

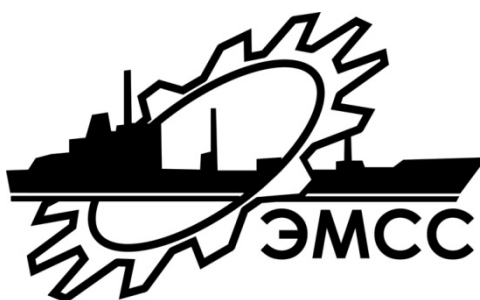
**Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины
Севастопольский национальный технический университет**



Расчет однокорпусной утилизирующей паровой турбины

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к выполнению курсового и дипломного проектов
по дисциплине « Судовые турбинные установки и
их эксплуатация» для студентов всех форм обучения
по направлению 6.070104 «Морской и речной транспорт»
специальности 7.07010402 «Эксплуатация судовых
энергетических установок»**



Севастополь

2012



Расчет однокорпусной утилизационной паровой турбины. Методические указания к выполнению курсового и дипломного проектов по дисциплине «Судовые турбинные установки и их эксплуатация» для студентов всех форм обучения по направлению 6.070104 «Морской и речной транспорт» специальности 7.07010402 «Эксплуатация судовых энергетических установок»/Сост. Мальчиков А.И., Слободянюк Л.И./ – Севастополь: Изд-во Сев НТУ, 2012. –36 с.

Методические указания составлены на основе образовательно-профессиональной программы высшего образования по профессиональному направлению « Судовождение и энергетика судов» для специальности « Эксплуатация судовых энергетических установок», утвержденной Министерством образования, науки, молодежи и спорта Украины, и требований международной конвенции ПДНВ 78/95.

Цель методических указаний – оказание помощи студентам дневной и заочной форм обучения специальности « Эксплуатация судовых энергетических установок» в выполнении курсового и дипломного проектов по дисциплине « Судовые турбинные установки и их эксплуатация».

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры ЭМСС, протокол № 8 от 28 апреля 2012г.

Рецензент – доцент кафедры ЭМСС Литошенко В.Н.

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Предварительный расчет турбоагрегата	4
1.1. Рекомендованные значения величин	4
1.2. Пример расчета	5
1.3. Определение основных размеров последней ступени	7
2. Расчет двухвенечной регулировочной ступени	9
3. Расчет утечек пара через передние наружные уплотнения..	15
4. Предварительный расчет группы ступеней	17
5. Поступенчатый расчет турбины	19
6. Расчет осевого усилия	29
Библиографический список	32
Приложение А. Основные параметры сопловых и реактивных решеток МЭИ	33
Приложение Б. Основные параметры рабочих решеток МЭИ	34
Приложение В. Диаграмма i - S для водяного пара	35

ВВЕДЕНИЕ

На современных судах для повышения экономичности энергетических установок с ДВС и ГТУ широко применяются утилизационные паротурбинные установки главные и вспомогательные.

В качестве главных утилизационные ПТУ применяются, в основном, на судах с ГТУ (комбинированные циклы). Вспомогательные утилизационные турбины применяются для привода электрогенераторов УТГ мощностью от 300 до 1000 кВт и более, а также насосов, вентиляторов и т.д., на судах различного водоизмещения.

В процессе выполнения расчета используются данные полученные в предыдущих расчетах, а также Приложения А, Б, В.

Расчет вспомогательной однокорпусной паровой турбины активного типа

Расчет вспомогательной однокорпусной паровой турбины активного типа включает в себя:

- 1) Предварительный расчет турбоагрегата
- 2) Расчет двухвенечной регулировочной ступени
- 3) Расчет утечки пара через передние наружные уплотнения
- 4) Предварительный расчет группы ступеней
- 5) Поступенчатый расчет турбины
- 6) Расчет осевого усилия

В процессе того или иного расчета используются данные, полученные в предыдущем расчете.

1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ТУРБОАГРЕГАТА

1.1. Рекомендованные значения величин

Коэффициент потерь в регулирующих органах $\zeta_p = 0,930 \dots 0,975$, на выпуск пара в конденсатор $\zeta_k = 1,0 \dots 1,2$, с выходной скоростью из последней ступени $\zeta_{az} = 0,01 \dots 0,02$, утечек $\zeta_y = 0,005 \dots 0,02$, механический КПД турбины $\eta_{mt} = 0,98 \dots 0,99$, КПД передачи $\eta_n = 0,97$ (зубчатой), скорость выпуска пара в конденсатор $C_k = 120 \dots 160$ м/с, коэффициенты запаса $\delta_1 = 0,8 \dots 1,0$, $\delta_2 = 0,8 \dots 1,0$; коэффициенты скорости $\varphi = 0,97$, $\psi = 0,96$, коэффициент $v_2 = 0,68 \dots 0,76$, $\lambda_{bx} = 0,03 \dots 0,1$, величина $\lambda_z = 4 \dots 7$ (меньшие значения для более мощных турбин), угол выхода потока $\beta_2 = 27 \dots 34^\circ$ (большие значения для более мощных турбин).

1.2. Пример расчета

Дано:

Эффективная мощность турбоагрегата $N_{\text{ет}}=3155\text{кВт}$, параметры пара $p_0=1,2\text{ МПа}$, $t_0=310\text{ С}$, $p_k=0,006\text{ МПа}$, эффективный КПД агрегата $\eta_{\text{ет}}=0,72$.

Принятые величины:

Коэффициент потерь $\zeta_p=0,975$, $\zeta_k=1,2$, $\zeta_{\text{аз}}=0,0176$. Коэффициенты утечек $\zeta_y=0,01$; скорость пара $c_k=160\text{м/с}$; КПД механической турбины $\eta_{\text{мт}}=0,98$, передачи (зубчатой) $\eta_{\text{п}}=0,97$; коэффициент запаса $\delta=0,95$, коэффициенты скорости $\varphi=0,97$, $\psi=0,96$; коэффициенты $v_2=0,685$, $\lambda_{\text{вх}}=0,03$; величина $\lambda_z=6,5$; угол выхода $\beta_2=27^\circ$.

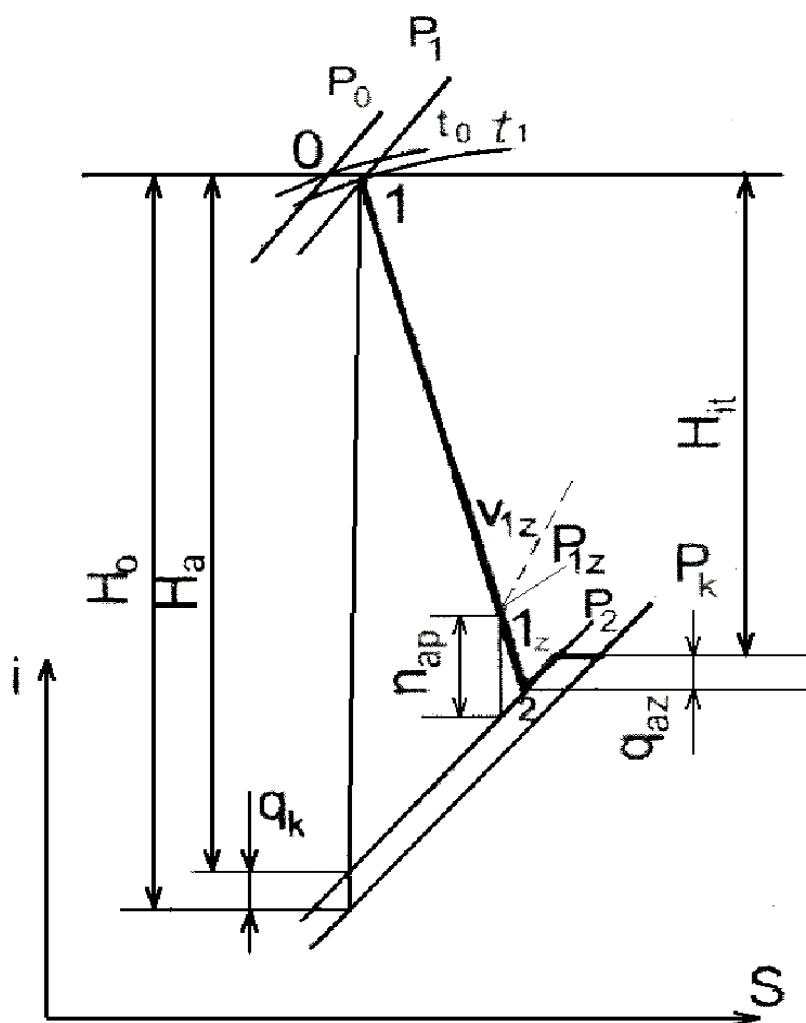


Рисунок 1.1 – Процесс расширения пара в турбоагрегате на S-i диаграмме

Таблица 1.1 – Предварительный расчет турбоагрегата

№ п/ п	Наименование	Обоз- наче- ние	Размер ность	Расчетная формула или источник	Числен- ное значе- ние
Нахождение величин, необходимых для построения процесса расширения пара на S-i диаграмме и определение расхода пара					
1	Параметры пара перед соплами 1 ступени				
	-абсолютное давление	P_1	МПа	$P_1 = \zeta_p p_0$	1,17
	-температура	t_1	$^{\circ}\text{C}$	По S-i диаграмме	309
	-энтальпия	i_1	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	–	3065
2	Внутренний КПД турбоагрегата (требуемый)	η_{it}	–	$\eta_{it} = \frac{\eta_{et}}{(1 - \zeta_y) \eta_{mt} \eta_n}$	0,770
3	Изоэнтروпийный перепад энтальпий турбоагрегата	H_0	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	По S-i диаграмме	877
4	Выпускная потеря	q_k	–	$q_k = \zeta_k c_k^2 / 2000$	15,4
5	Исправленный изоэнтропийный перепад энтальпий	H_a	–	$H_a = H_0 - q_k$	861,6
6	Давление за последней ступенью	P_2	МПа	По S-i диаграмме	0,007
7	Внутренний перепад энтальпий	H_{it}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_{it} = \eta_{it} H_0$	675,3
8	Выходная потеря	q_{az}	–	$q_{az} = \zeta_{az} H_0$	15,4
9	Расход пара на агрегат	G	Кг/с	$G = N_{et} / (1 - \zeta_y) \eta_{mt} \eta_n H_{it}$	4,964
10	Параметры пара за рабочим колесом последней ступени:				
	-энтальпия	i_2	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i_2 = i_1 - H_{it} - q_{az}$	2374
	-удельный объем	v_2	м ³ /кг	По S-i диаграмме	18,8
	-степень сухости	X_2	–	–	0,917
	-показатель изоэнтропы	K_2	–	$K = 1,035 + 0,1x_2$	1,127

