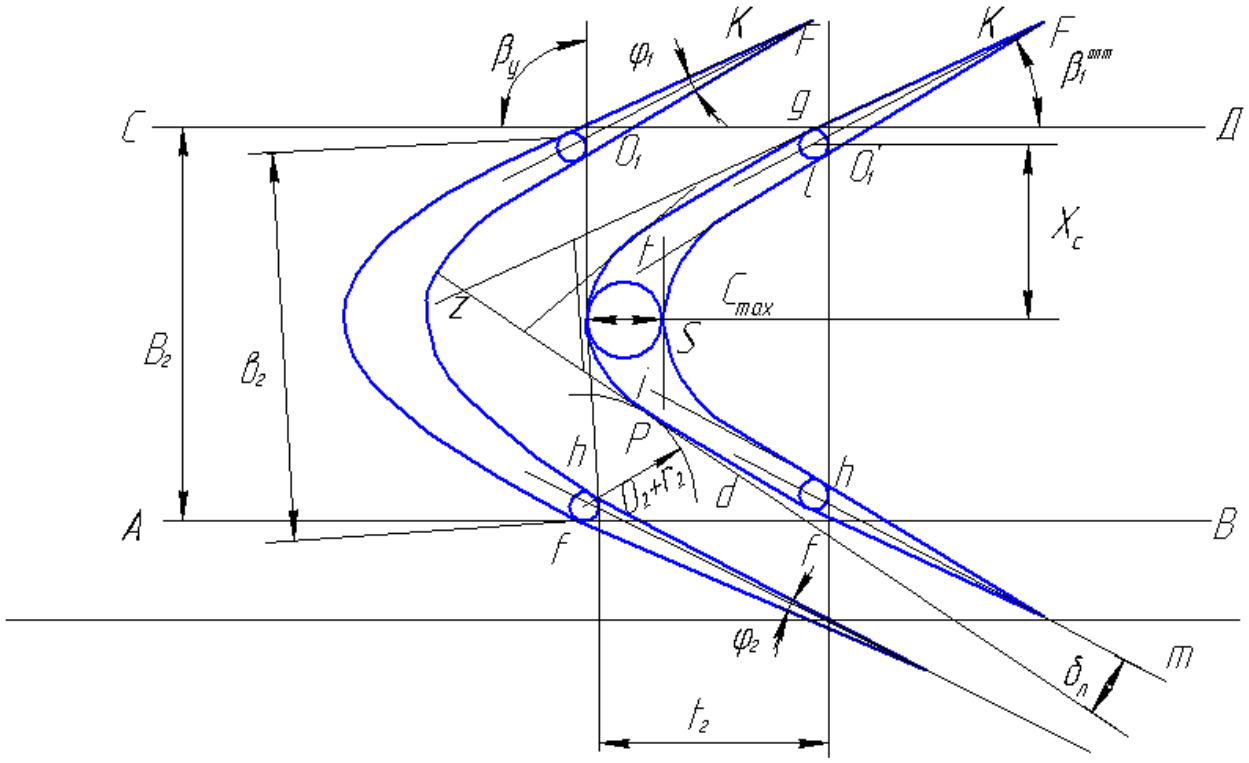


Рис. 2.4. Рабочая решетка активной ступени

10) Оптимальный угол входа $\beta_1^{\text{опт}} = 27{,}85^\circ$

11) Угол заострения входной кромки $\varphi = 10^\circ \div 20^\circ$.

Принят $\varphi_1 = 10^\circ$.

12) Угол заострения выходной кромки $\varphi_2 \le 3^\circ$.

13) Выбирается расстояние x_c от центра радиуса r_1 до центра окружности $c_{\max}$ по направлению линии установки профиля (под углом β_y)

$x_C = (0{,}25 \div 0{,}5) b_2$, обычно для активных решеток $x_C \approx 0{,}5 b_2$.

При этом желательно, чтобы x_C соответствовало касанию окружности $c_{\max}$ линии спинки лопатки на максимальном удалении от линии установки профиля. Т.е., x_C определится после нанесения линии спинки профиля

14) В выбранном для построения сопловой решетки масштабе проводятся две горизонтальные линии (*AB* и *CD*) на расстоянии ширины рабочей решетки B_2 .

15) Под углом β_y к линиям *AB* и *CD* проводятся две линии установки профиля на расстоянии шага t_2 .

16) Наносятся радиусом r_2 две окружности, касающиеся линии *AB* и линии установки профиля с центрами o_2 и o_2'.

17) Наносятся радиусом r_1 две окружности, касающиеся линии *CD* и линии установки профиля с центрами o_1 и o_1'.

18) Через центры o_2 и o_2' проводят под углом β_2 линии *m-n* (осевые линии выходных кромок – касательные к скелетной линии профиля).

19) Под углом $\frac{\varphi_2}{2}\left(\varphi_2 \le 3^\circ\right)$ к прямым *m-n* проводят касательные к окружности, очерчивающей входную кромку *mf* и *mh*. Точки *f* и *h* являются конечными точками выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

20) Радиусом $r_2 + o_2 (o_2$ – размер горла) из точки o_2 проводится дуга окружности, ограничивающая величину выходного сечения межлопаточного канала.

21) Проводится касательная к окружности радиуса $r_2 + o_2$ под углом $\delta_л$ к линии *fm*. (Эта касательная будет под углом $\beta_2 - \frac{\varphi_2}{2} + \delta_л$ к линии *AB*). Касание дуги и касательной – в точке р, т.е. линия спинки профиля должна пройти через точку р.

22) Через центры o_1 и o_1' окружностей входной кромки проводят под углом $\beta_1^{опт}$ к линии CD линии o_1F и $o_1'F$.

23) К окружностям радиуса r_1 проводят касательные под углом $\frac{\varphi_1}{2}$ к линиям o_1F и $o_1'F'$. Касательные пересекаются в точке K. Точки касания g и l с окружностью радиуса r_1 являются начальными точками контуров выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

Таким образом, округления входной и выходной кромок и геометрия узкого сечения O_2 определены.

2.3.4. Построение профиля рабочей лопатки дугами парабол

1) Продолжаются до взаимного пересечения в точках *Z* и *d* касательной к окружности в точке *p* и линий *кg* и *mf*.
2) Отрезки *gZ* и *Zp* делятся на одинаковое число (равных в своем отрезке) частей и точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая проведенных соединяющих линий и является искомой параболической дужкой между точками *g* и *p* выпуклой части профиля.
3) Аналогично отрезки *pd* и *df* делятся на одинаковое число равных частей и соответственные точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая этих соединяющих линий является искомой параболой между точками *p* и *f* выпуклой части профиля.
4) Из центра радиуса r_1' соседней лопатки проводится дуга окружности, касающаяся спинки профиля, из которой определится радиус $r_1+o'_2$ и проходное сечение o'_2 входа в рабочую решетку, которое должно быть больше выходного сечения o_2 во избежание диффузорности в межлопаточном канале.
5) Наносится ряд дуг радиусом o_2 с центрами на построенной дуге выпуклой части профиля.
6) Простраивается выпуклая линия профиля соседней лопатки на расстоянии шага t_2 от уже построенной дуги по точкам.
7) Уточняется размер $c_{\max}$ на расстоянии x_c , принимаемый как расстояние от максимального удаления выпуклости новой дуги соседней лопатки до огибающей ряда дуг радиуса o_2 за вычетом расстояния, примерно равного $0{,}5(o'_2 - o_2)$. Такой выбор c_{max} обеспечит конфузорность межлопаточного канала от входа, где сечение o'_2, до выхода, где сечение o_2, а внутри канала размеры сечений промежуточные между o'_2 и o_2. Для реактивных решеток такого уточнения $c_{\max}$ не требуется.
8) Для получения вогнутой части профиля проводится окружность c_{max}, касающаяся выпуклой линии спинки лопатки на максимальном удалении от линии установки профиля.
9) Параллельно линии установки профиля проводится касательная к окружности $c_{\max}$ с касанием в точке *s*, через которую должна пройти линия вогнутой части профиля. Пересечение этой касательной с продлением линий *kl* и *mh* дает точки *t* и *i*. Отрезки *tl* и *ts* делят на

равные части и соответственные точки деления соединяют линиями. Аналогично отрезки *is* и *ih* делятся на равные части и соответственные точки деления соединяются линиями. Огибающая этих линий есть кривая вогнутой части профиля. Профиль одной рабочей лопатки построен, а соседние получаются нанесением соответственных точек линий профиля на расстоянии шага рабочих лопаток t_2.

Строится геометрия проточной части ступени турбины по высотам лопаток ℓ_1, ℓ_2 и ширине решеток B_1, B_2 с наложением профилей на соответствующую ширину решетки. Расстояние между сопловой и рабочей решетками принимается примерно равным полуширине рабочей решетки $\approx 0{,}5B_2$.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА СТУПЕНИ ТУРБИНЫ (РЕАКТИВНОЙ)

3.1. Данные, необходимые для расчёта реактивной ступени турбины

II ступень

Таблица 3.1

№	Название	Обозначение	Значение
1.	Расход пара	G	81 кг/с
2.	Частота вращения ротора	n	50 $с^{-1}$
3.	Давление пара на входе в ступень	p_0	0,472 МПа
4.	Температура пара на входе в ступень	t_0	218° С
5.	Энтальпия (из $h-s$ диаграммы)	h_0	2900 кДж/кг
6.	Скорость входа пара в ступень	c_0	75,6 м/с
7.	Угол входа в сопло	α_0	90°
8.	Средний диаметр сопловых лопаток	d_1	1,1 м
9.	Средний диаметр рабочих лопаток	d_2	1,1 м
10.	Степень реактивности	ρ	0,4
11.	Коэффициент скорости сопловой решетки	φ	0,97
12.	Эффективный угол выхода из сопловой решетки	$\alpha_{1э}$	16°
13.	Угол раскрытия проточной части соплового аппарата	$\nu_{пс}$	10°
14.	Угол раскрытия проточной части рабочих решеток	$\nu_{пр}$	10°
15.	Отношение изменения высоты проточной части к высоте лопатки на входе для соплового аппарата	$\Delta\ell / \ell$	0,01

Окончание таблицы 3.1

16.	Отношение изменения высоты проточной части к высоте лопатки на входе для рабочих решеток	$\Delta\ell / \ell$	0,01
17.	Коэффициент расхода сопловой решетки	μ_1	0,965
18.	Коэффициент расхода рабочей решетки	μ_2	0,93

3.2. Порядок расчета ступени (пример для реактивной ступени)

Расчет данной ступени проводится на основании расчета предыдущей ступени турбины и получения параметров на входе.

1) Определяется окружная скорость на среднем диаметре рабочих лопаток турбины

$$u = \pi d_2 n = 3{,}14 \cdot 1{,}1 \cdot 50 = 173 \text{ м/с.}$$

2) Отношение окружной скорости к скорости фиктивного адиабатного истечения

$$\left(\frac{u}{c_\Phi}\right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cdot \cos\alpha_{1э}}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0{,}97 \cdot \cos 16^\circ}{2\sqrt{1-0{,}4}} = \frac{0{,}97 \cdot 0{,}96}{1{,}55} = 0{,}6 \ .$$

С учетом возможных дополнительных потерь в решетках принимается

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}} \cong 0{,}58.$$

3) Фиктивная скорость

$$c_\Phi = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_\Phi}\right)_{\text{опт}}} = \frac{173}{0{,}58} = 298 \text{ м/с.}$$

4) Располагаемый теплоперепад в ступени

$$\overline{H}_0 = 0{,}5 \cdot c^2{}_\phi \cdot 10^{-3} = 0{,}5 \cdot 298^2 \cdot 10^{-3} = 44{,}5 \text{ кДж/кг} \ .$$

5) Энтальпия торможения на входе в ступень

$$\overline{h}_0 = h_0 + 0{,}5 \cdot c^2{}_0 = 2900 + 2{,}86 \cong 2902{,}86 \text{ кДж/кг} \ .$$

6) Теоретическая энтальпия пара на выходе из ступени

$$h_{2t} = \overline{h_0} - \overline{H_0} = 2902{,}86\text{-}44{,}5 = 2858{,}36 \text{ кДж/кг}$$

7) Располагаемый теплоперепад в сопловой решетке

$$H_{0C} = (1-\rho)\overline{H_0} = (1\text{-}0{,}4)44{,}5 = 26{,}7 \text{ кДж/кг} \ .$$

8) Теоретическая энтальпия пара на выходе из сопловой решетки

$h_{1t} = \overline{h_0} - H_{0c} = 2902{,}86\text{-}26{,}7 = 2876{,}16$ кДж/кг.

9) Располагаемый теплоперепад в рабочей решетке

$H_{0p} = \rho \cdot \overline{H_0} = 0{,}4 \cdot 44{,}5 = 17{,}8$ кДж/кг .

10) Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки

$c_{1t} = \sqrt{1-\rho} \cdot c_ф = \sqrt{1-0{,}4} \cdot 298 = 231$ м/с.

По $h - s$ диаграмме или по формулам для пара (из расчета на ЭВМ [4]) определяются параметры пара в ступени (рис. 3.1):

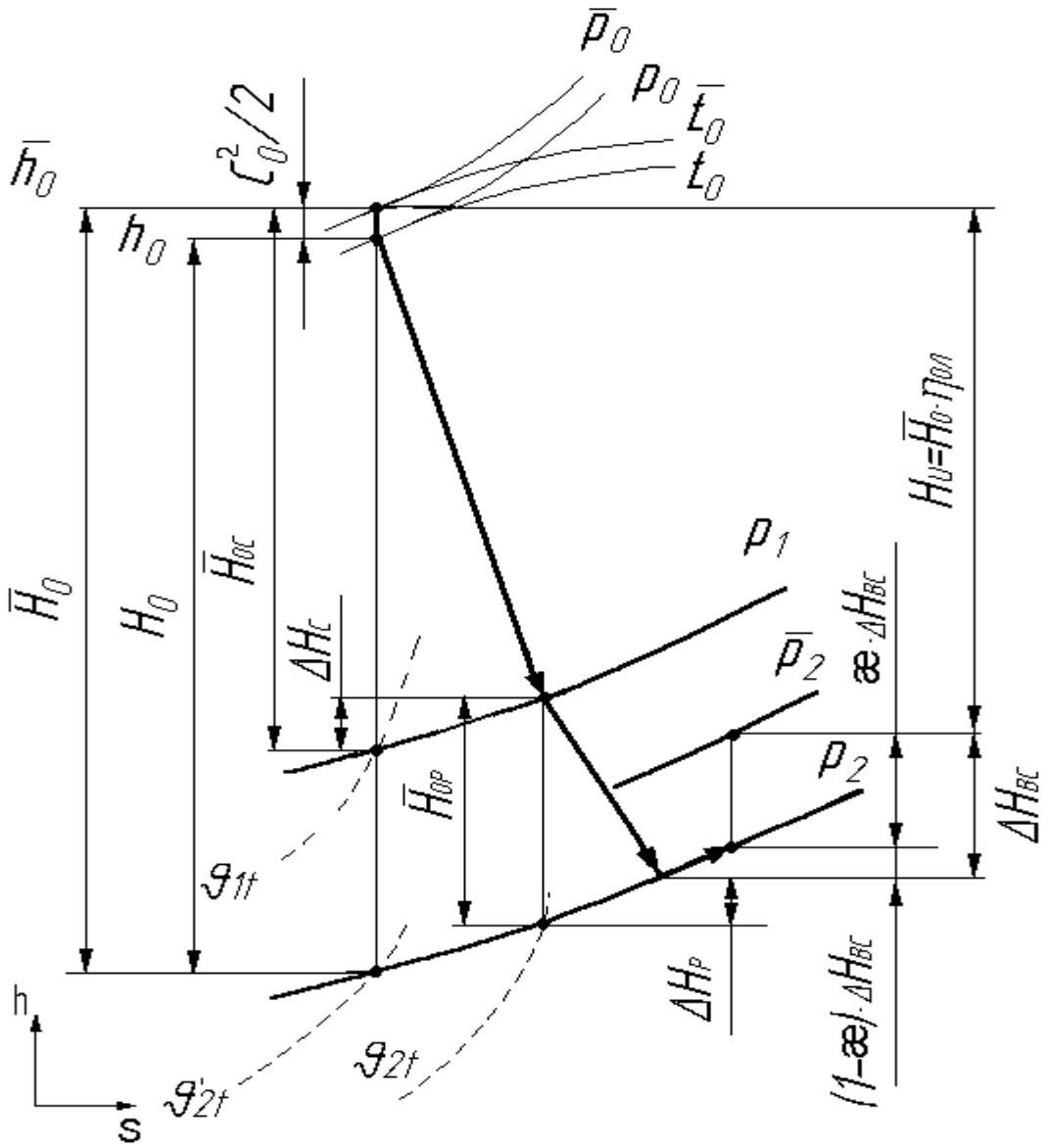


Рис. 3.1

11) Откладывается вверх от уровня h_0 из точки с t_0 и p_0 величина $c_0^2/2$ и определяются параметры заторможенного пара $\overline{p_0}$ и $\overline{t_0}$, соответствующие $\overline{h_0} = h_0 + c_0^2/2$ (в данном примере c_0=75,6 м/с и $\overline{h_0} = 2902{,}86$), где энтропия s_0=7,2671 кДж/(кг·К) (по p_0 и t_0).

