

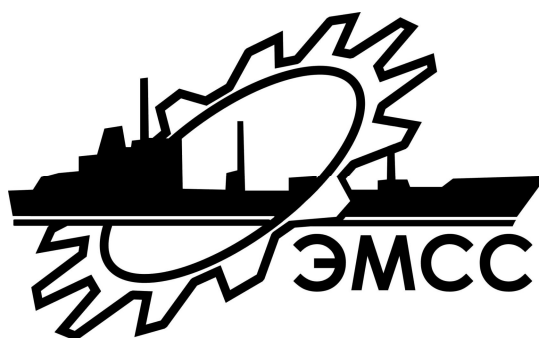
Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический университет



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению контрольных заданий
по дисциплине

«Судовые турбоустановки и их эксплуатация»
для студентов специальности

7.100302 «Эксплуатация судовых энергетических установок»
всех форм обучения



Севастополь
2005



УДК 629.12.03

Методические указания к выполнению контрольных заданий по дисциплине «Судовые турбоустановки и их эксплуатация» для студентов специальности 7.100302 «Эксплуатация судовых энергетических установок» всех форм обучения / Сост. А.И. Мальчиков, Г.В. Горобец. - Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2005. – 36 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам в выполнении контрольных заданий, в т.ч. с применением программных пакетов, используемых в практике судовых механиков, обработке и проведении анализа результатов выполнения, а также углублении и закреплении теоретического материала.

Методические указания утверждены на заседании кафедры энергоустановок морских судов и сооружений, протокол № 4 от 24.10.05 г.

Рецензент:

Лисняк Ю.А., канд. техн.наук, доц. каф. ЭМСС

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

1. Общие положения.....	4
2. Контрольное задание № 1 «Расчет активной ступени паровой турбины»	4
2.1. Исходные данные для расчета.....	6
2.2. Пример расчета активной ступени паровой турбины.....	6
3. Контрольное задание № 2 «Предварительный расчет однокорпусного паротурбоагрегата без отборов пара».....	11
3.1. Исходные данные для расчета.....	12
3.2. Пример предварительного расчета однокорпусного паротурбоагрегата без отборов пара.....	13
4. Контрольное задание № 3 «Расчет одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя».....	17
4.1. Исходные данные для расчета.....	18
4.2. Пример расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя.....	18
4.3. Пример расчета одноступенчатой турбины газотурбо- нагнетателя, выполненный средствами табличного редактора Excel.....	22
5. Контрольное задание № 4 «Расчет простого цикла ГТД с блокированной турбиной».....	28
5.1. Исходные данные для расчета.....	28
5.2. Пример расчета простого цикла ГТД с блокированной турбиной.....	29
6. Контрольное задание № 5 «Эксплуатация судовых турбин».....	32
Библиографический список.....	32
Приложение А. I-S диаграмма для водяного пара.....	36
Приложение Б. Основные параметры решеток МЭИ.....	33
Приложение В. К расчету одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя.....	35