1.3. Определение основных размеров последней ступени

Таблица 1.2 – Определение основных размеров последней ступени

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
1.	Скорость звука за рабочим колесом	W_k	м/с	$W_k = 10^3 \sqrt{k P_2 v_2}$	385
2.	Скорость выхода (относит.)	W_2	м/с	$W_2 = \delta \psi W_k$	351,2
3.	Средний диаметр рабочего аппарата	d_2	мм	$d_2 = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{\lambda_z (1 - \zeta_y) G v_2}{\pi W_2 \sin \beta_2}}$	1095
4.	Длина рабочей лапатки	L_2	—	$L_2 = d_2 / \lambda_z$	169
5.	Внутренний диаметр колеса	d_b	м/с	$d_b = d_2 - l_2$	926
6.	Окружная скорость	u_2	м/с	$u_2 = v_2 w_2$	240,7
7.	Частота вращения ротора	n	1/с	$n = u_2 10^3 / \pi d_2$	70
8.	Скорость выхода (абсолютная)	c_2	м/с	$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 w_2 u_2 \cos \beta_2}$	175
9.	Выходная потеря (проверка пункта 8)	q_{az}	$\frac{\text{кДЖ}}{\text{кг}}$	$q_{az} = c_2^2 / 2000$	15,3
10.	Потеря энергии в рабочем колесе	q_p	—	$q_p = \frac{1 - \psi^2}{\psi^2} - \frac{w_2^2}{2000}$	5,2
11.	Располагаемый перепад энтальпий в рабочем колесе	h_{ap}^*	—	$h_{ap}^* = w_2^2 / \psi^2 2000$	66,9
12.	Входная энергия в рабочее колесо	h_{w1}	$\frac{\text{кДЖ}}{\text{кг}}$	Принято и далее проверено	12
13.	Изоэнтروпийный перепад энтальпий в рабочем колесе	h_{ap}	—	$h_{ap} = h_{ap}^* - h_{w1}$	54,9
14.	Параметры пара за направляющим аппаратом:				
	- давление	P_{1z}	МПа	По S-i диаграмме	0,0105
	- удельный объем	v_{1z}	м ³ /кг	—	13,0
	- степень сухости	X_{1z}	—	—	0,929
	- показатель изоэнтропы	k	—	$k = 1,035 + 0,1 x_{1z}$	1,128

Продолжение таблицы 1.2.

№ п/ п	Наименование	Обоз- наче- ние	Размер- ность	Расчетная формула или источник	Численное значение
15	Скорость звука за соплами	C_k	м/с	$C_k = 10^3 \sqrt{k p_{1z} \nu_{1z}}$	392,4
16	Скорость пара за соплами	C_1	м/с	$c_1 = \delta \varphi c_k$	361,5
17	Длина сопловой лопатки	l_1	мм	$l_1 = 0,96 l_2$	162
18	Угол выхода потока	α_1	⁰	$\alpha_1 = \arcsin \frac{10^6 (1 - \zeta_y)}{\pi d_2 l_1 c_1}$	18,9
19	Скорость входа на рабочие лопатки (относительная)	w_1	м/с	$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_2^2 - 2 c_1 u_2 \cos \alpha_1}$	153,7
20	Входная энергия в рабочее колесо (проверка пункта 22)	h_{w1}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$h_{w1} = w_1^2 / 2000$	11,8
21	Располагаемый перепад энтальпий в соплах	$h_{ан}^*$	—	$h_{ан}^* = c_1^2 / \varphi^2 2000$	69,5
22	Располагаемый перепад ступени	h_a^*	—	$h_a^* = h_{ан}^* + h_{ap}$	124,4
23	Степень реактивности	ρ^*	—	$\rho^* = h_{ap} / h_a^*$	0,441
24	Фиктивная скорость	c_ϕ	м/с	$c_\phi = \sqrt{2000 h_a^*}$	498,8
25	Скоростная характеристика	v_ϕ	—	$v_\phi = u_2 / c_\phi$	0,483
26	Изоэнтروпийный перепад энтальпий:				
	- в ступени	h_a	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$h_a = h_a^* / (1 + \lambda_{вх})$	120,8
	- в сопловом аппарате	$h_{ан}$	—	$h_{ан} = h_a - h_{ap}$	65,9
27	Степень реактивности	ρ	—	$\rho = h_{ap} / h_a$	0,455

2. РАСЧЕТ ДВУХВЕНЕЧНОЙ РЕГУЛИРОВОЧНОЙ СТУПЕНИ

Принятые величины

Отношение давлений $e=3,3$; скоростная характеристика $v_\phi=0,274$; степень реактивности $\Sigma\rho=0,21$; степень реактивности: 1-го рабочего венца $\rho_{p1}=0,02$, промежуточного направляющего аппарата $\rho_{n2}=0,11$, 2-го рабочего венца $\rho_{p2}=0,08$; коэффициенты скорости: сопл $\phi=0,93$, рабочих лопаток $\psi_1=0,89$, промежуточных направляющих $\psi_{n2}=0,90$, рабочих лопаток $\psi_2=0,2$; коэффициенты расхода: сопл $\mu_{n1}=0,97$, рабочих лопаток $\mu_{p1}=0,93$, промежуточных направляющих $\mu_{n2}=0,95$, рабочих лопаток $\mu_{p2}=0,94$; угол выхода потока $\alpha_{11}=\alpha_{13}+\delta=13^\circ$, степень парциальности $\varepsilon=0,34$; ширина рабочих лопаток $B_{p1}=B_{p2}=20$ мм.

Таблица 2.1 – Расчет двухвенечной регулировочной ступени

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
1	Параметры пара перед ступенью:				
	- давление	P_1	МПа	Из предв. расчета	1,17
	- температура	t_1	$^\circ\text{C}$	—	309
	- энтальпия	i_1	кДж/кг	—	3070
2	Давление за ступенью	P_2	МПа	$P_2=P_1/e$	0,355
3	Энтальпия за ступенью	i_{2t}	кДж/кг	По S-i диаграмме	2798
4	Изоэнтروпийный перепад энтальпий в ступени	h_a	—	$h_a = i_1 - i_{2t}$	272
5	Фиктивная скорость	c_ϕ	м/с	$c_\phi = \sqrt{2000 h_a}$	737,6
6	Окружная скорость	u	—	$u = v_\phi c_\phi$	202
7	Средний диаметр сопл	d_1	мм	$d_1 = 10^3 u / \pi n$	920
8	Изоэнтроп. перепад энтальпий				
	- в сопловом аппарате	h_{an1}	кДж/кг	$h_{an1} = (1 - \Sigma\rho) h_a$	215
	- 1-ом рабочем колесе	h_{ap1}	—	$h_{ap1} = \rho_{p1} h_a$	5,3
	- в пром. напр. аппарате	h_{an2}	—	$h_{an2} = \rho_{n2} h_a$	30

Продолжение таблицы 2.1.

№ п/ п	Наименование	Обо- зна- че- ние	Размер- ность	Расчетная формула или источник	Числен- ное значе- ние
	- во 2-ом рабочем колесе	h_{ap2}	—	$h_{ap2} = \rho_{p2} h_a$	21,7
9	Скорость пара за соплами				
	-теоретическая	c_{11t}	м/с	$c_{11t} = \sqrt{2000 h_{ан1}}$	655,7
	-действительная	c_{11}	—	$c_{11} = \varphi c_{11t}$	609,8
10	Удельный объем за соплами	$v_{н1t}$	м ³ /кг	По S-i диаграмме	0,452
11	Площадь протока сопл	$F_{н1}$	мм ²	$F_{н1} = \frac{G v_{н1t}}{\mu_{н1} c_{11t}} 10^6$	3528
12	Длина сопловой лопатки	$l_{н1}$	мм	$l_{н1} = \frac{F_{н1}}{\pi \varepsilon d_1 \sin \alpha_{11}}$	16
13	Длина лопаток				
	- 1-го рабочего венца	l_{p1}	—	$l_{p1} = l_{н1} + 3$	19
	- промеж. напр. венца	$l_{н2}$	—	$l_{н2} = l_{p1} + 3$	22
	- 2-го рабочего венца	l_{p2}	—	$l_{p2} = l_{н2} + 3$	25
14	Относительная скорость входа	w_{11}	м/с	$w_{11} = \sqrt{c_{11}^2 + u^2 - 2c_{11}u \cos \alpha_{11}}$	415,5
15	Угол входа потока	β_{11}	°С	$\beta_{11} = \arcsin \frac{c_{11} \sin \alpha_{11}}{w_{11}}$	19,3
16	Относительная скорость выхода				
	-теоретическая	w_{21t}	м/с	$w_{21t} = \sqrt{2000 h_{ap1} + w_{11}^2}$	428
	-действительная	w_{21}	—	$w_{21} = \psi_1 w_{21t}$	381
17	Потери в сопловом аппарате	$q_{н1}$	кДж/кг	$q_{н1} = (1 - \varphi^2) h_{ан1}$	29
18	Давление за соплами	$P_{н1}$	МПа	По S-i диаграмме	0,475
19	Давление за 1-м рабочим колесом	P_{p1}	—	—	0,465
20	Удельный объем за рабочим колесом	v_{p1t}	м ³ /кг	—	0,480
21	Площадь протока рабочих лопаток	F_{p1}	мм ²	$F_{p1} = \frac{G v_{p1t} 10^6}{\mu_{p1} w_{21t}}$	5986
22	Угол выхода потока в относительном движении	β_{21}	град	$\beta_{21} = \arcsin \frac{F_{p1}}{\pi \varepsilon d_1 l_{p1}}$	18,7

Продолжение таблицы 2.1.