12) Отложив $\overline{H_0}$ от $\overline{h_0}$, найдём точку, через которую проходит изобара p_2 давления за рабочими лопатками ступени: p_2=0,32 МПа. Удельный объём в этой точке v'_{2t}=0,665 м^3/кг, температура t_2=197^{o}С, энтропия s_2=s_0=7,2671 кДж/(кг·К) (энтальпия h'_{2t}=2858,36 кДж/кг, найденная ранее, и s_0=7,2671 Дж/кгК=s_2 позволяют получить эти параметры по программе для ЭВМ [4]).

13) Отложив $\overline{H_{0c}}$ от $\overline{h_0}$, найдём точку, через которую проходит изобара p_1 давления за сопловыми лопатками ступени: p_1=0,348 МПа. Удельный объём в этой точке v_{1t}=0,625 м^3/кг, температура t_1=206,4^{o}С, энтропия s_1=s_0=7,2671 кДж/(кг·К) (найденная ранее энтальпия h_{1t}=2876,16 кДж/кг и энтропия s_0=7,267 кДж/(кг·К)=s_1 позволяют получить эти параметры по программе для ЭВМ [4]).

Коэффициент использования скорости c_2 выхода из ступени χ принят равным 1, т.е. рассчитанная в дальнейшем скорость выхода из ступени c_2 и энергия $\Delta H_{в.с}$ полностью используются в следующей ступени турбины. Величина (1- χ) определяет лишь подогрев пара из-за трения.

14) Оценивается отношение давлений на сопловой решетке и сопоставляется с критическим $\varepsilon_{кр}\approx 0{,}545$

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = 0{,}348/0{,}472 = 0{,}73 > 0{,}545.$$

Следовательно, режим истечения пара из сопловой решетки докритический (дозвуковой) и площадь выхода пара из сопловой решетки определяется (предварительно принят коэффициент расхода μ_1=0,965) по формуле:

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = 81 \cdot 0{,}625/0{,}965 \cdot 231 = 0{,}227 \text{ м}^2.$$

15) По принятому углу выхода пара из сопловой решетки $\alpha_{1э} \cong 16°$ определяется высота лопатки для степени парциальности e=1

$$\ell_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot \sin \alpha_{1э}} = 0{,}227/3{,}14 \cdot 1{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}2756 = 0{,}238 \text{ м}.$$

16) Число Маха на выходе из сопловой решетки

$M_{1t}= \dfrac{c_{1t}}{\sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_{1t}}}$ =231/$\sqrt{1{,}3 \cdot 0{,}348 \cdot 0{,}625}$=0,435 (дозвуковое).

17) По M_{1t}, $\alpha_0 = 90^o$, $\alpha_{1э}$=16° выбран профиль С-90-18А по табл. П1.1 в качестве прототипа. Параметры его:

- хорда b_1=47,1 мм;
- оптимальный относительный шаг $\bar{t}_{1опт} = \dfrac{t_1}{b_1}$=0,75, а шаг $t_1 = \bar{t}_{1опт} \cdot b_1$=0,75·47,1=35,3 мм;
- толщина выходной кромки $\Delta_{кр.с}$=0,6 мм.

Тогда в относительной форме толщина кромки

$\bar{\Delta}_{кр.с} = \dfrac{\Delta_{кр.с}}{b_1 \cdot \bar{t}_1 \cdot \sin \alpha_{1э}}$=0,6/47,1·0,75·0,2756=0,0616

и высота лопатки $\bar{\ell}_1 = \dfrac{\ell_1}{b_1}$=238/47,1=5.

18) Число сопловых лопаток

$z_c = \dfrac{\pi \cdot d_1}{b_1 \cdot \bar{t}_1}$=(3,14·1,1)/(0,0471·0,75)=97,8

(принимается z_c=98 лопаток).

19) По давлению p_1=0,348 МПа и температуре t_1=206,4°С определяется по рис. П1 (см. приложение) коэффициент кинематической вязкости ν_1=1,2·10^{-5} м^2/с и рассчитывается число Рейнольдса Re_1

$Re_1 = \dfrac{c_{1t} \cdot b_{1t}}{\nu_1}$=231·0,0471/1,2·10^{-5}=9,1·10^5

20) Для уточнения коэффициента расхода μ_1 (по формуле в строке 12 [6]) найдем:

$\Delta\mu_м$=0,01M^2_{1t}-0,005 M^3_{1t}=0,01·0,435^2-0,005·0,435^3=0,0015,

$\Delta\mu_{Re}$ = -8·Re$^{-0,5}$ =-8 /$\sqrt{9{,}1 \cdot 10^5}$ = - 0,0084,

тогда

$\mu_1 = 0{,}982 - 0{,}005\dfrac{b_1}{\ell_1} + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{Re} =$

=0,982-0,005·47,1/237+0,0015-0,0084=0,974.

Поскольку μ_1 оказалось иным, чем было предварительно принято при подсчете F_1 и ℓ_1, то производим пересчет:

21) $F_1 = \dfrac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = 81 \cdot 0{,}625/0{,}974 \cdot 231 = 0{,}225$ м^2.

22) $\ell_1 = \dfrac{F_1}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot \sin \alpha_{1э}} = 0{,}225/ (3{,}14 \cdot 1{,}1 \cdot 1 \cdot \sin 16^o) =$

$= 0{,}225/(3{,}14 \cdot 1{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}2756) = 0{,}2363$ м.

23) Для определения коэффициента потерь ζ_c (по формуле в строке 1 [6]) найдем:

$k^{пр} = 3{,}00 - 13 \cdot \sin \alpha_{1э} + 21 \cdot \sin^2 \alpha_{1э} = 3\text{-}13 \cdot \sin 16^o + 21 \cdot \sin^2 16^o = 1{,}01;$

$k^{конц} = 1{,}500 - 2{,}00 \cdot \sin \alpha_{1э} = 1{,}5\text{-}2 \cdot \sin 16^o = 0{,}95;$

$\Delta\zeta_{кр} = 0{,}15(\overline{\Delta_{кр}} - 0{,}1) = 0{,}15(0{,}0616\text{-}0{,}1) = -0{,}0051;$

$\Delta\zeta_M = -0{,}004 M_{1t}^2 + 0{,}05 M_{1t}^3 = -0{,}04 \cdot 0{,}435^2 + 0{,}05 \cdot 0{,}435^3 = -0{,}0035;$

$\Delta\zeta_{Re} = 5{,}8 \cdot 10^4 \cdot \mathrm{Re}^{-5/4} = 5{,}8 \cdot 10^4 (9{,}1 \cdot 10^5)^{-5/4} = 0{,}0367;$

$\Delta\zeta_{вх} = 0$ ($\beta^{опт} = \beta_1$, так как лопатка будет профилироваться);

$\Delta\zeta_{мер} = 0{,}1 \dfrac{\Delta l}{l} \mathrm{tg}\nu_n = 0{,}1 \cdot 0{,}01 \mathrm{tg}10^o = 0{,}000176;$

$\Delta\zeta_\theta = \dfrac{0{,}03}{1 + d_1/l_1} = 0{,}03/1 + 1{,}1/0{,}241 = 0{,}0054.$

Тогда коэффициент потерь определится в виде

$\zeta_c = 0{,}04 \kappa^{пр} + 0{,}015 \, b_1/\ell_1 \cdot k^{конц} + \Delta\zeta_{кр} + \Delta\zeta_M +$

$+ \Delta\zeta_{Re} + \Delta\zeta_{вх} + \Delta\zeta_{мер} + \Delta\zeta_\theta =$

$= 0{,}04 \cdot 1{,}01 + 0{,}015 \cdot 1/5 \cdot 0{,}95 + (-0{,}0051) +$

$+ (-0{,}0035) + 0{,}036 + 0 + 0{,}000176 + 0{,}0054 = 0{,}04112.$

24) Коэффициент скорости сопловой решетки

$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c} = \sqrt{1 - 0{,}04112} = 0{,}98.$

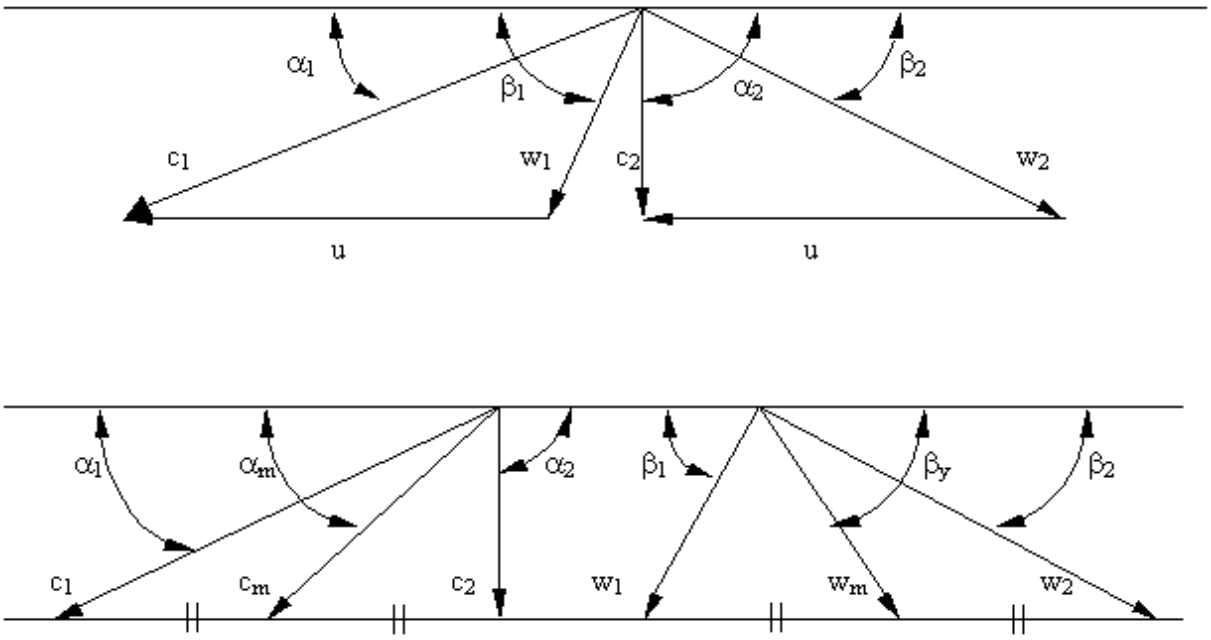
25) Скорость действительная выхода пара из сопловой решетки

$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = 0{,}98 \cdot 231 = 226$ м/с.

26) Угол α_1 направления скорости c_1

$\alpha_1 = \arcsin(\frac{\mu_1}{\varphi}\sin\alpha_{1э}) = \arcsin((0{,}9656/0{,}96)\sin 16°) = \arcsin 0{,}269 = 15{,}7°.$

27) По c_1, α_1, u строится входной треугольник скоростей, из которого графически определяется значение относительной скорости w_1 входа потока в рабочую решетку и угол β_1 ее направления (рис. 3.2)



$\alpha_y = \alpha_m + (8° \div 10°)$ $\qquad$ $\beta_y = \beta_m$

Рис. 3.2

Возможно рассчитать w_1 теоретически

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1} =$$

$$= \sqrt{226^2 + 173^2 - 2\cdot 173\cdot 226\cdot\cos 15{,}7^o} = 76 \text{ м/с},$$

а также теоретически определить по формуле угол β_1

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{c_1\cos\alpha_1 - u}{w_1}\right) =$$

$$= \arccos\left(\frac{226\cdot\cos 15{,}7^o - 173}{76}\right) = \arccos 0{,}5864 = 54{,}1^o.$$

28)Теоретическая относительная скорость выхода потока из решетки

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + \rho c^2{}_{\text{ф}}} = \sqrt{76^2 + 0{,}4 \cdot 298^2} = 203 \text{ м/с}.$$

29)Скорость звука на выходе из рабочей решетки

$$a_2 = \sqrt{k p_2 v_{2t}} = \sqrt{1{,}3 \cdot 0{,}32 \cdot 10^6 \cdot 0{,}665} = 526 \text{ м/с}.$$

30)Число Маха

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{203}{526} = 0{,}386.$$

31)Задавшись предварительно коэффициентом расхода рабочей решетки μ_2=0,93, определим площадь выхода из рабочей решетки

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}} = \frac{81 \cdot 0{,}665}{0{,}93 \cdot 203} = 0{,}285 \text{ м}^2.$$

32)Выбрав перекрышу $\Delta \ell = \ell_2 - \ell_1$=3 мм, определим высоту рабочей решетки

$\ell_2 = \ell_1 + 3 = 241 + 3 = 244$ мм.

33)Эффективный угол выхода из рабочей решетки

$$\beta_{2Э} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot \ell_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}285}{\pi \cdot 1{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}244}\right) = \arcsin 0{,}3381 = 19{,}8°.$$

34)Поворот потока в рабочей решетке

$$\Delta\beta = 180° - (\beta_1 + \beta_{2Э}) = 180° - (54{,}1° + 19{,}8°) \cong 106°.$$

Близок к полученным расчётом параметрам стандартный профиль рабочей решетки Р-35-25А (табл. П1.1, приложение).

Параметры профиля:

b_2=25,4 мм – хорда;

$\bar{t}_{2opt}$=0,6 – оптимальный относительный шаг,

а шаг $t_2 = \bar{t}_{2opt} \cdot b_2 = 0{,}6 \cdot 25{,}4 = 15{,}24$ мм;

$\Delta_{КР.Р} = 0{,}8$ мм – толщина выходной кромки.

Тогда в относительной форме толщина кромки

$$\bar{\Delta}_{КР.Р} = \frac{\Delta_{КР.Р}}{b_2 \cdot \bar{t}_2 \cdot \sin\beta_{2Э}} = \frac{0{,}8}{25{,}4 \cdot 0{,}6 \cdot \sin 19{,}8°} = 0{,}153,$$

а высота лопатки

$$\bar{\ell}_2 = \frac{\ell_2}{b_2} = \frac{244}{25{,}4} = 9{,}6.$$

35) Число рабочих лопаток

$$z_{\text{Р}} = \frac{\pi \cdot d_2}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}1}{0{,}0254 \cdot 0{,}6} = 226{,}6$$

(принимается $z_{\text{Р}} = 227$ лопаток).

36) По давлению $p_2 = 0{,}32$ МПа и температуре $t_2 = 197\,^{\circ}\text{C}$ определяется (по [4]) $\nu_2 = 1{,}3 \cdot 10^{-5}$ м^2/с и рассчитывается число Рейнольдса Re_2

$$\text{Re}_2 = \frac{w_{2t} \cdot b_2}{\nu_2} = \frac{203 \cdot 0{,}0261}{1{,}3 \cdot 10^{-5}} = 3{,}97 \cdot 10^5.$$

37) Для уточнения коэффициента расхода μ_2 (по формуле в строке 12 [6]) найдём:

$$\Delta\mu_M = 0{,}01 \cdot M_{2t}^2 - 0{,}005 \cdot M_{2t}^3 = 0{,}01 \cdot 0{,}386^2 - 0{,}005 \cdot 0{,}386^3 = 0{,}0012$$

$$\Delta\mu_{\text{Re}} = -8\,\text{Re}_2^{-0{,}5} = -\frac{8}{\sqrt{397000}} = -0{,}002$$

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0{,}02 + 0{,}027 \cdot \sin\Delta\beta = -0{,}02 + 0{,}027 \cdot \sin 106^{\circ} = 0{,}046.$$

Тогда

$$\mu_2 = 0{,}965 - 0{,}01\frac{b_2}{l_2} + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{\text{Re}} + \Delta\mu_{\Delta\beta} =$$

$$0{,}965 - 0{,}01 \cdot \frac{25{,}4}{244} + 0{,}0012 - 0{,}002 + 0{,}046 = 0{,}96.$$

Поскольку μ_2 оказалось иным, чем было предварительно принято при подсчете F_2 и ℓ_2, то произведем пересчет.

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{81 \cdot 0{,}665}{0{,}96 \cdot 203} = 0{,}276\,\text{м}^2,$$

$$\ell_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot \sin\beta_{2э}} = \frac{0{,}276}{3{,}14 \cdot 1{,}1 \cdot 1 \cdot \sin 19{,}8^{\circ}} = 0{,}234\,\text{м}.$$

Это значение ℓ_2 оказалось меньше $\ell_1 = 0{,}241$ м, что неприемлемо. Следует пересчитать угол $\beta_{2э}$ с новым F_2, сохранив ℓ_2=0,244 м > ℓ_1.

$$\beta_{2э} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi \cdot d_2 \cdot e \cdot l_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}276}{3{,}14 \cdot 1{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}234}\right) = 19{,}5^{\circ},$$

$\Delta\beta \cong 106^{\circ}$.

38) Для определения коэффициента потерь ζ_P (по формуле в строке 1, [6]) найдём:

$$k^{\text{пр}} = 1{,}841 - 1{,}584 \cdot \sin \Delta\beta + 0{,}62 \cdot \sin^2 \Delta\beta =$$

$$= 1{,}841 - 1{,}584 \cdot \sin 106^{\circ} + 0{,}62 \cdot \sin^2 106^{\circ} = 0{,}891$$

$$k^{\text{конц}} = 1{,}87 - 1{,}15 \cdot \sin \Delta\beta = 1{,}87 - 1{,}15 \cdot \sin 106^{\circ} = 0{,}765;$$

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = 0{,}15\left(\overline{\Delta}_{\text{кр.р}} - 0{,}1\right) = 0{,}15 \cdot (0{,}155 - 0{,}1) = 0{,}00825;$$

$$\Delta\zeta_M = -0{,}04 M_{2t}^2 + 0{,}05 M^3 = -0{,}04 \cdot 0{,}386^2 + 0{,}05 \cdot 0{,}386^3 = -0{,}006;$$

$$\Delta\zeta_{\text{Re}} = 5{,}8 \cdot 10^4 \cdot \text{Re}_2^{-\frac{5}{4}} = \frac{5{,}8 \cdot 10^4}{397000^{1{,}25}} = 0{,}026;$$

$\Delta\zeta_{\text{вх}} = 0$ ($\beta_1 = \beta_1^{\text{опт}}$, так как лопатка будет профилироваться);

$$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0{,}1 \cdot \frac{\Delta l}{l_2} \cdot \text{tg}\nu_n = 0{,}1 \cdot 0{,}01 \cdot \text{tg}10 = 0{,}000176;$$

$$\Delta\zeta_{\Theta} = \frac{0{,}03}{1 + \dfrac{d_2}{l_2}} = \frac{0{,}03}{1 + \dfrac{1{,}1}{0{,}244}} = 0{,}0055.$$

Тогда коэффициент потерь рабочей решетки

$$\zeta_P = 0{,}08 \cdot k^{\text{пр}} + 0{,}026 \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot k^{\text{конц}} +$$

$$+ \Delta\zeta_{\text{кр}} + \Delta\zeta_{\text{м}} + \Delta\zeta_{\text{Re}} + \Delta\zeta_{\text{вх}} + \Delta\zeta_{\text{мер}} + \Delta\zeta_{\Theta} =$$

$$= 0{,}08 \cdot 0{,}891 + 0{,}026 \cdot \frac{26{,}1}{244} \cdot 0{,}765 +$$

$$+ 0{,}008250 + (-0{,}006) + 0 + 0 + 0{,}000176 + 0{,}0055 = 0{,}095.$$

39)Коэффициент скорости рабочей решетки

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_p} = \sqrt{1 - 0{,}095} = 0{,}95.$$

40)Действительная скорость выхода пара из рабочей решетки в относительном движении

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0{,}95 \cdot 203 = 192{,}8 \text{ м/с}.$$

41)Угол β_2 направления скорости w_2

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi} \sin \beta_{2Э}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}95}{0{,}95} \sin 19{,}5\right) = \arcsin 0{,}3338 = 19{,}7^{\circ}.$$

42) По w_2, β_2, u строится выходной треугольник скоростей и определяется c_2 и α_2.

43)Возможно определить c_2 и α_2 аналитически, из формул

$$c_2 \cdot \cos\alpha_2 = w_2 \cdot \cos\beta_2 - u = 195{,}7 \cdot \cos 19{,}7 - 173 = 8{,}86 \text{ м/с}.$$

44) $c_2 = \sqrt{w_2^2 - u^2 - 2 \cdot u(c_2 \cdot \cos\alpha_2)} =$

$= \sqrt{195{,}7^2 - 173^2 - 2 \cdot 173 \cdot 11{,}5} = 65{,}6$ м/с.

45) $\alpha_2 = \arccos\left(\frac{w_2 \cdot \cos\beta_2 - u}{c_2}\right) = \arccos\left(\frac{192{,}8 \cdot 0{,}943 - 173}{65{,}6}\right) = 82^\circ.$

Угол α_2 отличается от 90˚, следовательно, $\frac{u}{c_\text{ф}}$ выбрано не равным оптимальному, но допустимым. Угол входа α_0 в следующую ступень будет равен 82˚.

46)Потери энергии в сопловой решетке

$$\Delta H_\text{с} = \overline{H}_\text{ос} \cdot \zeta_\text{с} = 26{,}7 \cdot 0{,}0411 = 1{,}1 \text{ кДж/кг}.$$

47)Потери энергии в рабочей решетке

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot \zeta_p = \frac{203^2}{2 \cdot 1000} \cdot 0{,}095 = 1{,}96 \text{ кДж/кг}.$$

48) Потери с выходной скоростью c_2 (входная для следующей ступени)

$$\Delta H_\text{в.с} = 0{,}5 \cdot c_2^2 = \frac{0{,}5 \cdot 65{,}6^2}{1000} = 2{,}15 \text{ кДж/кг}.$$

49) Относительный лопаточный КПД ступени

$$\eta_\text{о.л} = 1 - \frac{\Delta H_\text{с} + \Delta H_p + \Delta H_\text{в.с}}{\overline{H}_0} = 1 - \frac{1{,}1 + 1{,}96 + 2{,}15}{44{,}5} = 0{,}883$$

или по иной формуле

$$\eta_\text{о.л} = \frac{u \cdot (c_1 \cdot \cos\alpha_1 + c_2 \cdot \cos\alpha_2)}{\overline{H}_0} =$$

$$= \frac{173 \cdot (226 \cdot \cos 15{,}7^\text{o} + 66{,}2 \cdot \cos 80^\text{o})}{44{,}5 \cdot 1000} = 0{,}882.$$

50) Использованный теплоперепад в ступени

$$H_\text{и} = \overline{H}_0 \cdot \eta_\text{о.л} = 44{,}5 \cdot 0{,}882 = 39{,}1 \text{ кДж/кг}$$

51) Мощность на лопатках ступени

$$N_\text{и} = G \cdot H_\text{и} = 81 \cdot 39{,}1 = 3167 \text{ кВт}.$$

52) Энтальпия пара на выходе из ступени (необходима для расчета следующей ступени)

$$h_2 = h_{1t} + \Delta H_\text{с} - H_\text{ор} + \Delta H_p = 2876{,}16 + 1{,}1 - 1{,}96 + 2{,}19 = 2861 \text{ кДж/кг}.$$

3.3. Построение профилей решеток и проточной части ступени (реактивной)

3.3.1. Построение кромок и узкого сечения сопловой решетки

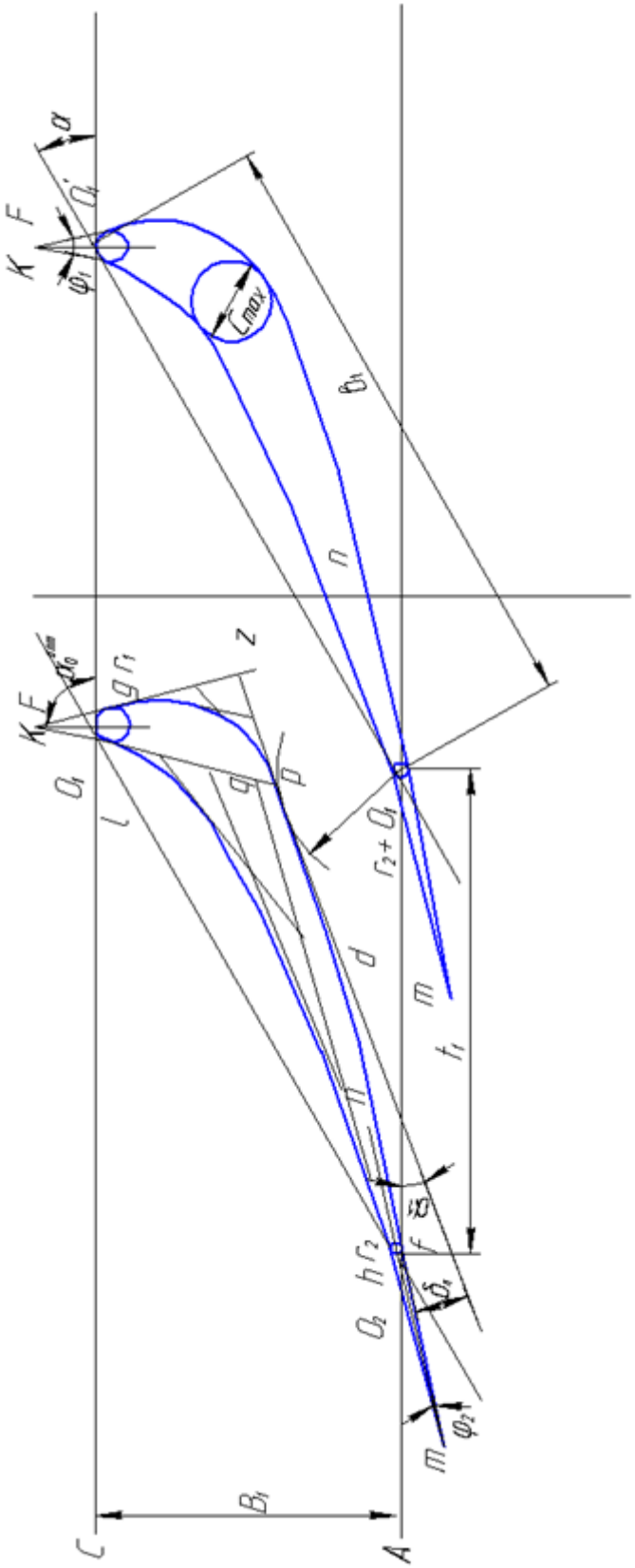


Рис.3.3. Сопловая решетка (реактивная)

1) Из треугольника абсолютных скоростей (рис. 3.2) определяется угол α_m направления вектора осредненной скорости $\bar{c}_m$. Конец вектора $\bar{c}_m$ находится в середине отрезка между концами векторов $\bar{c}_1$ и $\bar{c}_2$. Угол установки соплового профиля α_y на $8\div10^o$ больше угла α_m:

$\alpha_m = 30°$, $\alpha_y = 30°+9° = 39°$.

2)Ширина сопловой решетки

$B_1 = b_1 \cdot \sin\alpha_y = 47{,}1\cdot\sin39^o = 47{,}1\cdot0{,}63 = 29{,}64$ мм.

3) Шаг лопаток сопловой решетки $t_1 = \bar{t}_1 \cdot b_1 = 0{,}75\cdot47{,}1 = 35{,}3$ мм.

4)Выбирается относительная толщина профиля

$\bar{C}_{\max} = \dfrac{C_{\max}}{b_1} = (0{,}1\div0{,}2)$, принято $\bar{C}_{\max} = 0{,}17$,

$C_{\max} = \bar{C}_{\max} \cdot b_1 = 0{,}17\cdot47{,}1 = 8$ мм.

5)Радиус скругления выходной кромки (полутолщина $\Delta/2$)

$r_2 = (0{,}05\div0{,}1)\cdot C_{\max}$, принято: $r_2 = 0{,}0375\cdot8 = 0{,}3$ мм.

6) Определяется размер горла решетки

$o_1 = t_1 \cdot\sin\alpha_{1'э} = 35{,}3\cdot\sin16° = 35{,}3\cdot0{,}2756 = 9{,}73$ мм.

7)Радиус входной кромки

$r_1 = (0{,}12\ldots0{,}25)C_{\max}$,

принято $r_1 = 0{,}15\, C_{\max} = 0{,}15\cdot3{,}8 = 0{,}6$ мм.

8)Размер $r_2 + o_1$, необходимый для построения спинки профиля, равен $r_2+o_1 = 0{,}3+9{,}73 = 10{,}03$ мм.

9) Выбирается угол отгиба выходного участка спинки профиля

$\delta_л = (8\div15^o)$, но не более 15^o. Принят $\delta_л = 8^o$

10) Оптимальный угол входа $\alpha_o^{опт} = 90^o$.

11) Угол заострения входной кромки $\varphi_1 = 10\div30^o$. Принят $\varphi_1 = 20^o$

12) Угол заострения выходной кромки $\varphi_2 \le 3^o$.

13) Выбирается расстояние x_c от центра радиуса r_1 до центра окружности $c_{\max}$ по направлению линии установки профиля (под углом α_y)

$x_c = (0{,}25\div0{,}5)\cdot b_2$, принят $x_c = 0{,}25\cdot b_2 = 0{,}25\cdot47{,}1 \cong 14$ мм.

Выбирается масштаб для построения решетки профилей. Выбран М=5:1. Проводятся две горизонтальные линии (АВ и CD) на расстоянии ширины решетки B_1 в выбранном масштабе.

14) Под углом α_y к линиям АВ и CD проводится линия установки профиля.

15) На расстоянии шага t_1 проводится вторая линия установки профиля под углом α_y.

16) Наносятся радиусом r_2 две окружности, касающиеся линии АВ и линий установки профиля, с центрами o_2 и o_2'

17)Наносятся радиусом r_1 две окружности, касающиеся линии CD и линий установки профиля с центрами o_1 и o_1'

18) Через центры o_2 и o_2' проводят линии *m-n* под углом α_1 к АВ (осевые линии выходных кромок – касательные к скелетной линии профиля).

19)Под углом $\frac{\varphi_2}{2}$ к прямым *m-n* проводят касательные к окружности, очерчивающий выходную кромку, *mf* и *mh*. Точки *f* и *h* являются конечными точками выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

20) Радиусом $r_2 + o_1$ (o_1 – размер горла) из точки o_2' проводится дуга окружности, ограничивающая величину выходного сечения межлопаточного канала.

21) Проводится касательная к окружности радиуса $r_2 + o_1$ под углом $\delta_л$ к линии *f-m*. (эта касательная будет под углом $\alpha_1 - \frac{\varphi}{2} + \delta_л$ к линии АВ). Касание дуги в точке Р, дуга спинки профиля должна пройти через точку Р.

22) Через центры o_1 и o_1' окружностей входной кромки проводят под углом $\alpha_0^{опт}$ к линии CD линии o_1F и $o_1'F'$.

23) К окружности радиуса r_1 проводят касательные под углом $\frac{\varphi_1}{2}$ к линиям o_1F и $o_1'F'$. Касательные пересекаются в точке *K*. Точки касания *g* и *l* с окружностью радиуса r_1 являются начальными точками контуров выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

Таким образом, скругления входной кромки, выходной кромки и геометрии узкого сечения o_1 определены.

3.3.2. Построение профиля сопловой решетки

1) Продолжаются до взаимного пересечения в точках *z* и *d* касательная в точке *p* и линии *kg* и *mf*.
2) Отрезок *gz* и отрезок *zp* делятся на одинаковое число (равных в своем отрезке) частей и точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая проведенных соединяющих линий и является искомой параболической дужкой между точками *g* и *p* выпуклой части профиля.
3) Аналогично, отрезки *pd* и *df* делятся на одинаковое число равных частей и соответственные точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая этих соединяющих линий является искомой параболой между точками *p* и *f* выпуклой части профиля.
4) Для получения линии вогнутой части профиля предварительно проводится окружность $c_{\max}$ на расстоянии x_c от центра радиуса r_1 в направлении линии установки профиля и касающаяся линии выпуклой поверхности. Затем проводится касательная к окружности $c_{\max}$, параллельная линии установки профиля и касающаяся этой окружности в точке *M*. Пересечение этой касательной с продолжением линии *kl* дает точку *q*. Линии *lq* и *Mq* делятся на равное число отрезков и точки деления соответственно соединяются. Огибающая соединяющих линий есть парабола между точками *l* и *M*. Пересечение касательной к точке *M* с продолжением линии *mh* дает точку *W*. Линии *MW* и *hW* делятся на равное число отрезков, аналогично предыдущим, соответственные точки деления соединяются линиями друг с другом. Огибающая линий соединения является параболой между точками *M* и *h*. Профиль одной лопатки построен, а соседние получатся нанесением соответственных точек линий профиля на расстоянии шага сопловых лопаток t_1 с последующим обводом этих точек.

3.3.3. Построение кромок и узкого сечения профиля рабочей решетки

1) Из треугольника относительных скоростей (рис. 3.2) определяется угол $(\beta_y = \beta_m)$, определяющий направление вектора осредненной ско-

рости $\overline{w}_m$. Конец вектора $\overline{w}_m$ находится в середине отрезка между концами векторов $\overline{w}_1$ и $\overline{w}_2$. Угол установки профиля рабочей лопатки $(\beta_y = \beta_m)$:

$$(\beta_y = 65 = \beta_m).$$

2) Ширина рабочей решетки

$B_2 = b_2 \sin\beta_y = 25{,}4 \cdot \sin 44^\circ = 25{,}4 \cdot 0{,}695 = 17{,}65$ мм.

3) Шаг лопаток рабочей решетки

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2 = 0{,}6 \cdot 25{,}4 = 15{,}2 \text{ мм}.$$

4) Выбирается относительная толщина профиля предварительно

$\bar{c} = \dfrac{C_{\max}}{b_2} = (0{,}15 \div 0{,}3)$, принято $\bar{c} = 0{,}15$,

тогда максимальная толщина профиля (предварительная для выбора радиусов r_1 и r_2)

$$C_{\max} = \bar{c} \cdot b_2 = 0{,}15 \cdot 25{,}4 = 3{,}8 \text{ мм}.$$

5) Радиус скругления выходной кромки (полутолщина $\dfrac{\Delta}{2}$)

$r_2 = (0{,}05 \div 0{,}12) \cdot C_{\max}$, принято $r_2 = 0{,}08 \cdot \overline{C}_{\max} = 0{,}11 \cdot 3{,}8 = 0{,}4$ мм, (что соответствует принятому $\Delta_{\text{кр.р}}$).

6) Определяется размер горла решетки

$$o_2 = t_2 \sin\beta_{2Э} = 15{,}2 \cdot \sin 19{,}3^\circ = 15{,}2 \cdot 0{,}33 = 5 \text{ мм}.$$

7) Радиус входной кромки $r_1 = (0{,}06 \div 0{,}15) \cdot C_{\max}$,

принято $r_1 = 0{,}1 \cdot C_{\max} = 0{,}1 \cdot 5 = 0{,}5$ мм.