№ п/ п	Наименование	Обо- зна- че- ние	Размер- ность	Расчетная формула или источник	Числен- ное значе- ние
23	Абсолютная скорость выхода	c_{21}	м/с	$C_{21} = \sqrt{w_{21}^2 + u^2 - 2w_{21}u \cos \beta_{21}}$	200,4
24	Угол выхода потока в абсолютном движении	α_{21}	град	$\alpha_{21} = \arcsin \frac{w_{21} \sin \beta_{21}}{c_{21}}$	37,6
25	Потери на рабочих лопатках	q_{p1}	кДж/кг	$q_{p1} = (1 - \psi_1^2) \frac{w_{21}^2}{2000}$	19
26	Давление за промежуточным направляющим аппаратом	p_{H2}	МПа	По S-i диаграмме	0,40
27	Удельный объем за направляющим аппаратом	v_{H2t}	м ³ /кг	По S-i диаграмме	0,53
28	Скорость пара за промежуточным на- правляющим аппара- том				
	-теоретическая	c_{12t}	м/с	$c_{12t} = \sqrt{2000h_{ap2} + c_{21}^2}$	316,5
	-действительная	c_{12}	—	$c_{12} = \psi_{H2} c_{12t}$	284,8
29	Площадь протока промежуточного на- правляющего аппа- рата	F_{H2}	мм ²	$F_{H2} = \frac{G v_{H2t} 10^6}{\mu_{H2} c_{12t}}$	8750
30	Угол выхода потока пара из промежуточ- ного направляющего аппарата	α_{12}	град	$\alpha_{12} = \arcsin \frac{F_{H2}}{\pi n d_1 l_{H2}}$	23,9
31	Относительная ско- рость входа	w_{12}	м/с	$w_{12} = \sqrt{c_{12}^2 + u^2 - 2c_{12}u \cos \alpha_{12}}$	129,3
32	Угол входа потока	β_{12}	—	$\beta_{12} = \arcsin \frac{c_{12} \sin \alpha_{12}}{w_{12}}$	63,2
33	Относительная ско- рость выхода				
	-теоретическая	w_{22t}	м/с	$w_{22t} = \sqrt{2000h_{ap2} + w_{12}^2}$	245,2
	-действительная	w_{22}	—	$w_{22} = \psi_{H2} w_{22t}$	225,6

Продолжение таблицы 2.1.

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
34	Потери в направляющем аппарате	q_{H2}	кДж/кг	$q_{H2}=(1-\psi_{H2}^2)c_{12t}/2000$	9,5
35	Давление за 2-м рабочим венцом (проверка п.2)	P_{p2}	МПа	По S-i диаграмме	0,355
36	Удельный объем за 2-м рабочим венцом	v_{p2t}	м ³ /кг	По S-i диаграмме	0,595
37	Площадь протока рабочих лопаток	F_{p2}	мм ²	$F_{p2}=\frac{Gv_{p2t}10^6}{\mu_{p2}w_{22t}}$	12814
38	Угол выхода потока в относительном движении	β_{22}	град	$\beta_{22}=\arcsin\frac{F_{p2}}{\pi d_1 l_{p2}}$	31,5
39	Абсолютная скорость выхода	c_{22}	м/с	$c_{22}=\sqrt{w_{22}^2 u^2 - 2w_{22} u \cos\beta_{22}}$	118,3
40	Угол выхода потока из ступени	α_{22}	град	$\alpha_{22}=\arcsin\frac{w_{22}\sin\beta_{22}}{c_{22}}$	85,1
41	Потери на рабочих лопатках	q_{p2}	кДж/кг	$q_{p2}=(1-\psi_2^2)w_{22t}^2/2000$	4,6
42	Потеря с выходной скоростью	q_{Bc}	—	$q_{Bc}=c_{22}^2/2000$	7
43	Окружной КПД ступени	η_u	—	$\eta_u=\frac{h_a - E_q}{h_a}$	0,746
44	Удельный объем пара:				
	- перед 1-м рабочим венцом	v_{H1}		По S-i диаграмме	0,47
	- за 2-м рабочим венцом	v_{p2}		По S-i диаграмме	0,60
45	Мощность трения и вентиляции	$N_{T.B}$	кВт	$N_{T.B}=1,1 \cdot [2(\frac{d_1}{1000})^2 + 0,3(1-\varepsilon)(\frac{d_1}{1000})(\frac{l_{p1}+l_{p2}}{20})^{1,5}] \cdot (\frac{u}{100})^3 (\frac{1}{v_{H1}} + \frac{1}{v_{p2}})0,5$	39,4
46	Относительн. потери трения и вентиляции	$\zeta_{T.B}$	-	$\zeta_{T.B}=N_{T.B}/Gh_a$	0,0292
47	Отн. потери на выколачивание	ζ_B	-	$\zeta_B=0,11 \cdot \eta_u \cdot v_{\phi} \cdot (B_{p1}l_{p1}+B_{p2}l_{p2})/F_{H1}$	0,0056

Продолжение таблицы 2.1.

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
48	Относит. потери от утечек через зазоры облопатыв.	$\zeta_{у.л}$	-	По опытным графикам	0,0575
49	Относительные неучтенные потери	$\zeta_{н.п}$	-	Принято	0,01
50	Внутренний КПД ступени	η_i	-	$\eta_u - \zeta_{т.в} - \zeta_{в} - \zeta_{у.л} - \zeta_{н.п}$	0,644
51	Внутренний перепад	h_i		$h_i = \eta_i * h_a$	175,2
52	Внутренняя мощность ступени	N_i	кВт	$N_i = G h_i$	869,5
53	Энтальпия за ступенью	i_2	кДж/кг	$i_2 = i_1 - h_i$	2895
54	Критическое давление за соплами	p_k	МПа	$p_k = 0,546 * p_1$	0,639
55	Критический перепад энтальпий	h_k	кДж/кг	По S-i диаграмме	150
56	Критическая скорость	c_k	м/с	$C_k = \varphi \sqrt{2000 h_k}$	509,4
57	Число Маха	M_{c1}	-	$M_{c1} = c_{11} / c_k$	1,2
58	Геометрические характеристики сопл				
	-профиль лопатки			Из Приложения А по M_{c1} и α_{11}	С-90-12Б
	-оптим. относит. шаг	$\bar{t}_{н1}$	-	Из Приложения А	0,79
	-оптим. угол установки	α_b	град	Из Приложения А	34
	-хорда лопатки	$b_{н1}$	Мм	Принято	46
	-ширина сопл	$B_{н1}$	мм	$B_{н1} = b_{н1} \sin \alpha_b$	25,8
	-шаг сопловых лопаток	$t_{н1}$	—	$t_{н1} = \bar{t}_{н1} b_{н1}$	36,4
	-число сопловых лопаток	$Z_{н1}$	-	$Z_{н1} = \pi d_1 / t_{н1}$	27
59	Геометрич. характеристики рабочих лопаток 1-го венца				
	-профиль лопатки			Из Приложения Б по β_{11} и β_{21}	Р-26-17

Продолжение таблицы 2.1.

№ п/ п	Наименование	Обо- зна- че- ние	Размер- ность	Расчетная формула или источник	Числен- ное значе- ние
	-оптимальн. относит. шаг	$\bar{t}_{p1}$	-	Из Приложения Б	0,60
	-оптим. угол уста- новки	β_b	град	Из Приложения Б	79
	- хорда лопатки	b_{p1}	мм	принято	20,40
	- ширина лопатки	B_{p1}	мм	$B_{p1} = b_{p1} \sin \beta_b$	12
	- шаг рабочих лопа- ток	t_{p1}	мм	$t_{p1} = \bar{t}_{p1} b_{p1}$	12,24
	- число рабочих лопа- ток	Z_{p1}	-	$Z_{p1} = \varepsilon \pi d_1 / t_{p1}$	236
60	Геометрические характеристики лопаток промеж. направл. аппарата				
	-профиль лопатки			Из Приложения Б по α_{21} и α_{12}	P-30- 21A
	-оптимальн. относит. шаг	$\bar{t}_{n2}$		Из Приложения Б	0,60
	-оптимальн. угол ус- тановки	α_b	град	Из Приложения Б	79
	- хорда лопатки	b_{n2}	мм	Принято	12,22
	- ширина лопатки	B_{n2}	мм	$B_{n2} = b_{n2} \sin \alpha_b$	12
	-шаг лопаток	t_{n2}	мм	$t_{n2} = \bar{t}_{n2} b_{n2}$	7,33
	-число лопаток	Z_{n2}		$Z_{n2} = \varepsilon \pi d_1 / t_{n2}$	134
61	Геометрические характеристики рабочих лопаток 2-го венца				
	- профиль лопатки			Из Приложения Б по β_{12} и β_{22}	P-60- 33A
	- оптимальн. отно- сит. шаг	$\bar{t}_{p2}$	-	Из Приложения Б	0,551
	- оптимальн. угол ус- тановки	β_b	град	Из Приложения Б	81
	- хорда лопатки	b_{p2}	Мм	Принято	20,25
	- ширина лопатки	B_{p2}	—	$B_{p2} = b_{p2} \sin \beta_b$	20
	- шаг рабочих лопа- ток	t_{p2}	—	$t_{p2} = \bar{t}_{p2} b_{p2}$	11,15
	- число рабочих лопа- ток	Z_{p2}	-	$Z_{p2} = \varepsilon \pi d_2 / t_{p2}$	259

3. РАСЧЕТ УТЕЧКИ ПАРА ЧЕРЕЗ ПЕРЕДНИЕ НАРУЖНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Дано.

Давление перед первой группой уплотнений $p_1 = 0,355$ МПа, за первой группой $p_2 = 0,12$ МПа, удельный объем $v_1 = 0,6$ м³/кг (из расчета регулирующей ступени).

Принятые величины.

Диаметр уплотнений $d_1 = 35,7$ см, зазор по кромкам $\delta = 0,035$ см, число гребней $z = 28$, коэффициент расхода $\mu_y = 0,8$ (см. рисунок 3.2).

Таблица 3.1 – Расчет утечки пара через передние наружные уплотнения

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
1	Критическое давление	p_k	МПа	$p_k = 0,85 p_1 / \sqrt{z + 1,5}$	0,0556
2	Площадь зазора	f	см ²	$f = \pi d_1 \delta$	3,923
3	Отношение давлений	e	-	$e = p_2 / p_1$	0,338
4	Утечка пара через передние наружные уплотнения	$G_{y.n}$	кг/с	$G_{y.n} = 0,1 \mu_y \cdot f \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \sqrt{(1 - \varepsilon^2)/z}$	0,0429
5	Относительная утечка пара	$\zeta_{y.n}$	-	$\zeta_{y.n} = G_{y.n} / G$	0,0086

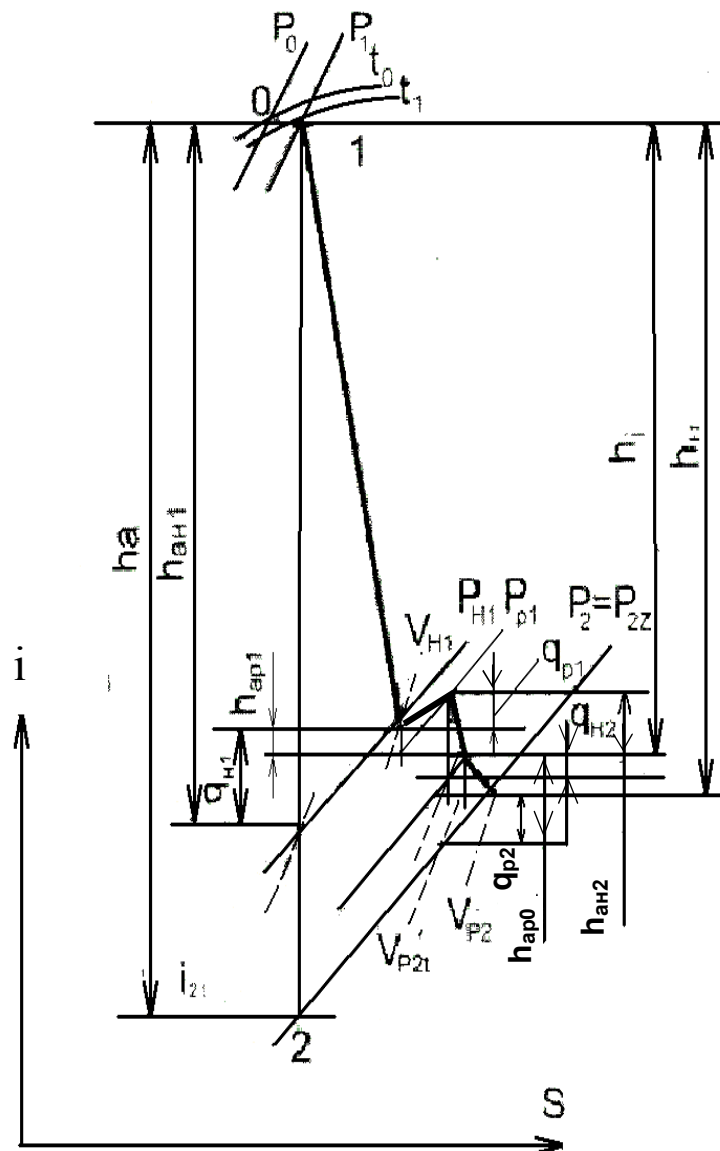


Рисунок 3.1 – Рабочий процесс в двухвенечной регулировочной ступени в S-i диаграмме

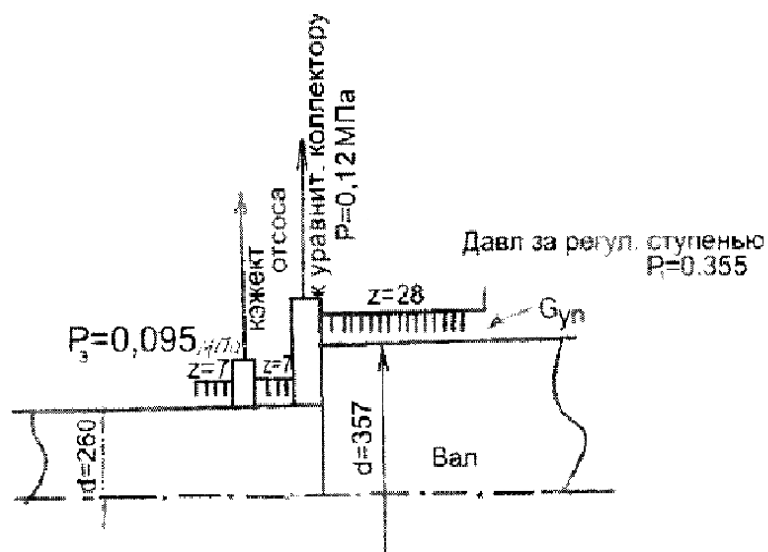


Рисунок 3.2 – Схема переднего уплотнения турбины

4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ГРУППЫ СТУПЕНЕЙ

Дано (из предварительного расчета турбоагрегата):

Расход пара перед турбиной $G=4,964$ кг/с, давление на выходе из последней ступени $p_2=0,007$ МПа; параметры последней ступени $d_{2z}=1095$ мм, $l_{2z}=169$ мм, $\rho_z=0,455$, $\alpha_{1z}=18,9^\circ$, $h_{az}=120,8$ кДж/кг; частота вращения $n=70^{\circ}\text{с}^{-1}$; параметры пара перед группой ступеней (за регулировочной ступенью) $p_0=0,355$ МПа, $i_0=2895$ кДж/кг;

Принятые величины:

Коэффициент возвращенной теплоты $R=1,03$; параметры второй ступени (первой ступени группы) $\rho_1=0,13$, $\alpha_1=11^\circ$, $\varphi=0,94$, $\mu_1=0,97$, $\varepsilon=0,84$, $l_1=22$ мм; внутренняя перекрыша лопаток последней ступени $\Delta_b=2$ мм.

Определяемые величины:

Расход пара перед ступенью

$$G_0=G-G_{y.n}=4,964-0,0429=4,921 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия за группой ступеней при изоэнтропийном расширении пара (из S-i диаграммы по p_0 , i_0 и p_2) $i_{2t}=2268$ кДж/кг.

Изоэнтропийный перепад энтальпий группы ступеней

$$H_a^\Gamma = i_0 - i_{2t} = 2895 - 2268 = 627 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний диаметр направляющих аппаратов (принимается постоянным для всех ступеней).

$$d_B = d_{Bz} + 2\Delta_b = 926 + 4 = 930 \text{ мм.}$$

Диаметр первой ступени группы

$$d_1 = d_B + l_1 = 930 + 22 = 952 \text{ мм.}$$

Окружная скорость первой ступени группы

$$u_1 = \pi \cdot d_1 n 10^{-3} = 3,14 \cdot 952 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 209,2 \text{ м/с.}$$

Скоростная характеристика первой ступени группы

$$v_1 = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2(1-\rho_1)} = \frac{0,94 \cos 11}{2 \cdot 0,87} = 0,5303.$$

Изоэнтропийный перепад энтальпий и другие параметры 1-й ступени группы:

$$h_{a1} = \frac{1}{2000(1-\rho_1)} \left(\frac{u_1}{v_1} \right)^2 = \frac{1}{2000 \cdot 0,87} \left(\frac{209,2}{0,5303} \right)^2 = 89,44 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_{aH} = (1-\rho_1) \cdot h_{a1} = 0,87 \cdot 89,44 = 77,81 \text{ кДж/кг;}$$

$$c_{1t} = \sqrt{2000 \cdot h_{aH}} = \sqrt{2000 \cdot 77,81} = 394,5 \text{ м/с.}$$

Удельный объем (теоретический) за соплами (из S-i диаграммы по h_{aH})

$$v_{1t} = 0,830 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Длина сопловой лопатки (проверка принятого значения)

$$l_1 = \frac{G_0 v_{1t} 10^6}{\varepsilon \mu_1 \pi d_1 c_{1t} \sin \alpha_1} = \frac{4,921 \cdot 0,830 \cdot 10^6}{0,84 \cdot 0,97 \cdot 3,14 \cdot 952 \cdot 394,5 \cdot 0,191} = 22,3 \text{ мм.}$$

Средний перепад энтальпий на ступень

$$h_{a1cp} = \sqrt{h_{a1} h_{az}} = \sqrt{89,44 \cdot 120,8} = 103,94 \text{ кДж/кг.}$$

Количество ступеней в группе

$$z^r = (RH_a^r) / h_{a1cp} = 1,03 \cdot 627 / 103,94 = 6,21.$$

Поскольку на большинстве ступеней $h_a < h_{acp}$ принимаем $z^r = 7$, т.е. всего ступеней в турбине $z = 8$.