8) Размер $r_2 + o_2$, необходимый для построения спинки профиля, равен $0{,}4 + 5 = 5{,}4$ мм.

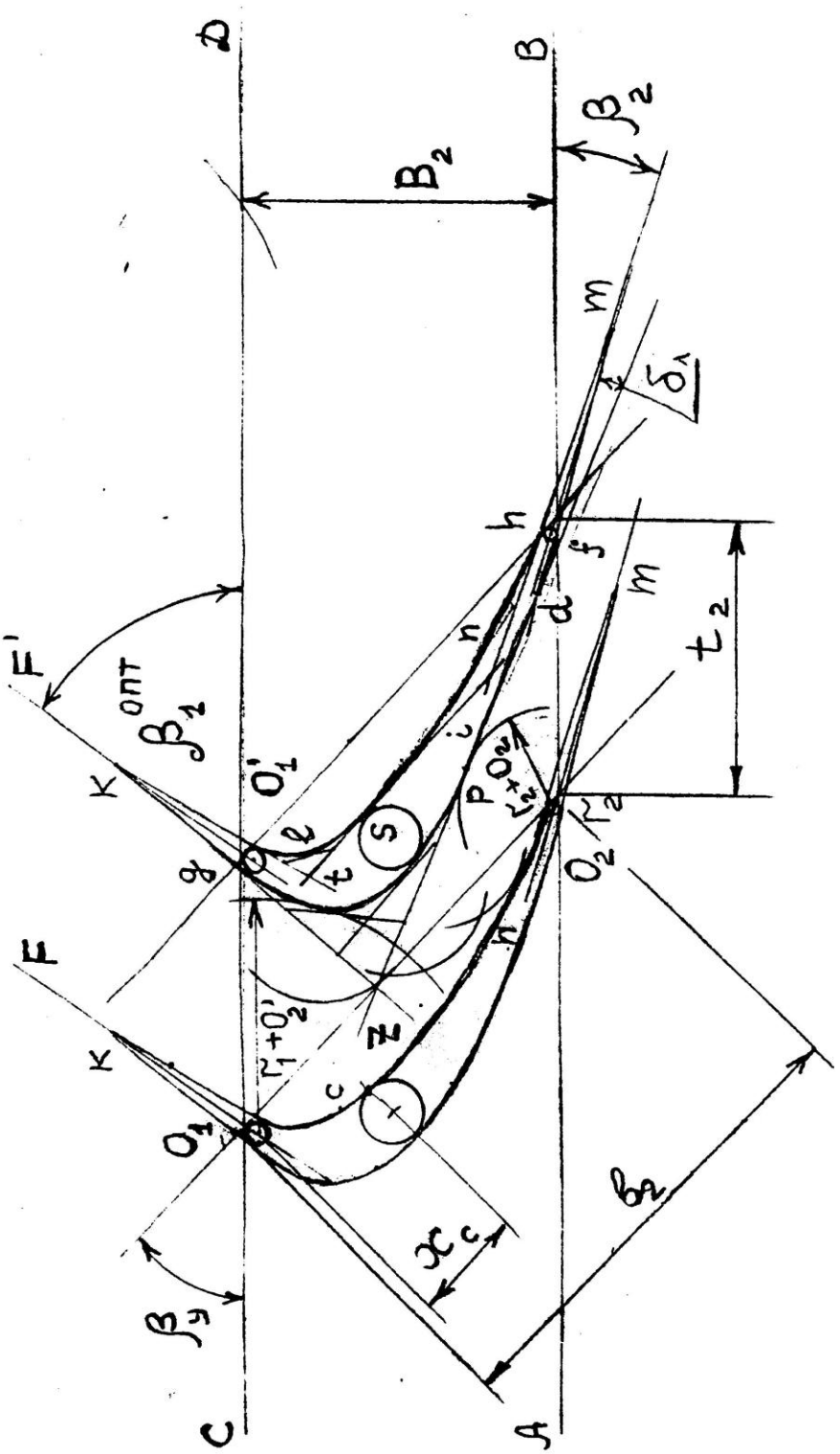


Рис. 3.4. Рабочая решетка реактивной ступени

9) Выбирается угол отгиба выходного участка спинки профиля $\delta_л = (8^\circ \div 15^\circ)$, но не более 15^o. Принят $\delta_л = 10^\circ$.

10) Оптимальный угол входа $\beta_1^{опт} = 27{,}85^o$.

11) Угол заострения входной кромки $\varphi = 10^o \div 20^o$. Принят $\varphi_1 = 10^o$.

12) Угол заострения выходной кромки $\varphi_2 \le 3^o$.

13) Выбирается расстояние x_C от центра радиуса r_1 до центра окружности $c_{\max}$ по направлению линии установки профиля (под углом β_y)

$x_C = (0{,}25 \div 0{,}5)b_2$, обычно для активных решеток $x_C \approx 0{,}5b_2$.

При этом желательно, чтобы x_C соответствовало касанию окружности $c_{\max}$ линии спинки лопатки на максимальном удалении от линии установки профиля. Т.е., x_C определится после нанесения линии спинки профиля.

14) В выбранном для построения сопловой решетки масштабе проводятся две горизонтальные линии (*AB* и *CD*) на расстоянии ширины рабочей решетки B_2 .

15) Под углом β_y к линиям *AB* и *CD* проводятся две линии установки профиля на расстоянии шага t_2 .

16) Наносятся радиусом r_2 две окружности, касающиеся линии *AB* и линии установки профиля, с центрами o_2 и o_2'.

17) Наносятся радиусом r_1 две окружности, касающиеся линии *CD* и линии установки профиля с центрами o_1 и o_1'.

18) Через центры o_2 и o_2' проводят под углом β_2 линии *m-n* (осевые линии выходных кромок – касательные к скелетной линии профиля).

19) Под углом $\frac{\varphi_2}{2}\left(\varphi_2 \le 3^\circ\right)$ к прямым *m-n* проводят касательные к окружности, очерчивающей входную кромку *mf* и *mh*. Точки *f* и *h* являются конечными точками выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

20) Радиусом $r_2 + o_2$ (o_2 – размер горла) из точки o_2 проводится дуга окружности, ограничивающая величину выходного сечения межлопаточного канала.

21) Проводится касательная к окружности радиуса $r_2 + o_2$ под углом $\delta_л$ к линии *fm* (эта касательная будет под углом $\beta_2 - \frac{\varphi_2}{2} + \delta_л$ к линии *AB*). Касание дуги и касательной в точке *p*, т.е. линия спинки профиля должна пройти через точку *p*.

22) Через центры o_1 и o_1' окружностей входной кромки проводят под углом $\alpha_0^{опт}$ к линии *CD* линии o_1F и $o_1'F$.

23) К окружностям радиуса r_1 проводят касательные под углом $\frac{\varphi_1}{2}$ к линиям o_1F и $o_1'F'$. Касательные пересекаются в точке K. Точки касания *g* и *l* с окружностью радиуса r_1 являются начальными точками контуров выпуклой и вогнутой поверхностей профиля.

Таким образом, скругления входной и выходной кромок и геометрия узкого сечения o_2 определены.

3.3.4. Построение профиля рабочей лопатки дугами парабол

1) Продолжаются до взаимного пересечения в точках *Z* и *d* касательная к окружности в точке *p* и линии *кg* и *mf*.

2) Отрезки *gZ* и *Zp* делятся на одинаковое число (равных в своем отрезке) частей и точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая проведенных соединяющих линий и является искомой параболической дужкой между точками *g* и *p* выпуклой части профиля.

3) Аналогично отрезки *pd* и *df* делятся на одинаковое число равных частей и соответственные точки деления соединяются последовательно друг с другом. Огибающая этих соединяющих линий является искомой параболой между точками *p* и *f* выпуклой части профиля.

4) Из центра радиуса r'_1 соседней лопатки проводится дуга окружности, касающаяся спинки профиля, из которой определится радиус $r_1 + o'_2$ и проходное сечение o'_2 входа в рабочую решетку, которое должно быть больше выходного сечения o_2 во избежание диффузорности в межлопаточном канале.

5) Наносится ряд дуг радиусом o_2 с центрами на построенной дуге выпуклой части профиля.

6) Выстраивается выпуклая часть профиля соседней лопатки на расстоянии шага t_2 от уже построенной дуги по точкам.

7) Уточняется размер $c_{\max}$ на расстоянии x_c, принимаемый как расстояние от максимального удаления выпуклости новой дуги соседней лопатки до огибающей ряда дуг радиуса o_2 за вычетом расстояния, примерно равного $0{,}5(o'_2 - o_2)$. Такой выбор $c_{\max}$ обеспечит конфузорность межлопаточного канала от входа, где сечение o'_2, до выхода, где сечение o_2, а внутри канала размеры сечений промежуточные между o'_2 и o_2. Для реактивных решеток такого уточнения $c_{\max}$ не требуется.

8) Для получения вогнутой части профиля проводится окружность $c_{\max}$, касающаяся выпуклой линии спинки лопатки на максимальном удалении от линии установки профиля.

9) Параллельно линии установки профиля проводится касательная к окружности c_{max} с касанием в точке s, через которую должна пройти линия вогнутой части профиля. Пересечение этой касательной с продлением линий kl и mh дает точки t и i. Отрезки tl и ts делят на равные части и соответственные точки деления соединяют линиями. Аналогично отрезки is и ih делятся на равные части и соответственные точки деления соединяются линиями. Огибающая этих линий есть кривая вогнутой части профиля. Профиль одной рабочей лопатки построен, а соседние получаются нанесением соответственных точек линий профиля на расстоянии шага рабочих лопаток t_2.

Строится геометрия проточной части ступени турбины по высотам лопаток l_1, l_2 и ширине решеток B_1, B_2 с наложением профилей на соответствующую ширину решетки (рис. П3, см. Приложение). Расстояние между сопловой и рабочей решетками принимается примерно равным полуширине рабочей решетки ($\approx 0{,}5B_2$).

4. РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА ТУРБИНЫ

1. Расход отработавшего пара G_k через конденсатор ранее определен по (1.15). Тепловой баланс поверхностного конденсатора определится формулой (рис. 4.1)

$$G_k(h_k - h'_k) = W(t_{2в} - t_{1в})c_в, \qquad (4.1)$$

где $(h_k - h'_k) \cong 2200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – это теплота фазового превращения воды (h_k – энтальпия пара на входе в конденсатор; $h'_k = c_в t'_k$ – энтальпия конденсата при его температуре t'_k на выходе из конденсатора). Тем-

пература t'_k определяется по температуре $t_{\text{п}}$ насыщенного пара на входе в конденсатор при давлении $p_k \cong p_{\text{П}}$ смеси воздуха и пара и его переохлаждении $\Delta t_k = 0 \div 5^{\text{o}}\text{C}$ из-за уменьшения парциального давления пара $(p_{\text{П}})$ в паровоздушной смеси от входа, где $p_k \cong p_{\text{П}}$, до давления на выходе $(p'_k = p'_{\text{п}} + p'_{\text{в}})$

$$t'_k = t_{\text{п}} - \Delta t_k, \qquad (4.2)$$

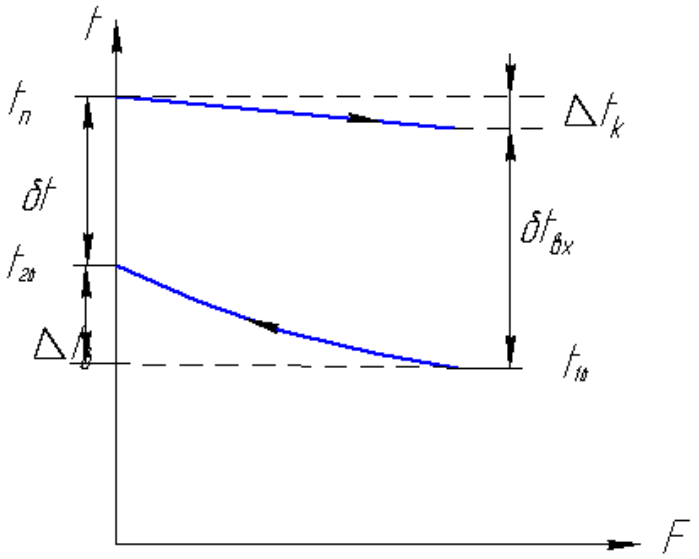
$c_{\text{в}} = 4{,}19 \dfrac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоемкость воды;

$(t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}) = \Delta t_{\text{в}}$ – подогрев охлаждающей воды от температуры $t_{1\text{в}}$ на входе в конденсатор до температуры $t_{2\text{в}}$ на выходе.

Для одноходовых конденсаторов $\Delta t_{\text{в}}^1 = 6...7^{\text{o}}\text{C}$;

для двухходовых – $\Delta t_{\text{в}}^2 = 7...9^{\text{o}}\text{C}$;

для трех- и четырехходовых – $\Delta t_{\text{в}}^3 = 10...12^{\text{o}}\text{C}$.



$$\Delta t = \frac{\delta t_{вх} - \delta t}{\ln \frac{\delta t_{вх}}{\delta t}}$$

Так как $\delta t_{вх} = \Delta t_в + \delta t - \Delta t_к$, то

$$\Delta t = \frac{\Delta t_в - \Delta t_к}{\ln[(\Delta t_в + \delta t - \Delta t_к)/\delta t]}$$

Рис. 4.1. К расчету конденсатора

Температура охлаждающей воды при входе в конденсатор $t_{1\text{в}}$ принимается равной $10^{\text{o}}, 12^{\text{o}}, 15^{\text{o}}, 20^{\text{o}}$ и 25^{o}C в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды принимают расчетное абсолютное давление отработавшего пара p_k :

- для $t_{1\text{в}} = 10^{\text{o}}\text{C} \rightarrow p_k = 2{,}8 \div 3{,}4\,\text{кПа}$,

- для $t_{1в} = 15^{o}\text{C} \rightarrow p_k = 3{,}8 \div 4{,}8$ кПа,
- для $t_{1в} = 20^{o} \div 25^{o}\text{C} \rightarrow p_k = 5{,}9 \div 6{,}8$ кПа.

Расход охлаждающей воды W определяется из предварительно задаваемой кратности охлаждения в зависимости от числа ходов воды в трубках.

$$m = \frac{W}{G_k} = \frac{(h_k - h'_k)}{C_в \cdot \Delta t_в} \ . \tag{4.3}$$

Оптимальная кратность охлаждения находится в следующих пределах:

- для одноходовых конденсаторов $m = 80 \div 120$;
- для двухходовых конденсаторов $m = 60 \div 70$;
- для трех- и четырехходовых конденсаторов $m = 40 \div 50$.

Тогда

$$W = mG_k . \tag{4.4}$$

Теплота, передаваемая от пара воде, определит площадь теплообменной поверхности F_k

$$Q = G_k(h_k - h'_k) = G_k \cdot 2200 = \bar{k} \cdot \Delta\bar{t} \cdot F_k \tag{4.5}$$

как

$$F_k = \frac{Q}{\bar{k} \cdot \bar{\Delta t}}, \tag{4.6}$$

где среднелогарифмический температурный напор определяется по формуле

$$\Delta\bar{t} = \frac{\delta t_{вх} - \delta t}{\ln(\delta t_{вх} / \delta t)} \ . \tag{4.7}$$

Так как

$$\Delta\delta t_{вх} = \Delta t_в + \delta t - \Delta t_k , \tag{4.8}$$

то

$$\Delta\bar{t} = \frac{\Delta t_в - \Delta t_k}{\ln\left[\Delta t_в + \delta t - \Delta t_k) / \delta t\right]}, \tag{4.9}$$

в которой $\delta t = t_п - t_{2в}$ – температурный напор на выходе из теплообменника охлаждающей воды (обычно $\delta t = 5^{o}\text{C} \div 10^{o}\text{C}$)

Коэффициент теплопередачи $\bar{k}$ возможно определить по формуле Бермана Л.Д.

$$\bar{k} = 4070a\left(\frac{1{,}1\omega_{в}}{d_2^{0,25}}\right)^{x} \times \left[1 - \frac{0{,}42\sqrt{a}}{10^3}(35 - t_{1в})^2\right]\Phi_z \cdot \Phi_d \ , \qquad (4.10)$$

где a – коэффициент чистоты, учитывающий влияние загрязнения поверхности (a=0,65÷0,85; x=0,12a(1+0,15$t_{1в}$)); $\omega_в$ – скорость охлаждающей воды в трубках ($\omega_в$=1,5÷2,5м/с; d_2 – внутренний диаметр трубок, мм; $t_{1в}$ – температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, ^{o}C; Φ_z – коэффициент, учитывающий влияние числа ходов воды z в конденсаторе; Φ_z =1+(z–2)(1–$t_{1в}$/35)·10^{-1}; Φ_d – коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора d_k =G_k/F_k;

Φ_d=1 при паровых нагрузках от номинальной $d_k^{ном}$ до $d_k^{гр} = (0{,}9 - 0{,}12t_{1в}) \times d_k^{ном}$; если $d_k < d_k^{гр}$, то $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$, здесь $\delta = d_k / d_k^{гр}$.

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических размеров конденсатора (длины и числа конденсаторных трубок, диаметра трубной доски) и определением его парового и гидравлического сопротивления. На рис. 4.2 приведена конструкция конденсатора.