Распределяем перепад энтальпий по ступеням таким образом, чтобы

$$\sum_{i=2}^8 h_{ai} = R \cdot H_a^r = 1,03 \cdot 627 = 645,8 \text{ кДж/кг.}$$

Для получения более плавной проточной части уменьшим величину перепада энтальпий на первых ступенях, перепад на последней ступени при расчете проточной части может оказаться отличным от принятого.

Ориентируясь на величину степени реактивности и угла α_1 , первой и последней ступени распределяем ρ и α_1 по ступеням.

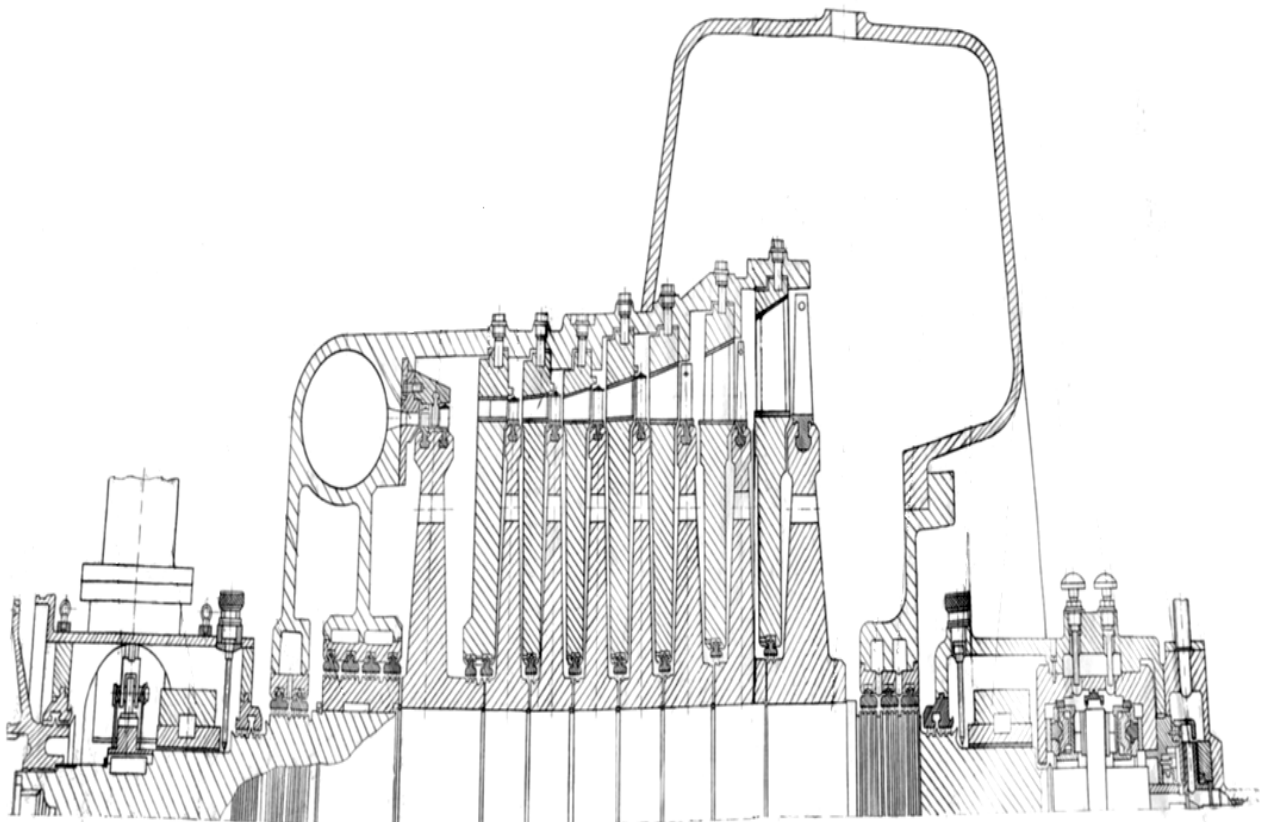


Рисунок 4.1 – Схема проточной части турбины

5. ПОСТУПЕНЧАТЫЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ

Расчет представлен в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Поступенчатый расчет турбины

№ п/п	Наименование	Обоз- наче- ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
1	Расход пара перед ступе- нью	G_0	кг/с	$G_0 = G - G_{y.n}$	4,921	4,921	4,921	4,921	4,921	4,921	4,921
2	Параметры пара перед ступенью										
	давление	P_0 i_0	МПа	По S-i диаграмме	0,355	0,235	0,154	0,097	0,058	0,0336	0,017
	энтальпия	i_0	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	-/-	2895	2831	2766	2698	2629	2556	2478
	удельный объ- ем	v_0	$\text{м}^3/\text{кг}$	-/-	0,625	0,871	1,264	1,862	2,83	4,74	8,63
	температура	t_0	$^{\circ}\text{C}$	-/-	218						
3	Внутренний диаметр	d_v	мм	Из предварительного расчета				930			
4	Изоэнтр. пе- репад энталь- пий	H_a^r	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	-/-				627			
5	Коэффициент возвращ. тепла	R	-	Принято				1,032			
6	Располаг. изо- энтр. перепад	H_a^r	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_a^r = R H_a^r$				647			
7	Изоэнтр. пере- пад в ступени	h_a	-	Принято	86	85	85	85	88	97	121
8	Давление за ступенью	P_2	МПа	По S-i диаграмме	0,235	0,154	0,097	0,058	0,0336	0,017	0,007

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обоз наче ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
9	Входная энергия	$q_{вх}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$q_{вх}=0,7 \cdot q_{B.C.Z-1}$	0	1,6	1,64	1,8	2	2,68	4,55
10	Располаг. перепад энтальпий	h_a^*	—	$h_a^*=h_{a+} q_{вх}$	86	86,6	86,64	86,8	90	99,68	125,55
11	Отношение давлений	e	-	$e=p_2/p_0$	0,662	0,66	0,619	0,604	0,586	0,500	0,412
12	Средний диаметр уплотнений	d_y	мм	Принято				357			
13	Радиальный зазор	δ	—	Принято				0,35			
14	Количество щелей	z	-	Принято	10	5	5	5	5	5	5
15	Площадь зазора	$F_{уд}$	мм ²	$F_{уд}=\pi d_y \delta$				392,3			
16	Утечка пара диафрагменная	$G_{y,д}$	кг/с	$G_{y,д}=0,8 \cdot 10^{-3} F_{уд} \sqrt{p_0/\nu_0} \cdot \sqrt{(1-e^2)/z}$	0,056	0,055	0,039	0,025	0,016	0,01	0,006
17	Расход пара через лопатки	$G_{л}$	—	$G_{л}=G_0-G_{y,д}$	4,865	4,866	4,882	4,896	4,905	4,911	4,915
18	Степень порциальности	ε	-	Принято	0,84	1	1	1	1	1	1
19	Степень реактивности	ρ	-	-/-	0,13	0,13	0,15	0,18	0,22	0,34	0,455

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обоз наче ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
20	Угол выхода потока	α_1	град	-/-	11	11	11	11,5	12,5	15	18
21	Коэффициент скорости сопл	φ	-	-/-	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97	0,07	0,97
22	Коэффициент расхода сопл	μ_1	-	Принято	0,97	0,97	0,97	0,98	0,99	1	1
23	Перепад энтальпий в соплах										
	в соплах (изо- энтروпийный)	$h_{ан}$	кДж/к К	$h_{ан}=(1-\rho)h_a$	74,82	73,95	72,25	69,7	68,64	64,02	65,95
	в соплах (рас- пологаемый)	$h_{ан}^*$	—	$h_{ан}^*=h_{ан}+q_{вх}$	74,82	75,55	73,89	71,5	70,64	66,7	70,5
	на рабочих лопатках	$h_{ар}$	—	$h_{ар}=\rho h_a$	11,18	11,05	12,75	15,3	19,36	32,98	55,05
24	Скорость пара за соплами										
	Фиктивная	c_ϕ	м/с	$c_\phi=\sqrt{2000h_a^*}$	414,7	416,2	416,3	416,7	424,3	446,5	501,1
	Теоретическая	c_{1t}	—	$c_{1t}=\sqrt{2000h_{ан}^*}$	386,8	388,7	384,4	378,2	375,9	365,2	375,5
	Действитель- ная	c_1		$c_1=\varphi c_{1t}$	363,6	365,4	365,2	363	364,6	354,3	364,2
25	Давление за соплами	p_1	—	По $h_{ан}$ из S-i диаграммы	0,25	0,161	0,105	0,0645	0,038	0,0214	0,0107
26	Удельный объем за со- плами (теор)	v_{1t}	МПа	-/-	0,81	1,19	1,7	2,6	4,15	6,9	12,8