Количество трубок в конденсаторе

$$n = 4Wz(\pi d_2^2 \omega_в). \qquad (4.11)$$

Длина конденсаторных трубок (рис. 4.3) равна расстоянию между трубными досками

$$L = F_k /(\pi d_2^2 \omega_в). \qquad (4.12)$$

Условный диаметр трубной доски (рис. 4.4)

$$D_y = d_1\sqrt{n / u_{тр}}\ . \qquad (4.13)$$

Отношение L/D_y должно находиться в пределах 1,5-2,5. В формулах (4.11)-(4.13) приняты следующие обозначения: d_1 и d_2 – наружный и внутренний диаметр конденсаторных трубок, м (наиболее часто применяют трубки диаметром d_1 / d_2 мм; 16/14, 19/17, 24/22, 25/23, 28/26, 30/28); W – расход охлаждающей воды, м^3/с; $\omega_в$ – скорость охлаждающей воды в трубках, м/с (принимается в пределах 1,5-2,5 м/с); z – число ходов охлаждающей воды (принимается в зависимости от конструктивных и экономических соображений, условий водоснабжения, мощности установки, кратности охлаждения и других факторов); $u_{тр}$ – коэффициент использования трубной доски, принимаемый для конденсаторов современных турбин равным 0,22-0,32.

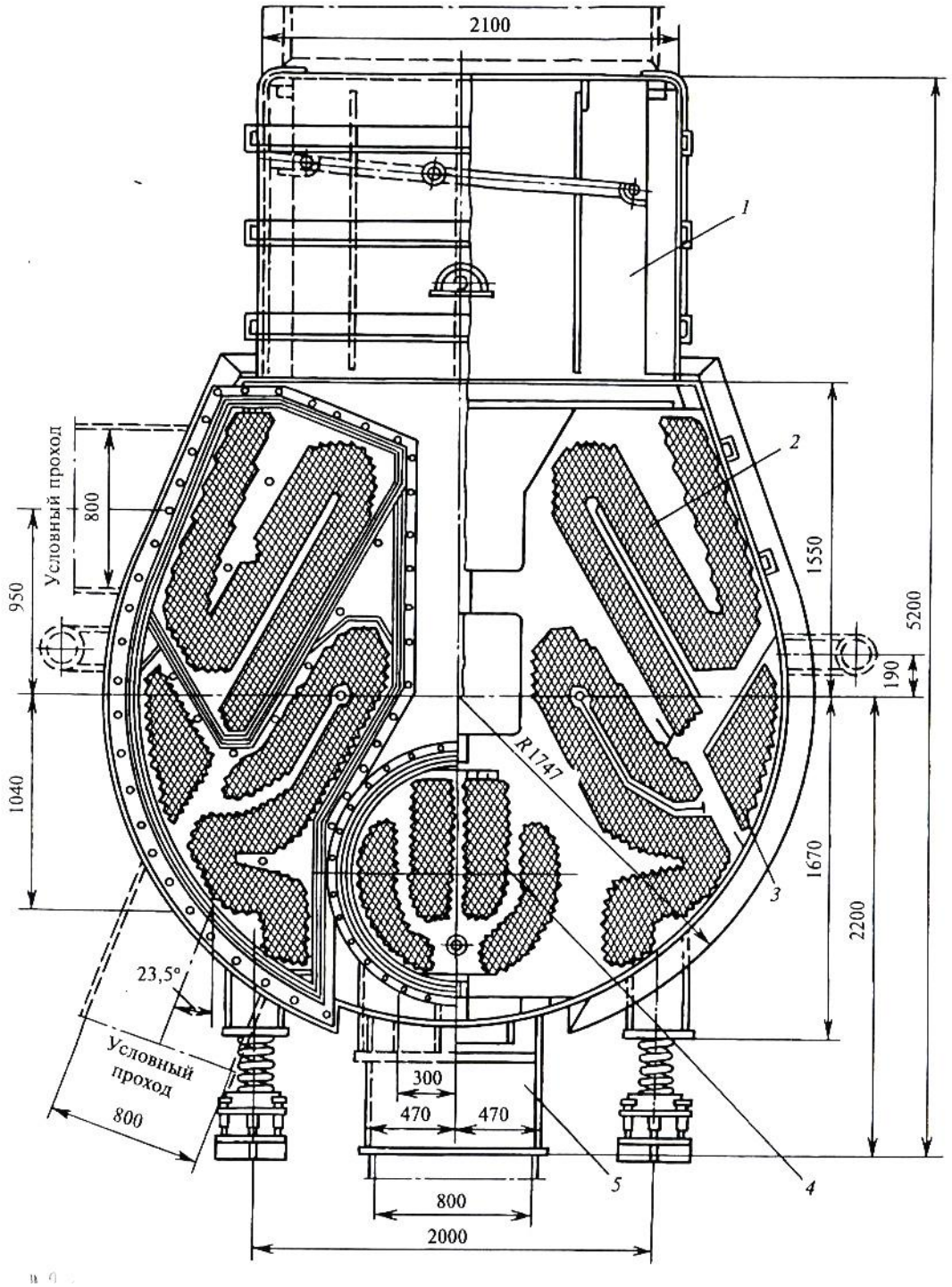


Рис. 4.2. Конденсатор типа К2-3000-2 турбины Т-50-12,8
1 – горловина конденсатора; 2 – основной трубный пучок; 3 – воздухоохладитель;4 – встроенный теплофикационный пучок; 5 – конденсатосборник

Гидравлическое сопротивление конденсатора $H_к$,Па (разность давлений охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора) состоит из сопротивлений течения воды в трубках h_1 , на входе и выходе из трубок h_2 и водяных камер h_3;

$$H_к = z(h_1 + h_2) + h_3 = z\left(\lambda \frac{L}{d_2} + \xi\right)\frac{\rho_в \omega_в^2}{2} + \frac{\rho_в \omega_{в.в}^2}{2}, \qquad (4.14)$$

где λ – коэффициент трения при движении воды в трубках (λ=0,25÷0,037) ; ξ – коэффициент, учитывающий способ крепления конденсаторных трубок в трубной доске (ξ=1,0÷1,5); $\rho_в$ – плотность охлаждающей воды, кг/м^3; $\omega_{в.в}$ – скорость воды в входных и выходных патрубках, примерно равная (0,15÷0,03)$\omega_в$, м/с.

Гидравлическое сопротивление конденсаторов турбин высокого давления составляет 25-40 кПа, а для турбин мощностью 300 МВт и выше – 35-40 кПа.

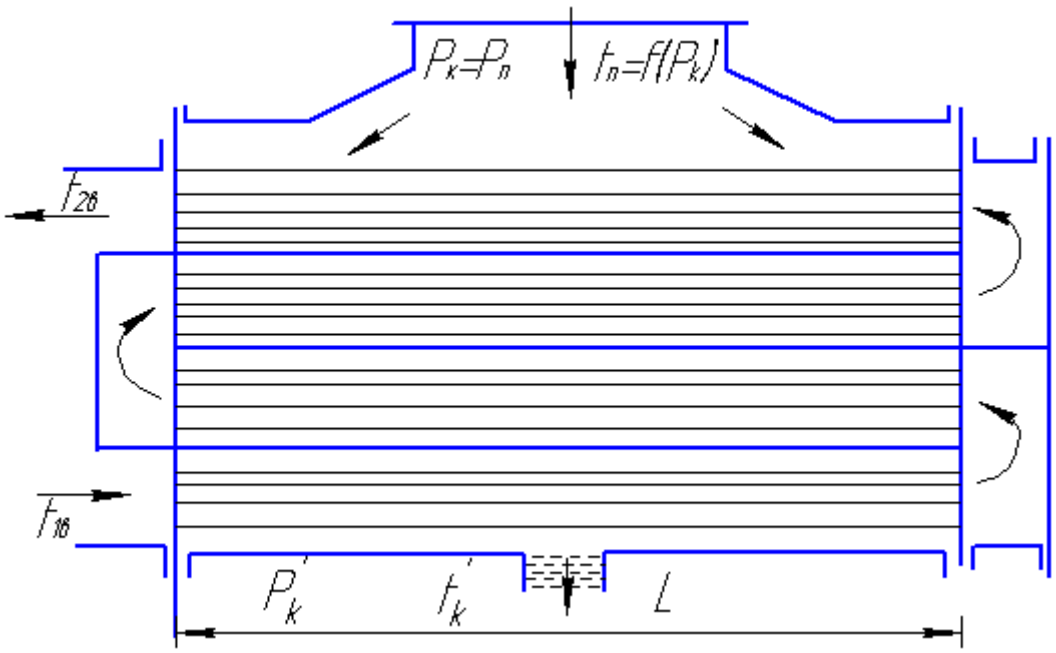


Рис. 4.3. К расчету конденсатора

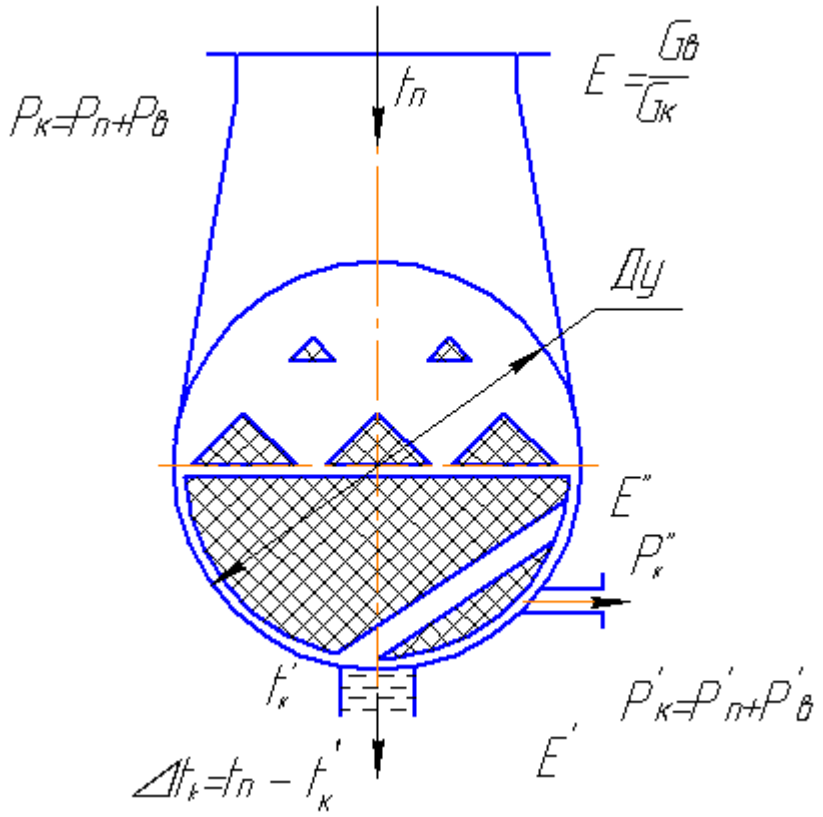


Рис. 4.4. К расчету конденсатора

Паровое сопротивление конденсатора Δp_k из-за сложного характера течения пара в межтрубном пространстве, сопровождающегося процессами конденсации, определить аналитически сложно. Оно может быть оценено лишь приблизительно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах. Паровое сопротивление зависит от конструкции трубного пучка, скорости пара в межтрубном пространстве, гидродинамики потока и других факторов. В конденсаторах современных мощных турбин ($N_э = 160 \div 1200$ МВт) паровое сопротивление составляет 270-410 Па.

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТУРБИНЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

5.1. Расчетные параметры

Формулы и пояснения к ним соответствуют настоящей методике теплового расчета турбины, изложенной выше в части 1. Исходные данные представлены в разделе 1.3.

$$p_0' = p_0 - \Delta p_{\text{р.к}} = 23{,}5 - 1{,}17 = 22{,}33 \text{ МПа}, \quad (5.1)$$

$$p_1 = 0{,}25 \cdot p_0 = 0{,}25 \cdot 23{,}5 = 5{,}88 \text{ МПа}, \quad (5.2)$$

$$p_{\text{пп}} = p_1 - \Delta p_{\text{пп}} = 5{,}88 - 0{,}38 = 5{,}5 \text{ МПа}. \quad (5.3)$$

По p_0 и t_0 из диаграммы h-s находим энтальпию пара перед турбиной h_0 =3379 кДж/кг.

$$H_0^{\text{ЦВД}} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0'}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = \frac{1{,}3}{0{,}3} 23{,}5 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0145 \times$$

$$\times \left[1 - \left(\frac{5{,}88}{22{,}33}\right)^{\frac{0{,}3}{1{,}3}}\right] = 390 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right]. \quad (5.4)$$

$$H_i^{\text{ЦВД}} = H_0^{\text{ЦВД}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЦВД}} = 390 \cdot 0{,}88 = 344 \text{ кДж/кг}, \quad (5.5)$$

$$h_1 = h_0 - H_i^{\text{ЦВД}} = 3379 - 344 = 3035 \text{ кДж/кг}, \quad (5.6)$$

$h_{\text{ПП}}$ определяется по $t_{\text{пп}}$ и $p_{\text{ПП}}$ ($h_{\text{пп}}$=3530 кДж/кг),

$$p_2' = p_2 - \Delta p_2 = 0{,}59 - 0{,}012 = 0{,}578 \text{ МПа} \quad (5.7)$$

$$H_0^{\text{ЦСД}} = \frac{k}{k-1} p_{\text{пп}} v_{\text{пп}} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{\text{пп}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] =$$

$$= 4{,}3333 \cdot 5{,}5 \cdot 10^6 \cdot 0{,}067 \left[1 - \left(\frac{1{,}3}{5{,}5}\right)^{0{,}231}\right] = 64{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

$$H_i^{\text{ЦСД}} = H_0^{\text{ЦСД}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЦСД}} = 644 \cdot 0{,}915 = 589 \text{ кДж/кг}, \quad (5.8)$$

$$h_2 = h_{\text{пп}} - H_i^{\text{ЦСД}} = 3530 - 589 = 2941 \text{ кДж/кг}, \quad (5.9)$$

из h_k, найденного по p_k, $H_0^{\text{ЦНД}} = h_2 - h_k = 2941 - 2131 = 810$ кДж/кг,

$$H_i^{\text{ЦНД}} = H_0^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЦНД}} = 810 \cdot 0{,}78 = 632 \text{ кДж/кг}, \quad (5.10)$$

$$h_k = h_2 - H_i^{\text{ЦНД}} = 2941 - 632 = 2309 \text{ кДж/кг}, \quad (5.11)$$

$$h_{\text{п.в.}} = t_{\text{п.в.}} \cdot c_{p\text{в}} = 270 \cdot 4{,}19 = 1131 \text{ кДж/кг}, \quad (5.12)$$

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

$$= 0{,}46[(3379 - 1131) + (3530 - 3035)] = \quad (5.13)$$

$$= 0{,}46(2248 + 495) = 1262 \text{ кДж/кг}.$$

$$G = \frac{N_Э}{\overline{H}_i \cdot \eta_м \cdot \eta_{ЭГ}} = \frac{100000}{1262 \cdot 0{,}995 \cdot 0{,}98} = 81 \text{ кг/с} . \quad (5.14)$$

$$G_k = \frac{N_Э}{(\overline{H}_k - i'_k) \cdot \eta_м \cdot \eta_{ЭГ}} \left(\frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right) = \\ = \frac{100000}{(2309 - 100) \cdot 0{,}995 \cdot 0{,}98} \left(\frac{1}{0{,}46} - 1 \right) = 55 \text{ кг/с} . \quad (5.15)$$

$$t'_к = t_п - 4^oC = 30 - 4 = 26^oC , \\ i'_k = t'_k \cdot c_p = 26 \cdot 4{,}19 = 108 \text{ кДж/кг} . \quad (5.16)$$

5.2. Пример расчета числа ступеней, диаметров и теплоперепадов по ступеням цилиндра низкого давления

Определяем выходную площадь

$$\Omega = \frac{G_k \cdot v_k}{c_z \cdot \sin \alpha_z} = \frac{55 \cdot 35}{245 \cdot 1} = 8 \text{ м}^2, \quad (5.17)$$

где $c_z \cong \sqrt{2 \cdot 30000} = 245$ м/с из потерь с выходной скоростью $c_z^2 / 2 \approx 30000$ Дж/кг .

Выбираем один цилиндр низкого давления $i = 1$, так как $\Omega < 11$ м^2.

$$d_z = \sqrt{\frac{\Omega \cdot \theta}{i \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 4}{1 \cdot 3{,}14}} = 3{,}2 \text{ м}, \quad (5.18)$$

где $\theta = \frac{d_z}{\ell_z}$ принято равным 4.

$$\ell_z = \frac{d_z}{\theta} = \frac{3{,}2}{4} = 0{,}8 . \quad (5.19)$$

v_{1t} определяем исходя из принимаемого $H^1_{0c} \cong 40000 \frac{Дж}{кг}$;

$v_{1t} = 0{,}475$ м^3/кг (при h_2=2941 кДж/кг удельный объем v=0,45 м^3/кг; при h_t=h_2 –H^1_{0c}=2941–40 = 2901 кДж/кг – v = 0,475 м^3/кг).

$x_ф = \dfrac{u}{c_ф}$ принято 0,5; ℓ_1 принято 200 мм (0,2 м); $\alpha_{1Э}$ принят 15^o (мощность большая); ρ принято равным 0,05; μ_2 принято равным 0,97.

$$d_1 = \frac{1}{\pi}\sqrt{\frac{Gv_{1t}\cdot x_ф}{\mu_1 n\sqrt{1-\rho}\sin\alpha_{1Э} e\ell_1}} =$$

$$= \frac{1}{3{,}14}\sqrt{\frac{81\cdot 0{,}475\cdot 0{,}5}{0{,}97\cdot 50\sqrt{1-0{,}05}\cdot 1\cdot 0{,}2}} = 0{,}89\,\text{м}\ . \qquad (5.20)$$

ℓ_1 можно определить, предварительно задавшись $d_1 = 0{,}8 \div 1\,\text{м}$.

Располагаемые теплоперепады в m сечениях по отрезку a

$$m = 1\ ,\ \ (d_1^m = 0{,}89\,\text{м}), \qquad (5.21)$$

$$\overline{H}_0^1 = 12{,}3\left(\frac{d_1}{x_ф}\right)^2 = 12{,}3\left(\frac{0{,}89}{0{,}5}\right)^2 = 40\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ , \qquad (5.22)$$

$$H_0^1 = \overline{H}_0^1\ , \qquad (5.23)$$

$$m = 2,\quad (d_2^m = 1{,}1)\ , \qquad (5.24)$$

$$\overline{H}_0^2 = 12{,}3\left(\frac{d_1}{x_ф}\right)^2 = 12{,}3\left(\frac{1{,}1}{0{,}5}\right)^2 = 59{,}5\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ , \qquad (5.25)$$

$$H_0^2 = 0{,}96\cdot 59{,}5 = 57{,}15\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ , \qquad (5.26)$$

$$m = 3,\ \ (d_3^m = 1{,}3),$$

$$\overline{H}_0^3 = 12{,}3\left(\frac{d_3}{x_ф}\right)^2 = 12{,}3\left(\frac{1{,}3}{0{,}5}\right)^2 = 83{,}2\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ , \qquad (5.27)$$

$$H_0^3 = 0{,}96\cdot 83{,}2 = 79{,}82\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ , \qquad (5.28)$$

$$m = 4,\quad (d_4^m = 1{,}6),$$

$$\overline{H}_0^4 = 12{,}3\left(\frac{d_4}{x_ф}\right)^2 = 12{,}3\left(\frac{1{,}6}{0{,}5}\right)^2 = 126\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ , \qquad (5.29)$$

$$H_0^4 = 0{,}96\cdot 126 = 121\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ ,$$

$$m = 5,\ \ (d_5^m = 3{,}2), \qquad (5.30)$$

$$\overline{H}_0^5 = 12{,}3\left(\frac{d_5}{x_\text{ф}}\right)^2 = 12{,}3\left(\frac{3{,}2}{0{,}5}\right)^2 = 504\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\ , \qquad (5.31)$$

$$H_0^5 = 0{,}96 \cdot 504 = 484\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$(H_0)_\text{ср} = \frac{\sum_{i=1}^{m}(H_0^i)}{m} = \frac{40 + 57{,}15 + 79{,}82 + 121 + 484}{5} = 156{,}4\ \text{кДж/кг}. \qquad (5.32)$$

Число ступеней ЦНД определим, приняв: $k_t = 4 \cdot 10^{-4}$;

$z \approx 5$ (предварительно); а $\eta_{0i} = 0{,}78$ (принято ранее);

$H_{0\text{н}} = H_0^{\text{ЦНД}} = 810$ кДж/кг (получено ранее)

$$q_t = k_t(1 - \eta_{0i})H_{0\text{н}}\frac{z-1}{z} = 4 \cdot 10^{-4}(1 - 0{,}78) \cdot 810 \cdot \frac{4}{5} = 0{,}057, \qquad (5.33)$$

$$z = \frac{H_{0\text{н}}(1 + q_t)}{(H_0)_\text{ср}} = \frac{810(1 + 0{,}057)}{156{,}4} = 5{,}5.$$

Принимаем $z = 6$.

$(H_0')_1 = 40$ кДж/кг

$(H_0')_2 = 60$ кДж/кг

$(H_0')_3 = 70$ кДж/кг

$(H_0')_4 = 80$ кДж/кг

$(H_0')_5 = 140$ кДж/кг

$(H_0')_6 = 484$ кДж/кг

$\sum_{i=1}^{z}(H_0')_i = 874$ кДж/кг

$$\Delta = H_{0\text{н}}(1 + q_t) - \sum_{i=1}^{z}(H_0')_i =$$

$$= 810(1 + 0{,}057) - 874 = 856 - 874 = -18\ \text{кДж/кг}$$

$$\frac{\Delta}{z} = \frac{-18}{6} = -3,$$

$$(H_0)_1 = (H_0')_1 + \frac{\Delta}{z} = 40 - 3 = 37 \text{ кДж/кг},$$

$$(H_0)_2 = 60 - 3 = 57 \text{ кДж/кг},$$

$$(H_0)_3 = 70 - 3 = 67 \text{ кДж/кг},$$

$$(H_0)_4 = 80 - 3 = 77 \text{ кДж/кг},$$

$$(H_0)_5 = 140 - 3 = 137 \text{ кДж/кг},$$

$$(H_0)_6 = 484 - 3 = 481 \text{ кДж/кг}.$$

Суммарно 819 кДж/кг.

Средние диаметры ступеней:

$d_1 = 0{,}87$ м; $d_2 = 1$ м; $d_3 = 1{,}2$ м; $d_4 = 1{,}4$ м; $d_5 = 1{,}8$ м; $d_6 = 3{,}2$ м.

5.3. Построение проточной части ЦНД

$$d_к = d_1 - \ell_1 = 0{,}89 - 0{,}2 = 0{,}69 \text{ м}, \quad (5.34)$$

$$d_{п1} = d_1 + \ell_1 = 0{,}89 + 0{,}2 = 1{,}09 \text{ м}, \quad (5.35)$$

$$d_{пz} = d_z + \ell_z = 3{,}2 + 0{,}8 = 4 \text{ м}, \quad (5.36)$$

$$\frac{d_1}{\ell_1} = \frac{0{,}89}{0{,}2} = 4{,}45, \quad \ell_1 = 0{,}2 \text{ м},$$

$$\frac{d_z}{\ell_z} = \frac{3{,}2}{0{,}8} = 4, \qquad \ell_z = 0{,}8 \text{ м}.$$

Задаем $\frac{d_i}{\ell_i}$, плавно меняя от 4,45 до 4 $(i = 2,..., z-1)$

$$\frac{d_2}{\ell_2} = 4{,}4 \rightarrow \ell_2 = \frac{d_2}{4{,}4} = \frac{1}{4{,}4} = 0{,}23 \text{м},$$

$$\frac{d_3}{l_3} = 4{,}3 \rightarrow l_3 = \frac{d_3}{4{,}3} = \frac{1{,}2}{4{,}4} = 0{,}28 \text{м},$$

$$\frac{d_4}{l_4} = 4{,}2 \rightarrow l_4 = \frac{d_4}{4{,}2} = \frac{1{,}4}{4{,}2} = 0{,}33 \text{м},$$

$$\frac{d_5}{l_5} = 4{,}1 \rightarrow l_5 = \frac{d_5}{4{,}1} = \frac{1{,}8}{4{,}1} = 0{,}44 \text{м}.$$

5.4. Определение аэродинамических характеристик ступени (для примера – 1 ступень ЦНД)

$$u = \pi d_1 n = 3{,}14 \cdot 0{,}89 \cdot 50 = 140 \text{ м/с}, \quad (5.38)$$

$$\bar{h}_2 = h_2 + 0{,}5c_0^2 = 2941 + 0 = 2941, \quad (5.39)$$

$$c_\text{ф} = \frac{u}{u/c_\text{ф}} = \frac{140{,}2}{0{,}5} = 280{,}4 \text{ м/с}, \quad (5.40)$$

$$\bar{H}_0 = 0{,}5c_\text{ф}^2 \cdot 10^{-3} = 0{,}5 \cdot 280^2 \cdot 10^{-3} = 39 \text{ кДж/кг}, \quad (5.41)$$

$$h_{2t} = \bar{h}_2 - \bar{H}_0 = 2941 - 39 = 2902. \quad (5.42)$$

$$H_{0c} = (1-\rho)\bar{H}_0 = (1-0{,}05)39 = 37; \quad (5.43)$$

$$H_{0p} = \rho\bar{H}_0 = 0{,}05 \cdot 39 = 2, \quad (5.44)$$

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho}c_\text{ф} = \sqrt{1-0{,}05} \cdot 280 = 273 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (5.45)$$

$$\bar{h}_0 = h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_0, \quad (5.46)$$

$$\overline{p_2} = p_2' = 0{,}578 \text{ МПа} = p_0,$$

$$p_1 = 0{,}505, \quad v_{1t} = 0{,}47 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$p_2 = 0{,}5, \quad v_{2t} = 0{,}475 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$\varepsilon_1 = \dfrac{0{,}505}{0{,}578} = 0{,}874 > 0{,}55$ – докритический режим истечения из сопловой решетки.

$$F_1 = \frac{G \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{81 \cdot 0{,}47}{0{,}97 \cdot 273} = 0{,}145 \text{ м}^2. \quad (5.47)$$

$$\ell_1 = \frac{F_1}{\pi d_1 e \sin\alpha_{1\text{Э}}} = \frac{0{,}145}{3{,}14 \cdot 0{,}89 \cdot 1 \cdot 0{,}259} = 0{,}2 \text{ м}. \quad (5.48)$$

$$M = \frac{c_{1t}}{\sqrt{kp_1v_{1t}}} = \frac{273}{\sqrt{1{,}3 \cdot 0{,}505 \cdot 10^6 \cdot 0{,}47}} = 0{,}491 \text{ (дозвуковое)}, \quad (5.49)$$

$$\alpha_0 = 90^\circ, \quad \alpha_{1\text{Э}} = 15^\circ.$$

Выбран профиль С-90-15А.

$$b_1 = 51{,}5 \text{ мм}, \quad \bar{t}_1 = \frac{t}{b_1} \cong 0{,}8,$$

$$z_{c1} = \frac{\pi d_1}{b_1 \bar{t}} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}89}{0{,}0515 \cdot 0{,}8} = 67{,}8 \ . \qquad (5.50)$$

Принимается $z_{c1} = 68$ лопаток.

$$\bar{\Delta}_{\text{кр}} = \frac{\Delta_{\text{кр}}}{b_1 \bar{t}_1 \cdot \sin \alpha_{1\text{Э}}} = \frac{0{,}8}{51{,}5 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}259} = 0{,}075 \ , \qquad (5.51)$$

$$\bar{\ell}_1 = \frac{\ell_1}{b_1} = \frac{200}{51{,}5} = 3{,}9 \ . \qquad (5.52)$$

По p_1 =0,505 МПа и t_1 =220°С определяется $\nu_1 = 8 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

$$\text{Re}_1 = \frac{c_{1t} \cdot b_1}{\nu_1} = \frac{273 \cdot 0{,}0515}{8 \cdot 10^{-6}} = 1{,}76 \cdot 10^6 \ , \qquad (5.53)$$

$$\mu_1 = 0{,}982 - 0{,}005 \frac{51{,}5}{200} + 0{,}0018 - 0{,}006 = 0{,}977, \qquad (5.54)$$

где

$$\Delta\mu_M = 0{,}01 \cdot 0{,}491^2 - 0{,}005 \cdot 0{,}491^3 = 0{,}0018, \qquad (5.55)$$

$$\Delta\mu_{\text{Re}} = -8\,\text{Re}^{-0{,}5} = -\frac{8}{\sqrt{1{,}76 \cdot 10^6}} = -0{,}006 \ ; \qquad (5.56)$$

$$F_1 = \frac{G \cdot V_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{81 \cdot 0{,}47}{0{,}977 \cdot 273} = 0{,}142 \ \text{м}^2 \ , \qquad (5.57)$$

$$\ell_1 = \frac{F_1}{\pi d_1 e \sin \alpha_1} = \frac{0{,}142}{3{,}14 \cdot 0{,}89 \cdot 1 \cdot 0{,}259} = 0{,}196 \ \text{м} \ , \qquad (5.58)$$

$$\bar{\ell} = \frac{\ell_1}{b_1} = \frac{0{,}196}{0{,}0515} = 3{,}8, \qquad (5.59)$$

$$k^{\text{пр}} = 3 - 13\sin \alpha_1 + 21\sin^2 \alpha_1 = 3 - 13\sin 15^\text{o} + 21\sin^2 15^\text{o} = 1{,}04, \qquad (5.60)$$

$$k^{\text{конц}} = 1{,}5 - 2\sin \alpha_{1\text{Э}} = 1{,}5 - 2\sin 15^\text{o} = 1{,}5 - 2 \cdot 0{,}259 = 0{,}98, \qquad (5.61)$$

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = 0{,}15(\bar{\Delta}_{\text{кр}} - 0{,}1) = 0{,}15(0{,}075 - 0{,}1) = -0{,}004, \qquad (5.62)$$

$$\Delta\zeta_M = -0{,}04 \cdot 0{,}491^2 + 0{,}05 \cdot 0{,}491^3 = -0{,}0037, \qquad (5.63)$$

$$\Delta\zeta_{\text{Re}} = 5{,}8 \cdot 10^4 \cdot \text{Re}^{-\frac{5}{4}} = 5{,}8 \cdot 10^4 \cdot \left(1{,}76 \cdot 10^6\right)^{-\frac{5}{4}} = \frac{5{,}8 \cdot 10^4}{641 \cdot 10^5} = 0{,}0009, \qquad (5.65)$$

$$\Delta\zeta_{\text{вх}} = 0 \ \ (\alpha_0 = \alpha^{\text{опт}}_0 = 90^\text{o}), \qquad (5.66)$$

$$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0{,}1\frac{\Delta\ell}{\ell}\operatorname{tg}\nu_n = 0{,}1\cdot 0{,}01\cdot \operatorname{tg}20^{\circ} = 0{,}00036\ , \qquad (5.67)$$

$$\Delta\zeta_{\theta} = \frac{0{,}03}{1+du/\ell_1} = \frac{0{,}03}{1+0{,}89/0{,}196} = 0{,}0054\ , \qquad (5.68)$$

$$\zeta_c = 0{,}04k^{\text{пр}} + 0{,}015\frac{b_1}{l_1}k^{\text{конц}} + \Delta\zeta_{\text{кр}} + \Delta\zeta_{\text{м}} + \Delta\zeta_{\text{Re}} + \Delta\zeta_{\text{вх}} + \Delta\zeta_{\text{мер}} + \Delta\zeta_{\theta} =$$

$$= 0{,}04\cdot 1{,}04 + 0{,}015\frac{0{,}0515}{0{,}196}0{,}98 + (-0{,}004) + 0{,}0037 + 0{,}0009 + 0 +$$

$$+ 0{,}00036 + 0{,}0054 = 0{,}0431. \qquad (5.69)$$

$$\varphi = \sqrt{1-\zeta_c} = \sqrt{1-0{,}0431} = 0{,}97\ , \qquad (5.70)$$

$$c_1 = \varphi\cdot c_{1t} = 0{,}97\cdot 273 = 265\ \frac{\text{м}}{\text{с}}\ , \qquad (5.71)$$

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\mu_1}{\varphi}\sin\alpha_{1\text{Э}}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}981}{0{,}97}\sin 15^{\circ}\right) = 15{,}2^{\circ}. \qquad (5.73)$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1} =$$

$$= \sqrt{265^2 + 140^2 - 2\cdot 140\cdot 265\cdot\cos 15{,}2^{\circ}} = 135\ \text{м/с}\ . \qquad (5.74)$$

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{c_1\cos\alpha_1 - u}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{265\cdot\cos 15{,}2 - 140}{135}\right) = \qquad (5.75)$$

$$= \arccos(0{,}85725) = 31^{\circ}.$$

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + \rho c_{\text{ф}}^2} = \sqrt{135^2 + 0{,}05\cdot 280^2} = 149\ \text{м/с}\ , \qquad (5.76)$$

$$a_2 = \sqrt{k\cdot p_2\cdot V_{2t}} = \sqrt{1{,}3\cdot 0{,}5\cdot 10^6\cdot 0{,}475} = 556\ \text{м/с}\ , \qquad (5.77)$$

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{149}{556} = 0{,}268 \qquad (5.78)$$

$$F_2 = \frac{GV_{2t}}{\mu_2 w_{2t}} = \frac{81\cdot 0{,}475}{0{,}93\cdot 149} = 0{,}278\ \text{м}^2\ , \qquad (5.79)$$

$$\ell_2 = \ell_1 + \Delta = 196 + 3 = 199\ \text{мм}\ , \qquad (5.80)$$

$$d_1^p = (d_1 + d_2)\cdot 0{,}5 = (0{,}89 + 1)0{,}5 = 0{,}945\ \text{м}\ , \qquad (5.81)$$

$$\beta_{2Э} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi d_1^p e l_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}278}{3{,}14 \cdot 0{,}945 \cdot 1 \cdot 0{,}199}\right) = 28^{\circ}, \qquad (5.82)$$

$$\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_{2Э}) = 180 - (31^{\circ} + 28^{\circ}) = 121^{\circ}. \qquad (5.83)$$

Выбран профиль Р-35-25А.

b_2=25,4 мм, $\bar{t}_{2opt} = 0{,}6$; $\Delta_{кр.р} = 1$ мм,

$$z_p = \frac{\pi d_1^p}{b_2 \bar{t}_2} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}945}{0{,}0254 \cdot 0{,}6} = 194{,}7. \qquad (5.84)$$

Принимается $z_p = 195$ лопаток.

$$\bar{\Delta}_{кр.р} = \frac{\Delta_{кр.р}}{b_2 \bar{t}_2 \sin\beta_{2Э}} = \frac{1}{25{,}4 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}467} = 0{,}145, \qquad (5.85)$$

$$\bar{\ell}_2 = \frac{\bar{\ell}_2}{b_2} = \frac{199}{25{,}4} = 7{,}8\ . \qquad (5.86)$$

По $p_2 = 0{,}5$ МПа и $t_2 = 215^{\circ}$С определяется $\nu_2 = 8 \cdot 10^{-6}\ \frac{м^2}{с}$,

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_{2t} \cdot b_2}{\nu_2} = \frac{149 \cdot 0{,}0254}{8 \cdot 10^{-6}} = 4{,}73 \cdot 10^5\ , \qquad (5.87)$$

$$\mu_2 = 0{,}965 - 0{,}01\frac{b_2}{l_2} + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{\mathrm{Re}} + \Delta\mu_{\Delta\beta}, \qquad (5.88)$$

$$\Delta\mu_M = 0{,}01M_{2t}^2 - 0{,}005M_{2t}^3 = 0{,}01 \cdot 0{,}268^2 - 0{,}005 \cdot 0{,}268^3 = 0{,}007, \qquad (5.89)$$

$$\Delta\mu_{\mathrm{Re}} = -8\,\mathrm{Re}^{-\frac{1}{2}} = -\frac{8}{\sqrt{4{,}73 \cdot 10^5}} = -0{,}012, \qquad (5.90)$$

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0{,}02 + 0{,}027\sin\Delta\beta = -0{,}02 + 0{,}027 \cdot \sin 121 = \\ = 0{,}02 + 0{,}027 \cdot 0{,}857 = 0{,}003, \qquad (5.91)$$

$$\mu_2 = 0{,}965 - 0{,}01\frac{25{,}4}{199} + 0{,}0007 - 0{,}012 + 0{,}03 = 0{,}92.$$

Уточненное μ_2 практически совпало с ранее принятым 0,93, значит, $F_2, \ell_2, \bar{\ell}_2$ сохраняются.