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обоз наче ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
27	Площадь про- тока сопл	F_1	$\text{м}^3/\text{кг}$	$F_1=10^4 G_{\text{л}} v_{1t}/(\mu_1 c_{1t})$	105	153,6	222,6	343,5	547	927,9	1675
28	Длина сопло- вых лопаток	l_1	см^3	$l_1 = \sqrt{\left(\frac{d_b}{2}\right)^2 + 10^2 F_1 / (e \pi \cdot \sin \alpha_1)} -$	21,9	26,8	38,4	55,7	79,7	109,8	1586
29	Средний диа- метр	d_1	мм	$d_1 = d_b + l_1$	952	956,8	968,4	985,7	1010	1040	1089
30	Окружная скорость	u_1	—	$u_1 = \pi d_1 n 10^{-3}$	209,2	210,3	212,8	216,2	222	228,6	239,3
31	Скоростная характеристи- ка	v_{ϕ}	-	$v_{\phi} = u_1 / c_{\phi}$	0,505	0,505	0,511	0,52	0,524	0,512	0,447
	Скоростная характеристи- ка	v_1	-	$v_1 = u_1 / c_{1t}$	0,541	0,541	0,554	0,573	0,59	0,626	0,637
	Скоростная характеристи- ка оптимальн.	$v_{1\text{opt}}$	-	$v_{1\text{opt}} = \varphi \cos \alpha_1 / 2(1 - \rho)$	0,530	0,530	0,549	0,574	0,607	0,71	0,846
32	Относит. ско- рость входа в раб. лоп.	w_1	м/с	$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 * u_1 \cos \alpha_1}$	163,2	164	161,5	156,5	155,4	146	155,3
33	Угол входа потока на раб лоп	β_1	град	$\beta_1 = \arcsin (c_1 \sin \alpha_1 / w_1)$	25,16	25,16	25,56	27,54	30,52	38,91	46,44

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обоз- наче- ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
34	Коэф. скоро- сти рабочих лопаток	Ψ	-	Принято	0,93	0,93	0,94	0,95	0,96	0,96	0,96
35	Коэф. расхода рабочих лопа- ток	μ_2	-	-/-	0,945	0,945	0,95	0,955	0,935	0,985	0,993
36	Относит. ско- рость выхода		-								
	Теоретическая	w_{2t}	м/с	$w_{2t} = \sqrt{2000h_{ap} + w_1^2}$	221,4	221,3	227,1	234,7	250,7	295,4	366,4
	Действительная	w_2	—	$w_2 = \Psi w_{2t}$	205,9	205,8	213,5	223	240,7	283,6	351,7
37	Потери в со- плом аппарате	q_n	кДж/к Г	$q_n = (1 - \varphi^2) h_{an}^*$	8,71	8,6	7,2	5,61	4,17	3,94	4,17
38	Удельный объем за со- плами	v_1	м ³ /кг	По S-i диаграмме	0,833	1,2	1,72	2,62	4,17	7	12,9
39	Потери на рабо- чих лопатках	q_p	кДж/к Г	$q_p = (1 - \Psi^2) w_{2t}^2 / 2000$	3,3	3,31	3	2,69	2,46	3,42	5,26
40	Удельн. объем за раб. лопат. (теор)	v_{21}	м ³ /кг	По S-i диаграмме	0,865	1,247	1,85	2,8	4,7	8,5	18,65
41	Удельн. объем за раб. лопат- ками	v_2	-	—	0,867	1,262	1,86	2,84	4,72	8,6	18,7

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обоз наче ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
42	Площадь про- тока раб лопат	F_2	см ³	$F_2=10^4 G_2 v_{2t} / (\mu_2 w_{2t})$	201,1	290,2	418,6	611,6	952,9	1435	2519
43	Перекрыша	Δ	мм	Принято	3	3	3	3	3	4,5	8
44	Длина рабочей лопатки	l_2	мм	$l_2=l_1+ \Delta$	24,9	29,8	41,4	58,7	82,7	114,3	166,6
45	Угол выхода потока (отно- сит)	β_2	град	$\beta_2=\arcsin(10^2 F_2 / \varepsilon \pi d_1 l_2)$	18,8	18,9	19,4	19,7	21,3	22,6	26,2
46	Абсолютн скорость вы- хода	c_2	м/с	$c_2=\sqrt{w^2 + u_1^2 - 2w_2 u_1 \cos \beta_2}$	67,7	68,4	71,9	74,4	87,5	114	173
47	Угол выхода потока (абсо- лют)	α_2	град	$\alpha_2=\arcsin(w_2 \sin \beta_2 / c_2)$	78,0	77,2	80,9	84,6	87,8	73,0	64
48	Потери с вы- ходной скоро- стью	$q_{в.с}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кК}}$	$q_{в.с}=c_2^2/2000$	2,3	2,3	2,6	2,8	3,8	6,5	15
49	Окружные по- тери	Σq	—	$\Sigma q=q_n+q_p+ q_{в.с}$	14,3	14,5	12,8	11,1	10,5	13,9	24,4
50	Окружной КПД	η_u	-	$\eta_u=(h_a^* - \Sigma q)/h_a^*$	0,834	0,833	0,852	0,872	0,884	0,861	0,805
51	Средняя плот- ность пара	$\rho_{ср}$	кг/м ³	$\rho_{ср}=0,5(1/v_1+1/v_2)$	1,180	0,813	0,559	0,367	0,226	0,130	0,065
52	Мощность трения и вен- тиляции	$N_{Тб}$	кВт	$N_{Тб}=1,2[(d_1/1000)^2+0,15(1-\varepsilon) \cdot (d_1/1000)(l_2/10)^{3/2}](u_1/100)^3 \rho_{ср}$	12,9	8,3	6,1	4,4	3,0	2,0	1,3

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обоз- наче- ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
53	Относит. по- тери на трение и вентиляцию	$\zeta_{т.в}$	-	$\zeta_{тв}=N_{тв}/G_0h_a^*$	0,030	0,020	0,014	0,010	0,007	0,004	0,002
54	Ширина рабо- чих лопаток	B_2	мм	Принято	20						
55	Относит. по- тери выкола- чивания	$\zeta_{вк}$	-	$\zeta_{вк}=0,11 \cdot v_{ср} \cdot \eta_u \cdot B_2 l_2 / F_1 10^2$	0,002						
56	Радиальный зазор облопа- тывания	δ_p	мм	Принято	1	1	1	1	1	1,2	1,5
57	Количество радиальных гребней	z_p	--	-/-	2	2	2	2	2	2	2
58	Эквивалент- ный зазор	δ_3	мм	$\delta_3 = \delta_p / \sqrt{1,5 z_p}$	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,69	0,87
59	Наружный диаметр	d_n	мм	$d_n = d_1 + l_2$	976,9	986,6	1010	1044	1093	1154	1256
60	Отношение	λ	-	$\lambda = d_1 / l_1$	43,5	35,7	25,2	17,7	12,7	9,5	6,9
61	Степень реак. на нар. диа- метре										
	короткие ло- патки	ρ_n	-	$\rho_n = 1 - (1 - \rho)(1 - 1,8 l_2 / d_1)$	0,171	0,179	0,215	0,268	0,335	0,471	-
	длинные ло- патки	ρ_n	-	$\rho_n = \rho + (1 - \rho) \cos^2 \alpha_1 [1 - (d_1 / d_n)^2]$							0,577

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
62	Степень реак на внутр. диаметре	ρ_v	-	$\rho_v = 1 - (1 - \rho)(1 + 1,8l_2/d_1)$	0,089	0,081	0,085	0,092	0,105	0,209	-
		ρ_v	-	$\rho_v = \rho - (1 - \rho)\cos^2\alpha_1[(d_1/d_v)^2 - 1]$	-	-	-	-	-	-	0,263
63	Потери от утечки по бандажу	$\zeta_{уб}$	-	$\zeta_{уб} = \varepsilon \pi d_n \delta_3 \eta_n \sqrt{\rho_n / (1 - \rho)} / 10^2 F_1$	0,053	0,044	0,035	0,028	0,022	0,020	0,017
64	Потери от диаграмм утечки	$\zeta_{уд}$	-	$\zeta_{уд} = \eta_u G_{уд} / G_L$	0,010	0,009	0,007	0,005	0,003	0,002	0,001
65	Степень сухости за раб лопат	x_2	-	По S-i диаграмме	-	-	-	0,987	0,965	0,942	0,914
66	Потери от влажности	$\zeta_{вл}$	-	$\zeta_{вл} = 2(1 - x_2) v_\phi$	0	0	0	0,026	0,037	0,059	0,082
67	Неучтенные потери	$\zeta_{нп}$	-	Принято	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
68	Внутренний КПД ступени	η_i	-	$\eta_i = \eta_u - \zeta_{тв} - \zeta_{вк} - \zeta_{уб} - \zeta_{уд} - \zeta_{вл} - \zeta_{нп}$	0,729	0,750	0,786	0,793	0,806	0,766	0,693
69	Внутренний перепад энтальпий	h_i	кДж/кг	$h_i = \eta_i \cdot h_a^*$	62,7	65,0	68,1	68,8	72,5	76,4	87,0
70	Энтальпия за ступенью	i_2	кДж/кг	$i_2 = i_0 + q_{вх} - h_i - 0,7q_{вс}$	2831	2766	2698	2629	2556	2478	2396

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обоз наче ние	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
71	Внутренняя мощность ступени	N_i	кВт	$N_i = G_0 h_i$	308,5	319,6	335,1	338,7	357,0	375,7	366,3
72	Геометриче- ские характе- ристики сопл										
	Профиль ло- патки			Из Приложения А по α_1	С90- 12А	С90- 12А	С90- 12А	С90- 12А	С90- 12А	С90- 15А	С90- 18А
	Оптимальный относит шаг	$\bar{t}_{1opt}$	-	Из Приложения А	0,680	0,681	0,681	0,729	0,822	0,756	0,758
	Оптимальный угол установки	α_{bopt}	град	—	33	33	33	33	33	38	42,1
	Хорда лопатки	b_1	Мм	Принято	55,1	55,1	55,1	55,1	55,1	61,7	80,6
	Ширина сопл	B_1	—	$B_1 = b_1 \sin \alpha_{bopt}$	30	30	30	30	30	38	54
	Шаг сопловых лопаток	t_1	—	$t_1 = \bar{t}_{1opt} b_1$	37,47	37,55	37,54	40,20	45,30	46,65	61,06
	Количество сопловых ло- паток	z_1	-	$z_1 = \pi d_1 / t_1$	67	80	81	77	70	70	56
73	Геометр хар- ки раб аппа- рата										
	Профиль ло- патки			Из Приложения Б по β_1 и β_2	Р30- 21А	Р30- 21А	Р30- 21А	Р30- 21А	Р35- 25А	Р35- 25А	С45- 25А

Продолжение таблицы 5.1.