Если коэффициент расхода μ_2 по формуле (5.88) отличается от ранее принятого предварительно для данной ступени, то производится пересчет площади с новым μ_2

$$F_2 = \frac{G \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}, \qquad (5.92)$$

а новая высота лопатки будет

$$\ell_2 = \frac{F_2}{\pi d_1^{\text{p}} \cdot e \sin \beta_{2э}}. \qquad (5.93)$$

Относительная высота новой лопатки

$$\overline{\ell}_2 = \frac{\ell_2}{b_2}. \qquad (5.94)$$

Далее определяем поправки для коэффициента потерь ζ_p.

$$k^{\text{пр}} = 1{,}841 - 1{,}584\sin\Delta\beta + 0{,}62\sin^2\Delta\beta =$$
$$= 1{,}841 - 1{,}584\sin 121^{\text{o}} + 0{,}62\sin^2 121^{\text{o}} = 0{,}94, \qquad (5.95)$$

$$k^{\text{конц}} = 1{,}87 - 1{,}15\sin\Delta\beta = 1{,}87 - 1{,}15 \cdot 0{,}857 = 0{,}885, \qquad (5.96)$$

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = 0{,}15\left(\overline{\Delta}_{\text{кр}} - 0{,}1\right) = 0{,}15(0{,}145 - 0{,}1) = 0{,}00675, \qquad (5.97)$$

$$\Delta\zeta_M = -0{,}04M^2 + 0{,}05M^3 = -0{,}04 \cdot 0{,}268^2 + 0{,}05 \cdot 0{,}268^3 =$$
$$= -0{,}04 \cdot 0{,}072 + 0{,}05 \cdot 0{,}01925 = -0{,}0029 + 0{,}001 = -0{,}0019, \qquad (5.98)$$

$$\Delta\zeta_{\text{Re}} = 5{,}8 \cdot 10^4 \cdot \text{Re}^{-\frac{5}{4}} = 5{,}8 \cdot 10^4 \cdot \left(4{,}73 \cdot 10^5\right)^{-1{,}25} = 0{,}0047, \qquad (5.100)$$

$$\Delta\zeta_{\text{вх}} = 0 \quad (\beta_1 = \beta_1^{\text{опт}} = 31^{\text{o}}), \qquad (5.101)$$

$$\Delta\zeta_{\text{мер}} = 0{,}1\frac{\Delta\ell}{\ell_2} \cdot \text{tg}\nu_n = 0{,}1\frac{3}{199}\text{tg}25^{\text{o}} = 0{,}1 \cdot 0{,}015 \cdot 0{,}466 = 0{,}0007, \qquad (5.102)$$

$$\Delta\zeta_\theta = \frac{0{,}06}{1 + \frac{d_1^p}{l_2}} = \frac{0{,}06}{1 + \frac{0{,}945}{0{,}199}} = 0{,}01, \qquad (5.103)$$

$$\zeta_p = 0{,}08k^{\text{пр}} + 0{,}026\frac{b^2}{l_2}k^{\text{конц}} + \Delta\zeta_{\text{кр}} + \Delta\zeta_M + \Delta\zeta_{\text{Re}} + \Delta\zeta_{\text{вх}} +$$
$$+ \Delta\zeta_{\text{мер}} + \Delta\zeta_\theta = 0{,}08 \cdot 0{,}94 + 0{,}026\frac{25{,}4}{199}0{,}885 + 0{,}00675 + (-0{,}0019) +$$
$$+ 0{,}0047 + 0 + 0{,}0007 + 0{,}01 = 0{,}1767, \qquad (5.104)$$

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_p} = \sqrt{1 - 0{,}1767} = 0{,}902, \qquad (5.105)$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0{,}902 \cdot 149 = 135{,}2 \text{ м/с} . \qquad (5.106)$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi}\sin\beta_{2Э}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}9304}{0{,}901}\sin 28^\circ\right) = 29^\circ, \qquad (5.107)$$

$$c_2 \cos\alpha_2 = w_2 \cos\beta_2 - u = 135{,}2 \cdot \cos 29^\circ - 140 = -29 \text{ м/с} . \qquad (5.109)$$

$$c_2 = \sqrt{135{,}2^2 - 140^2 - 2 \cdot 140 \cdot (-29)} = 69{,}56 \text{ м/с}. \qquad (5.110)$$

$$\alpha_2 = \arccos\frac{w_2 \cos\beta_2 - u}{c_2} = \arccos\frac{132 \cdot \cos 29{,}5^\circ - 140}{69} = 111{,}2^\circ. \qquad (5.111)$$

Полученное в первом приближении значение α_2 существенно отличается от 90°, значит, ранее выбранное $\frac{u}{c_ф}$ не оптимально и его следует уточнить по формуле с известными теперь φ, α_1, ρ как

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} = \frac{\varphi \cdot \cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0{,}97 \cdot \cos 15{,}2^\circ}{2\sqrt{1-0{,}05}} = \frac{0{,}97 \cdot 0{,}965}{2\sqrt{0{,}95}} = 0{,}48 \qquad (5.112)$$

Принимается $\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} = 0{,}455$ (на 5 % ниже расчетного).

Уточненное

$$u = c_ф\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} = 280 \cdot 0{,}455 \cong 127 \frac{м}{с} . \qquad (5.113)$$

Уточненное

$$d_1 = \frac{u}{\pi n} = \frac{127}{3{,}14 \cdot 50} = 0{,}81 \text{ м} . \qquad (5.114)$$

Уточненное с новыми μ_1

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{81 \cdot 0{,}47}{0{,}981 \cdot 273} = 0{,}142 \text{ м}^2 . \qquad (5.115)$$

Уточненное

$$\ell_1 = \frac{F_1}{\pi d_1 e \sin\alpha_1} = \frac{0{,}142}{3{,}14 \cdot 0{,}81 \cdot 1 \cdot 0{,}259} = 0{,}215 \text{ м} . \qquad (5.116)$$

Уточненное

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos\alpha_1} = \\ = \sqrt{265^2 + 127^2 - 2 \cdot 127 \cdot 265 \cdot 0{,}965} = 146 \ \frac{\text{м}}{\text{с}}. \qquad (5.117)$$

Уточненное

$$\beta_1 = \arccos \frac{c_1 \cos\alpha_1}{w_1} = \arccos \frac{265 \cos 15{,}2^\circ - 127}{146} = 28^\circ. \qquad (5.118)$$

Уточненное

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + \rho c_\text{ф}^2} = \sqrt{146^2 + 0{,}05 \cdot 280^2} = 159 \ \frac{\text{м}}{\text{с}} . \qquad (5.119)$$

Уточненное

$$F_2 = \frac{G v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{81 \cdot 0{,}475}{0{,}9304 \cdot 159} = 0{,}26 \ \text{м}^2 \ . \qquad (5.120)$$

Уточненное

$$\ell_2 = \ell_1 + \Delta = 215 + 3 = 218 \ \text{мм} . \qquad (5.121)$$

Уточненное

$$d_1^p = (d_1 + d_2)0{,}5 = (0{,}81 + 1)0{,}5 = 0{,}905 . \qquad (5.122)$$

Уточненное

$$z_p = \frac{\pi d_1^p}{b_1 \bar{t}_z} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}905}{0{,}0254 \cdot 0{,}6} = 186{,}5. \qquad (5.123)$$

Принимается $z_p = 187$ лопаток.

Уточненное

$$\beta_{2\text{Э}} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi d_1^p e \ell_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}26}{3{,}14 \cdot 0{,}905 \cdot 1 \cdot 0{,}218}\right) = 25^\circ. \qquad (5.124)$$

Уточненное

$$W_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0{,}885 \cdot 159 = 141 \ \text{м/с} . \qquad (5.125)$$

Уточненное

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi} \sin\beta_{2\text{Э}}\right) = \arcsin\left(\frac{0{,}9304}{0{,}885} \sin 25^\circ\right) = 26{,}4^\circ. \qquad (5.126)$$

Уточненное

$$c_2 \cos\alpha_2 = w_2 \cos\beta_2 - u = 141 \cdot \cos(26{,}4^\circ) - 127 = -0{,}7 \ \text{м/с} . \qquad (5.127)$$

Уточненное

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 - u^2 - 2u(c_2 \cos\alpha_2)} = \sqrt{141^2 - 127^2 - 2 \cdot 127 \cdot (-0{,}7)} =$$

$$= 62{,}7 \text{ м/с} . \qquad (5.128)$$

Уточненное α_2

$$\alpha_2 = \arccos \frac{w_2 \cos\beta_2 - u}{c_2} = \arccos \frac{141 \cos 26{,}4 - 127}{62{,}7} = 90{,}6^{\circ}.$$

Угол α_2 близок к 90°, следовательно, $\frac{u}{c_{\text{ф}}}$ выбрано близким к оптимальному. Выстраиваются треугольники скоростей.

$$\Delta H_c = H_{0c} \cdot \zeta_c = 37 \cdot 0{,}0581 = 21{,}5 \text{ кДж/кг} , \qquad (5.129)$$

$$\Delta H_p = 0{,}5 \cdot w_{2t}^2 \cdot \zeta_p = 0{,}5 \cdot 159^2 \cdot 0{,}2163 \cdot 0{,}001 = 2{,}73 \text{ кДж/кг} , \qquad (5.130)$$

$$\Delta H_{\text{в.с}} = 0{,}5 c_2^2 = 0{,}5 \cdot 62{,}7^2 \cdot 0{,}001 = 1{,}97 \text{ кДж/кг} , \qquad (5.131)$$

$$\eta_{\text{о.л}} = 1 - \frac{\Delta H_c + \Delta H_p + \Delta H_{\text{в.с}}}{\overline{H}_0} = 1 - \frac{2{,}15 + 2{,}73 + 1{,}97}{39} = 0{,}824 \qquad (5.132)$$

или по иной формуле

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{u(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2)}{\overline{H}_0} =$$

$$= \frac{127(265 \cdot \cos 15{,}2^{\circ} + 62{,}7 \cos 90{,}6^{\circ}}{\overline{H}_0} = \frac{127[256 + (-0{,}66)]}{39 \cdot 1000} = 0{,}831. \qquad (5.133)$$

Наблюдается хорошая согласованность результатов расчетов по формулам (5.132) и по (5.133).

Использованный теплоперепад в ступени

$$H_{\text{и}} = \overline{H}_0 \cdot \eta_{\text{о.л}} = 39 \cdot 0{,}83 = 32{,}35 \text{ кДж/кг} . \qquad (5.134)$$

Мощность на лопатках ступени

$$N_{\text{и}} = G \cdot H_{\text{и}} = 81 \cdot 32{,}35 = 2622 \text{ кВт} . \qquad (5.135)$$

Из треугольника абсолютных скоростей угол α_m направления вектора c_m равен 23°, а угол α_y на 8° больше: $\alpha_y = 23^{\circ} + 8^{\circ} = 31^{\circ}$.

$$B_1 = b_1 \cdot \sin\alpha_y = 51{,}5 \cdot \sin 31^{\circ} = 51{,}5 \cdot 0{,}515 = 26{,}5 \text{ мм} , \qquad (5.136)$$

$$t_1 = b_1 \cdot \bar{t}_1 = 51{,}5 \cdot 0{,}8 = 41{,}2 \text{ мм} , \qquad (5.137)$$

$$\bar{c} = \frac{C_{\max}}{b_1} = 0{,}15 , \qquad (5.138)$$

$$C_{\max} = \bar{c} \cdot b_1 = 0{,}15 \cdot 51{,}5 = 7{,}7 \text{ мм}, \quad (5.139)$$

$$r_2 = 0{,}05 \cdot C_{\max} = 0{,}05 \cdot 7{,}7 = 0{,}4 \text{ мм}, \quad (5.140)$$

$$O_1 = t_1 \cdot \sin \alpha_{1Э} = 41{,}2 \cdot \sin 15^\circ = 10{,}7 \text{ мм}, \quad (5.141)$$

$$r_1 = 0{,}15 C_{\max} = 0{,}15 \cdot 7{,}7 = 1{,}2 \text{ мм}, \quad (5.142)$$

$$r_2 + O_1 = 0{,}4 + 10{,}7 = 11{,}1 \text{ мм},$$

$$\delta_л = 12^\circ, \quad \alpha_0^{опт} = 90^\circ, \quad \varphi_1 = 20^\circ.$$

Из треугольника относительных скоростей угол β_m направления W_m равен 87°, а угол β_y равен ему: $\beta_y = 87^\circ$.

$$B_2 = b_2 \cdot \sin \beta_y = 25{,}4 \cdot \sin 87^\circ = 25{,}4 \cdot 0{,}998 = 25{,}37 \text{ мм}, \quad (5.143)$$

$$t_2 = \bar{t}_2 \cdot b_2 = 0{,}6 \cdot 25{,}4 = 15{,}2 \text{ мм}, \quad (5.144)$$

$$\bar{c} = \frac{C_{\max}}{b_2} = 0{,}2 \quad (5.145)$$

$$C_{\max} = \bar{c} \cdot b_2 = 0{,}2 \cdot 25{,}4 = 5{,}1 \text{ мм}, \quad (5.146)$$

$$r_2 = 0{,}08 C_{\max} = 0{,}08 \cdot 5{,}1 = 0{,}4 \text{ мм}, \quad (5.147)$$

$$O_2 = t_2 \cdot \sin \beta_{2Э} = 15{,}2 \cdot \sin 25^\circ = 6{,}4 \text{ мм}, \quad (5.148)$$

$$r_1 = 0{,}1 C_{\max} = 0{,}1 \cdot 5{,}1 = 0{,}5 \text{ мм}, \quad (5.149)$$

$$r_2 + O_2 = 0{,}4 + 6{,}4 = 6{,}8 \text{ мм},$$

$$\delta_л = 10^\circ, \quad \beta_1^{опт} = 28^\circ, \quad \varphi_1 = 10^\circ.$$

$$x_c = 0{,}45 \cdot b_2 = 0{,}45 \cdot 25{,}4 = 11{,}5 \text{ мм}. \quad (5.150)$$

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИИ КОНДЕНСАТОРА ТУРБИНЫ

Расход пара в конденсаторе определяется в разделе 1.2

$$G_к = 55 \frac{кг}{с}.$$

Планируется трехходовой конденсатор и выбирается кратность охлаждения $m = 45$, тогда

$$W = mG_к = 45 \cdot 55 = 2475 \frac{кг}{с} \cong 2{,}5 \frac{м^3}{с}, \quad (6.1)$$

$$Q = G_к(h_к - h'_к) = 55 \cdot 2200 = 121000 \text{ кВт}. \quad (6.2)$$

Подогрев воды

$$\Delta t_в = (t_{2в} - t_{1в}) = \frac{Q}{Wc_в} = \frac{121000}{2475 \cdot 4{,}19} \cong 12^\circ C. \quad (6.3)$$

Уровень $\Delta t_{\text{в}}$ соответствует четырехходовой схеме, поэтому m можно оставить, а конденсатор рассчитать четырехходовой. Переохлаждение в конденсаторе пара $\Delta t_{\text{к}} = 4^{\text{o}}\text{C}$ принимается.

Принимается температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1\text{в}} = 10^{\text{o}}\text{C}$, следовательно, $p_{\text{к}} = 3{,}4$ кПа принимается. По $p_{\text{к}}$ определяется температура насыщенного пара $t_{\text{п}} = 30^{\text{o}}$ C на входе в конденсатор. Температура воды $t_{2\text{в}} = t_{1\text{в}} + \Delta t_{\text{в}} = 10^{\text{o}} + 12^{\text{o}} = 22^{\text{o}}\text{C}$.

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ell\text{n}\left[\left(\Delta t_{\text{в}} + \delta t - \Delta t_{\text{к}}\right)/\delta t\right]} = \frac{12-4}{\ell\text{n}\left(\dfrac{12+8-4}{8}\right)} = 11^{\text{o}}\text{ C}, \qquad (6.4)$$

где

$$\delta t = 30 - 22 = 8^{\text{o}}\text{C}.$$

Параметры в формуле Бермана для $\bar{k}$

$a = 0{,}75$; $w_{\text{в}} = 2$ м/с; $d_2 = 28$ мм;

$x = 0{,}12a(1 + 0{,}15t_{1\text{в}}) = 0{,}12 \cdot 0{,}75(1 + 0{,}15 \cdot 10) = 0{,}225$;

$\dfrac{d_1}{d_2} = \dfrac{30}{28}$; $W = 2{,}5\,\text{м}^3/\text{с}$; $z = 4$;

$$\Phi_z = 1 + (z-2)\left(1 - \frac{t_{1\text{в}}}{35}\right) \cdot 0{,}1 = 1 + (4-2)\left(1 - \frac{10}{35}\right) \cdot 0{,}1 = 1{,}14;$$

$\Phi_d = 1$;

$$\bar{k} = 4070a\left(\frac{1{,}1\omega_{\text{в}}}{d_2^{0{,}25}}\right)^x \cdot \left[1 - \frac{0{,}42\sqrt{a}}{10^3}(35 - t_{1\text{в}})^2\right]\Phi_z \cdot \Phi_d =$$

$$= 4070 \cdot 0{,}75\left(\frac{1{,}1 \cdot 2}{28^{0{,}25}}\right)^{0{,}225} \cdot \left[1 - \frac{0{,}42\sqrt{0{,}75}}{1000}(35-10)^2\right] \cdot 1{,}14 \cdot 1 = \qquad (6.5)$$

$$= 3022 \cdot 0{,}665 = 2664\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

$$n = \frac{4 \cdot W \cdot z}{\pi d_2^2 w_{\text{в}}} = \frac{4 \cdot 2{,}5 \cdot 4}{3{,}14(28 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2} = 8000\ \text{шт.} \qquad (6.6)$$

$$F = \frac{Q}{\bar{k} \cdot \bar{\Delta} t} = \frac{121000 \cdot 10^3}{2664 \cdot 11} = 7326 \text{ м}^2, \qquad (6.7)$$

$$L = \frac{F_к}{\pi d_1 n} = \frac{7326}{3{,}14 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 8000} = \frac{7326}{753{,}6} = 9{,}7 \text{ м}, \qquad (6.8)$$

$$D_y = d_1 \sqrt{\frac{n}{u_{тр}}} = 30 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{8000}{0{,}3}} = 0{,}03 \cdot 163 = 5 \text{ м}, \qquad (6.9)$$

$$\frac{L}{D_y} = \frac{9{,}7}{5} = 1{,}94 \ .$$

Геометрия конденсатора определена.

Определяется гидравлическое сопротивление конденсатора $H_к$.

$$H_к = z\left(\lambda \frac{L}{d_2} + \xi\right) \cdot \frac{\rho_в w_в^2}{2} + \frac{\rho_в w_{в.п}^2}{2} = 4\left(0{,}025 \frac{11{,}5}{28 \cdot 10^{-3}} + 1{,}0\right) \times$$

$$\times \frac{1000 \cdot 2^2}{2} + \frac{1000(0{,}15 \cdot 2)^2}{2} = 90181 \text{ Па}, \qquad (6.10)$$

где принято

$$\omega_{в.п} = 0{,}15 \cdot \omega_в = 0{,}15 \cdot 2 = 0{,}3 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \qquad w_{в.п} = 0{,}15 \cdot w_в \ . \qquad (6.11)$$

Список литературы

1. Турбины тепловых и атомных электрических станций:учебник / Г. В. Арсеньев, А. Е. Булкин, А. Г. Костюк, и др. / под редакцией А. Г. Костюка, В. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и дополненное. М.: Издательство МЭИ, 2001. 488 с.
2. Трухний А. Д., Крупенников Б. Н., Петрунин С. В. Атлас конструкций деталей турбин. М.: Издательство МЭИ, 2000. 148 с.
3. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины. 2-е изд., перераб. и дополненное. – М.: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.
4. WaterSteamPro – набор программ для вычисления свойств воды и водяного пара. Версия 5.6005. Константин Орлов. 2001г.
5. Щегляев А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: учеб.для вузов: в 2 кн.- 6-е изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б. М. Троянским. –М.:Энергоатомиздат, 1993. 416 с.
6. Копелев С. З., Тихонов Н. Д. Расчет турбин авиационных двигателей (газодинамический расчет. Профилирование лопаток). М.:Машиностроение, 1974. 268 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1.1. Характеристики профилей МЭИ

Тип профиля	$\alpha_{1Э}$, $\beta_{2Э}$, град	$\alpha_{0расч}$, $\beta_{1расч}$, град	$\bar{t}_{опт}$	$(M_{1t})_{опт}$, $(M_{2t})_{опт}$	b_1, см	f_1, см^2
С-90-09А	8-11	70-120	0,72-0,85	До 0,90	6,06	3,45
С-90-12А	10-14	70-120	0,72-0,87	До 0,85	5,25	4,09
С-90-15А	13-17	70-120	0,70-0,85	До 0,85	5,15	3,30
С-90-18А	16-20	70-120	0,70-0,80	До 0,85	4,71	2,72
С-90-22А	20-24	70-120	0,70-0,80	До 0,90	4,50	2,35
С-90-27А	24-30	70-120	0,65-0,75	До 0,90	4,50	2,03
С-90-33А	30-36	70-120	0,62-0,75	До 0,90	4,50	1,84
С-90-38А	35-42	70-120	0,60-0,73	До 0,90	4,50	1,75
С-55-15А	12-18	45-75	0,72-0,87	До 0,90	4,50	4,41
С-55-20А	17-23	45-75	0,70-0,85	До 0,90	4,15	2,15
С-45-25А	21-28	35-65	0,60-0,75	До 0,90	4,58	3,30
С-60-30А	27-34	45-85	0,52-0,70	До 0,90	3,46	1,49
С-65-20А	17-23	45-85	0,60-0,70	До 0,90	4,50	2,26
С-70-25А	22-28	55-90	0,50-0,67	До 0,90	4,50	1,89
С-90-12Б	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15	5,66	3,31
С-90-15Б	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15	5,20	3,21
С-90-12Р	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8	4,09	2,30
С-90-15Р	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7	4,20	2,00
Р-23-14А	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95	2,59	2,44
Р-26-17А	15-19	23-35	0,60-0,70	До 0,95	2,57	2,07
Р-30-21А	19-24	25-40	0,58-0,68	До 0,90	2,56	1,85
Р-35-25А	22-28	30-50	0,55-0,65	До 0,85	2,54	1,62
Р-46-29А	25-32	44-60	0,45-0,58	До 0,85	2,56	1,22
Р-60-33А	30-36	47-65	0,43-0,55	До 0,85	2,56	1,02
Р-60-38А	35-42	55-75	0,41-0,51	До 0,85	2,61	0,76
Р-23-14Ак	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,95	2,59	2,35
Р-26-17Ак	15-19	23-45	0,60-0,70	До 0,95	2,57	1,81
Р-27-17Б	15-19	23-45	0,57-0,65	0,80-1,15	2,54	2,06
Р-27-17Бк	15-19	23-45	0,57-0,68	0,85-1,15	2,54	1,79
Р-30-21Б	19-24	23-40	0,55-0,65	0,85-1,10	2,01	1,11
Р-35-25Б	22-28	30-50	0,72-0,85	0,85-1,10	2,52	1,51
Р-21-18Р	16-20	19-24	0,60-0,70	1,3-1,6	2,00	1,16
Р-25-22Р	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,60	2,00	0,99

Примечания. 1. В столбце для $(M_{1t})_{опт}$, $(M_{2t})_{опт}$ указан диапазон чисел М на выходе из решетки, для которого рассчитаны профили. 2. Здесь f_1 – площадь сечения профиля.

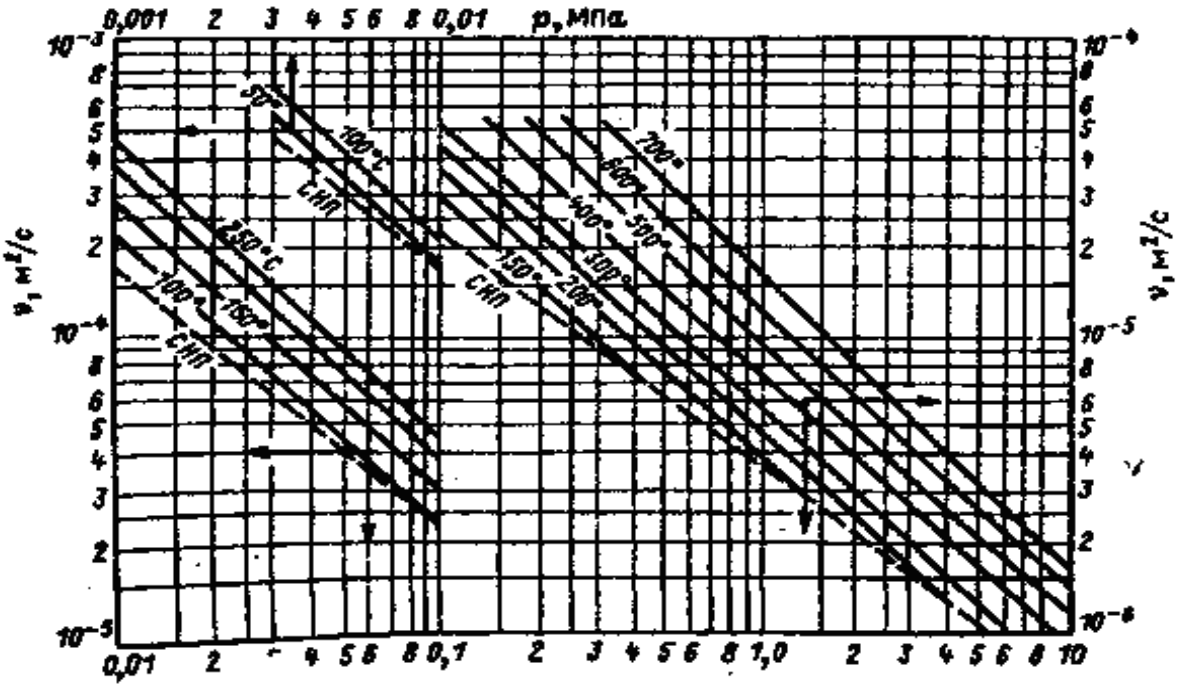


Рис. П1. Кинематическая вязкость водяного пара

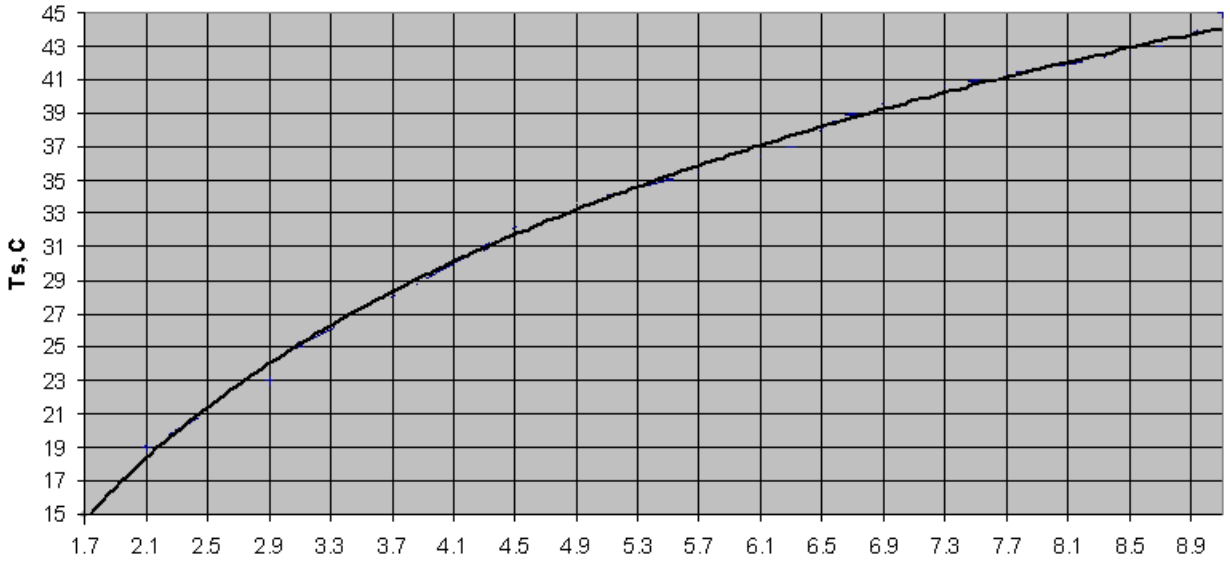


Рис. П2. Зависимость температуры насыщения t_s от давления водяного пара p

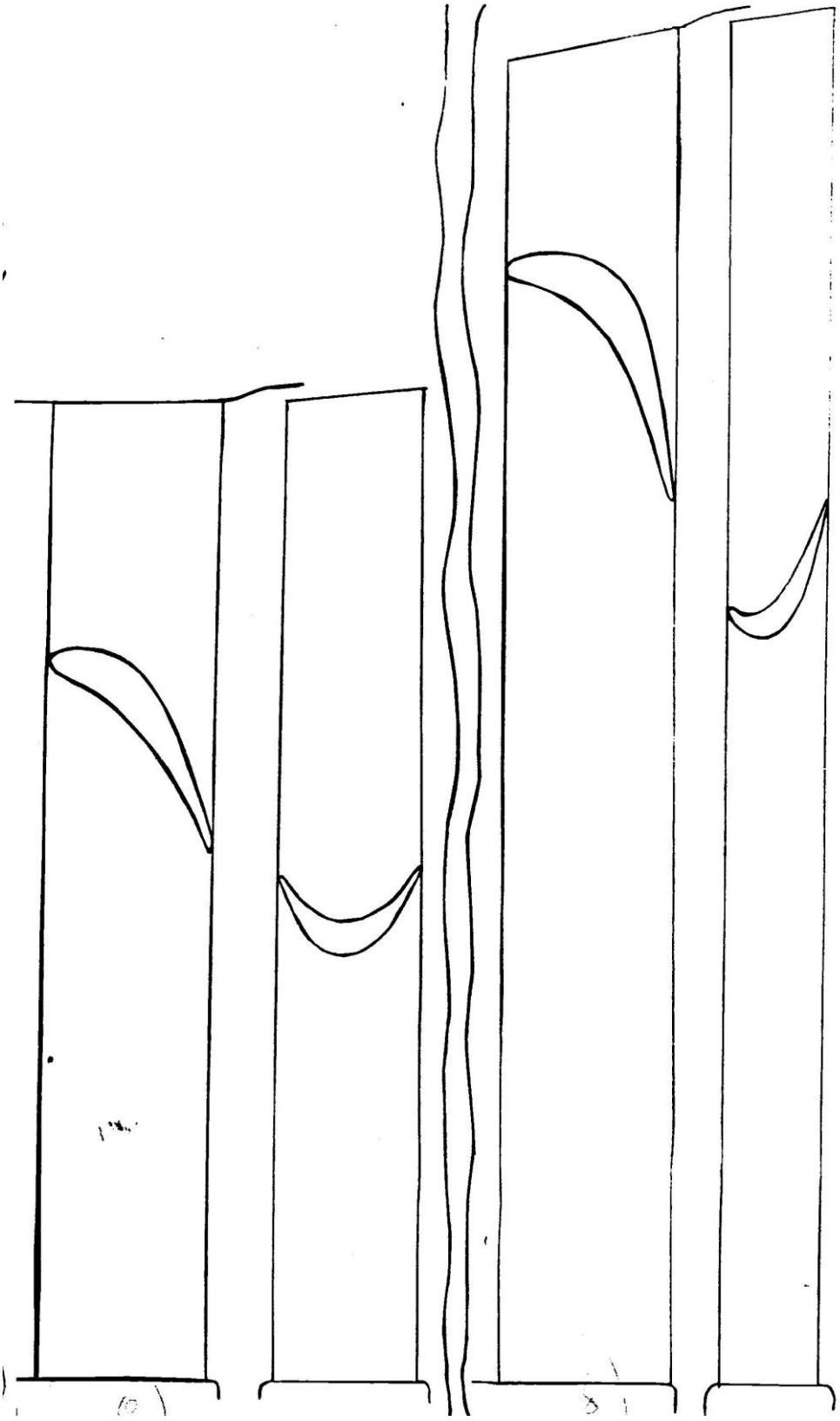


Рис. П3. Высоты лопаток реактивной и активной ступеней
а – активная ступень, *б* – реактивная ступень