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням						
					2	3	4	5	6	7	8
	Оптимальный относит шаг	$\bar{t}_{2opt}$	-	Из Приложения Б	0,622	0,622	0,655	0,676	0,630	0,600	0,743
	Оптимальный угол установки	β_{bopt}	град	—	76,8	76,8	76,8	76,8	76	77,9	67
	Хорда лопатки	b_2	Мм	Принято	20,5	20,5	20,5	20,5	25,6	25,6	38,0
	Ширина лопатки	B_2	—	$B_2 = b_2 \sin \beta_{bopt}$	20	20	20	20	24,8	25	35
	Ширина рабочих лопаток	t_2	—	$t_2 = \bar{t}_{2opt} b_2$	12,77	12,77	13,45	13,88	16,10	16,33	28,26
	Количество рабочих лопаток	z_2	-	$z_2 = \pi d_1 / t_2$	234	235	226	223	197	218	121
	Толщина диска	B_n	Мм	Принято	36/48	36/48	36/48	36/48	42/60	42/60	48/87
74	Сумма внутренних перепадов	H_{it}	кДж/кг	$H_{it} = h_{it} + \sum_{i=2}^z h_i$				675,7			
75	Внутренний КПД турбины	η_{it}	-	$\eta_{it} = H_{it} / H_0$				0,765			
76	Эффективный КПД турбины	η_{et}	-	$\eta_{et} = (1 - \zeta_{yn}) \eta_{it} \eta_{mt} \eta_n$				0,721			
77	Внутренняя мощность турбины	N_{it}	кВт	$N_{it} = N_1 + \sum_{i=2}^z N_i$				3270			
78	Эффективная мощность турбины	N_{et}	—	$N_{et} = G H_0 \eta_{et}$				3160			

6. РАСЧЕТ ОСЕВОГО УСИЛИЯ

Осевое усилие, действующее на ротор турбины, складывается из усилия, возникающего от статической разности давлений по обе стороны рабочих лопаток, $P'_л$; осевого усилия от динамического воздействия пара на рабочие лопатки $P''_л$; осевого усилия, возникающего от статической разности давлений по обе стороны диска, $P_д$, и осевого усилия от давления на уступы ротора P_y .

Величины $P'_л$, $P''_л$, P_y находятся как сумма их значений по ступеням, которые определяются в ниже следующей таблице. При этом принимается: диаметр ротора на участке внутренних уплотнений $d_y=357$ мм, величина зазора $\delta=0,35$ мм и, соответственно, площадь зазора $F_{уд}=3,923$ см². Принимаем диаметр разгрузочных отверстий $d_0=3,5$ см, количество в каждом диске $n=5$, тогда площадь отверстий $F_0=n\frac{\pi}{4}d_0^2 = 5\frac{\pi}{4}3,5^2=48,08$ см².

Перепад давлений на диск вычисляется по формуле:

$$\Delta p_d = K \cdot \Delta p_{lb},$$

где Δp_{lb} – перепад давлений у корня лопаток.

$$\text{Коэффициент } K \text{ равен: } K = \left(\frac{\alpha\beta + \sqrt{1+\alpha^2-\beta^2}}{1+\alpha^2} \right)^2,$$

$$\text{где } \alpha = \frac{\varphi_0 F_0'}{\varphi_{3,0} F_{3,0}}; \quad \beta = \frac{\varphi_y F_{уд}}{\varphi_{3,0} F_{3,0} \sqrt{\rho b^2 z}}.$$

Приняты значения коэффициентов расхода

$$\varphi_0=0,4; \quad \varphi_{3,0}=0,3; \quad \varphi_y=0,8.$$

Ввиду малой степени парциальности и реактивности осевым усилием на диск первой ступени пренебрегаем.

Осевое усилие на уступы ротора вычисляем по формуле:

$$P_y = \sum p_i \frac{\pi}{4} (d_{Hi}^2 - d_{bi}^2),$$

где p_i – давление пара перед уступом, МПа;

d_{Hi}^2 , d_{bi}^2 – наружный и внутренний диаметр уступа, мм.

Осевое давление на уступ переднего уплотнения (см. рисунок 3.2)

$$P'_y = 0,12 \frac{\pi}{4} (357^2 - 260^2) = 5638 \text{ Н.}$$

Осевое давление на уступ восьмой ступени (см. чертеж)

$$P''_y = 0,007 \frac{\pi}{4} (357^2 - 260^2) = 329 \text{ Н.}$$

Итого $P_y = P'_y - P''_y = 5309 \text{ Н.}$

Полное осевое усилие с учетом давления масла на противоположную сторону упорного гребня равно:

$$P = 1,15 (P'_л + P''_л + P_д + P_y),$$

$$P = 1,15 (9974 - 266 + 6087 + 5309) = 24270 \text{ Н.}$$

При эксплуатации возможно увеличение реактивности в ступенях на 3...4 %, ввиду чего для расчета упорного подшипника принимаем $P=30000$ Н.



Таблица 6.1 – Расчет осевого усилия

№ п/п	Наименование	Обо- зна- чение	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням								
					1-1	1-2	2	3	4	5	6	7	8
1	Давление пе- ред ступенью	P_0	МПа	Из предыдущего расчета	1,17	0,465	0,355	0,235	0,154	0,097	0,058	0,0336	0,017
2	Давление перед раб. лопатками	P_1	—	Из предыдущего расчета	0,475	0,400	0,250	0,161	0,105	0,0645	0,0381	0,0214	0,0107
3	Давление за раб. лопатками	P_2	—	Из предыдущего расчета	0,465	0,355	0,235	0,154	0,097	0,058	0,0336	0,017	0,007
4	Длина лопаток	L_2	мм	Из предыдущего расчета	19	25	24,9	29,8	41,4	58,7	82,7	114,3	166,6
5	Средний диа- метр	D_1	мм	Из предыдущего расчета	920	920	952	956,8	968,4	985,7	1010	1040	1089
6	Парциальность	ε	-	Из предыдущего расчета	0,34	0,34	0,84	1	1	1	1	1	1
7	Осевое усилие	$P'_л$	Н	$P'_л = \varepsilon \pi d_1 l_2 (p_1 - p_2)$	186,6	1105	937,9	626,7	1007	1181	1180	1642	2108
8	Расход пара	$G_л$	Кг/с	Из предыдущего расчета	4,964	4,964	4,864	4,866	4,882	4,896	4,905	4,911	4,915
9	Скорость	C_1	м/с	Из предыдущего расчета	609,8	284,8	363,6	365,4	365,2	363	364,6	354,3	364,2
10	Угол потока	α_1	град	Из предыдущего расчета	13	23,9	11	11	11	11,5	12,5	15	18
11	Скорость	C_2	м/с	Из предыдущего расчета	200,4	118,3	67,7	68,4	71,9	75,4	87,5	114	173
12	Угол потока	α_2	град	Из предыдущего расчета	37,6	85,1	78	77,2	80,9	84,6	87,8	73	64
13	Усилие	$P''_л$	Н	$P''_л = G_л (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2)$	74,0	-12,4	15,4	14,7	-6,4	-13,4	-41,8	-85	-211
14	Зазор осевой у корня	δ_{30}	мм	Принято	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	1,2	1,5
15	Площадь осе- вого зазора	F_{30}	См^2	$F_{30} = \varepsilon \pi (d_1 - l_2) \delta_{3,0} \cdot 10^{-2}$	-	-	22,0	26,20	26,20	29,1	29,1	34,8	43,5

Продолжение таблицы 6.1.

№ п/п	Наименование	Обо- зна- чение	Раз- мер- ность	Расчетная формула или источник	Значения величин по ступеням								
					1-1	1-2	2	3	4	5	6	7	8
16	Площадь диска	F_d	—	$F_d = \frac{\pi}{4} [(d_1 - l_2)^2 - d_y^2] 10^{-2}$	-	-	5747	5745	5745	5745	5749	5726	5678
17	Площадь разг отвер (прив)	F'_0	—	$F'_0 = F_0 + F_{3.0}(1 - \varepsilon)/\varepsilon$	-	-	52,27	48,08	48,08	48,08	48,08	48,08	48,08
18	Степень реак у корня	ρ_b	-	Из предыдущего расчета	-	-	0,089	0,081	0,085	0,092	0,105	0,209	0,263
19	Перепад давл у корня	Δp_{1b}	МПа	$\Delta p_{1b} = \rho_b(p_0 - p_2)$	-	-	0,0107	0,0066	0,0048	0,0036	0,0026	0,0035	0,0026
20	Количество щелей	Z	-	Принято ранее	-	-	10	5	5	5	5	5	5
21	Величина	α	-	$\alpha = 1,33 F'_0 / F_{3.0}$	-	-	3,160	2,441	2,441	2,200	2,200	1,833	1,472
22	Величина	β	-	$\beta = 2,67 F_{yd} / F_{3.0} \sqrt{\rho_0 Z}$	-	-	0,505	0,638	0,613	0,531	0,496	0,284	0,210
23	Величина	K		$K = \left(\frac{\alpha \beta \sqrt{1 + \alpha^2 - \beta^2}}{1 + \alpha^2} \right)^2$	-	-	0,196	0,346	0,341	0,364	0,350	0,357	0,430
24	Перепад дав- ления на диске	Δp_d		$\Delta p_d = k \cdot \Delta p_{1b} \cdot 10^6$	-	-	2102	2284	1637	1310	910	1250	1118
25	Усилие на диск	P_d	Н	$P_d = \Delta p_d F_d \cdot 10^4$	-	-	1208	1312	940	753	532	716	635

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зайцев Ю.И. Основы проектирования судовых паровых турбоагрегатов/ Ю.И. Зайцев. –Л.: Судостроение, 1974. – с.
2. Слободянюк Л.И. Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация/ Л.И. Слободянюк, В.И. Поляков. –Л.:Судостроение,1983. – с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(Справочное)

Основные параметры сопловых и реактивных решеток МЭИ

Диапазон чисел М	Угол входа потока расч., $\alpha_0^{\text{расч.}}$	Угол выхода потока, α_1	Обозначение профиля	Оптимальный относит. шаг, $\bar{t}_{\text{opt}}$	Оптимальный угол установки, $\beta_{b.\text{opt}}$	Хорда, $b \cdot 10^{-2}$, м	Площадь, $f \cdot 10^{-4}$, м ²	Момент инерции минимальный, $i_{\text{min}} \cdot 10^{-8}$, м ⁴	Момент сопротивления минимальный, $w_{\text{min}} \cdot 10^{-6}$, м ³
0,3...0,9	70...120	8...11	С-90-09 А	0,72...0,85	30...33	6,06	3,45	0,416	0,471
	70...120	10...14	С-90-12 А	0,72...0,87	32...36	6,25	4,09	0,591	0,575
	70...120	13...17	С-90-15 А	0,70...0,85	37...41	5,15	3,30	0,36	0,450
	70...120	16...20	С-90-18 А	0,70...0,80	41...44	4,71	2,72	0,243	0,333
	70...120	20...24	С-90-22 А	0,70...0,80	42...45	4,5	2,35	0,167	0,265
	70...120	24...30	С-90-27 А	0,65...0,75	44...48	4,5	2,03	0,116	0,195
	70...120	30...36	С-90-33 А	0,62...0,75	50...55	4,5	1,85	0,090	0,163
	45...75	12...18	С-55-15 А	0,72...0,87	50...54	4,5	4,41	1,195	0,912
	45...75	17...23	С-55-20 А	0,70...0,85	56...60	4,15	2,15	0,273	0,275
	35...65	21...28	С-45-25 А	0,60...0,75	62...66	4,58	3,30	0,703	0,536
0,85...1,15	45...85	27...34	С-60-30 А	0,52...0,70	68...74	3,46	1,49	0,118	0,154
	70...120	10...14	С-90-12 Б	0,72...0,87	32...36	5,66	3,31	0,388	0,420
1,3...1,7	70...120	13...17	С-90-15 Б	0,70-0,85	37...41	5,20	3,21	0,326	0,413
	70...120	10...14	С-90-12 Р	0,58...0,68	42...47	4,09	2,30	0,237	0,324
	70...120	13...17	С-90-15 Р	0,55...0,65	46...50	4,20	2,00	0,153	0,238

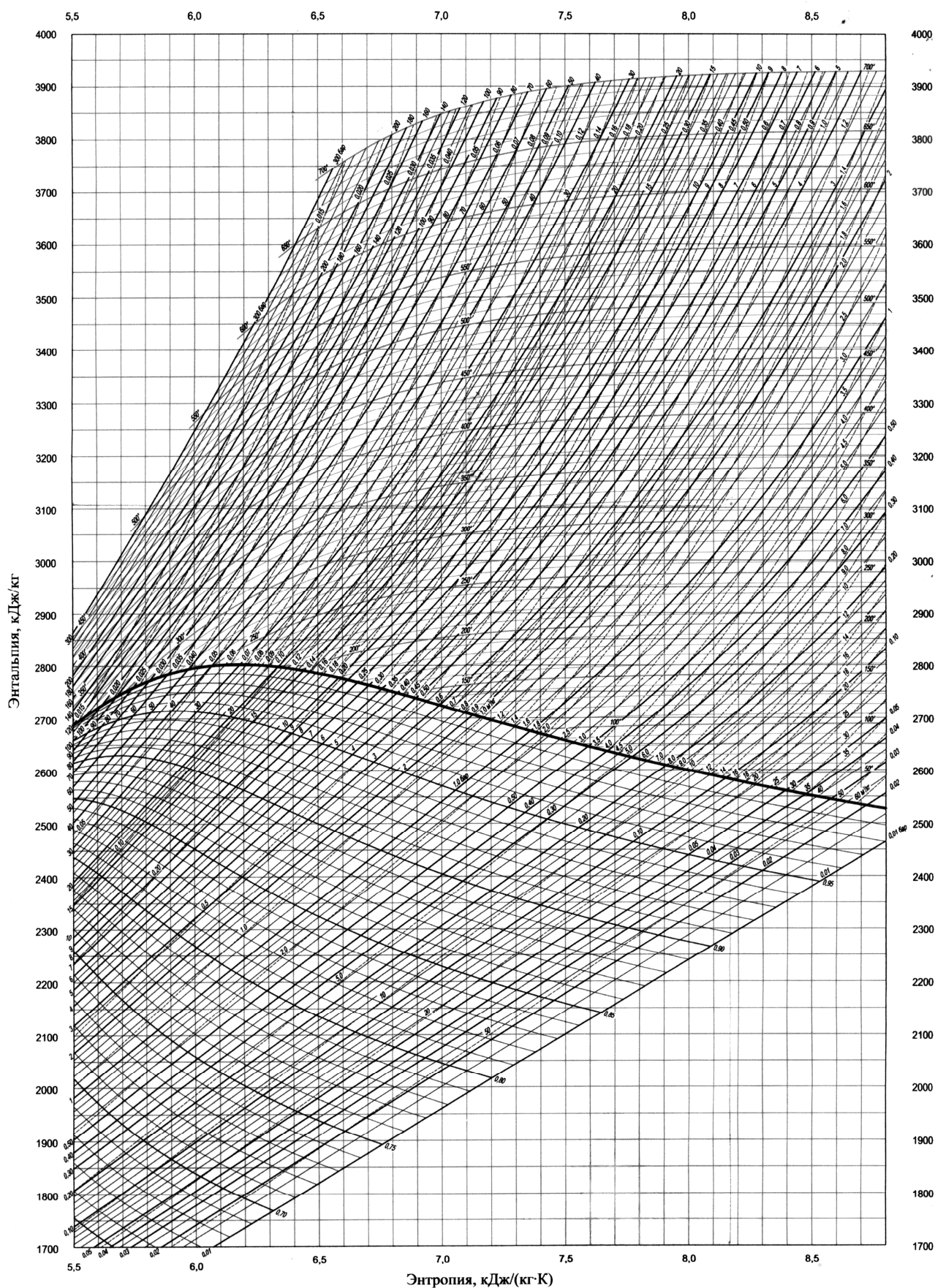
ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(Справочное)

Основные параметры рабочих решеток МЭИ

Диапазон чисел М	Угол входа потока расч., $\beta_{1\text{расч.}}$	Угол выхода потока, β_2	Обозначение профиля	Оптимальный относит. шаг, $\bar{t}_{\text{opt}}$	Оптимальный угол установки, $\beta_{b.\text{opt}}$	Хорда, $b \cdot 10^{-2}$, м	Площадь, $f \cdot 10^{-4}$, м ²	Момент инерции минимальный, $I_{\text{min}} \cdot 10^{-8}$, м ⁴	Момент сопротивления минимальный, $W_{\text{min}} \cdot 10^{-6}$, м ³
0,3...0,9	20...30	12...16	P-23-14 A	0,60...0,75	76...79	2,59	2,44	0,43	0,39
	23...35	15...19	P-26-17 A	0,60...0,70	76...79	2,57	2,07	0,215	0,225
	25...40	19...24	P-30-21 A	0,58...0,68	76...79	2,56	1,85	0,205	0,234
	30...50	22...28	P-35-25 A	0,55...0,65	76...79	2,54	1,62	0,131	0,168
	44...60	25...32	P-46-29 A	0,45...0,58	76...79	2,56	1,22	0,071	0,112
	47...65	30...36	P-60-33 A	0,43...0,55	77...81	2,56	1,02	0,044	0,079
	55...75	35...42	P-60-38 A	0,41...0,51	77...81	2,61	0,76	0,018	0,035
0,85...1,2	23...45	15...19	P-27-17 Б	0,57...0,65	77...82	2,54	2,06	0,296	0,296
	25...40	19...24	P-30-21 Б	0,55...0,65	81...86	2,01	1,11	0,073	0,101
	30...50	22...28	P-35-25 Б	0,55...0,65	83...88	2,52	1,51	0,126	0,159
1,3...1,6	19...24	16...20	P-21-18 P	0,60...0,70	87...89	2,00	1,16	0,118	0,142
	23...27	20...24	P-25-22 P	0,54...0,67	87...89	2,00	0,99	0,084	0,100

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)
Диаграмма i - S для водяного пара



Заказ № _____ от « ____ » _____ 200 ____ . Тираж _____ экз.

Изд-во СевНТУ