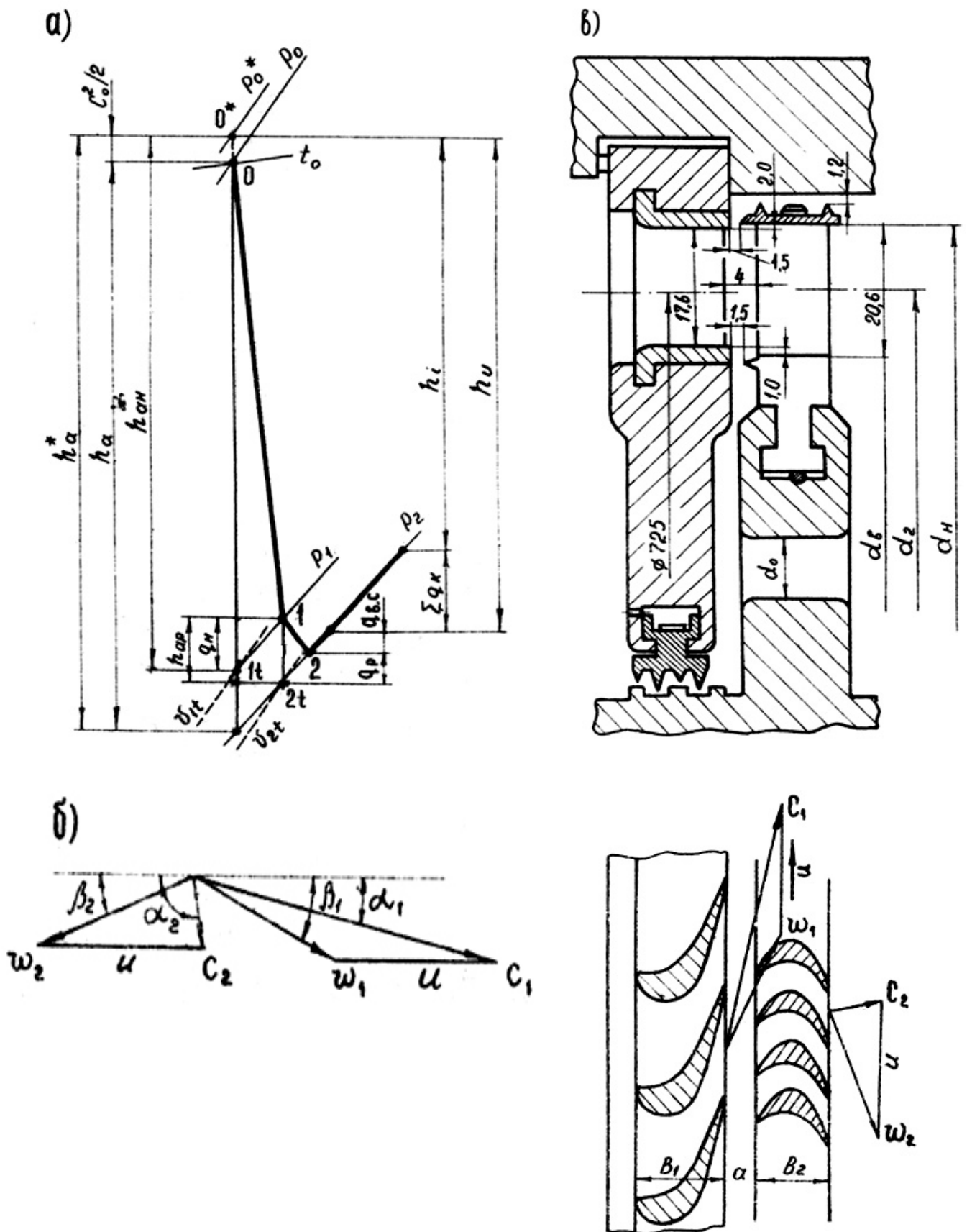
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

С момента своего появления турбины имели особое значение для судов всех флотов мира, поскольку ознаменовали собой качественно новый уровень судовой энергетики. Успех применения, реализация принципиальных достоинств турбоустановок во многом зависят от глубины и правильности понимания эксплуатационным персоналом процессов и особенностей работы установок и как следствие правильной организации их эксплуатации и обслуживания. Существующие методы расчета элементов турбоустановок отличаются значительной сложностью, так как турбоустановки, в т.ч. газотурбинные двигатели – высокотемпературные, высоконапряженные агрегаты, работающие в сложных условиях. Контрольные задания по расчету турбоустановок, предложенные студентам для выполнения, основаны на упрощенных методах расчета, но позволяют одновременно понять физический смысл рабочих процессов, оценить габаритные характеристики проточной части, экономичность турбоустановок и кроме того, ознакомиться с современными компьютерными технологиями, позволяющими решать широкий спектр задач механики, в т.ч. и в области газодинамики турбомашин, прочности их составных элементов, а также освоить некоторые возможности табличного редактора Excel.

На основе приведенных в методических указаниях примеров расчета, студенты дневной формы обучения выполняют контрольные задания № 1, 2 и 3, студенты заочной формы обучения – № 4 и 5. Пример расчета задания № 3 реализован также с применением арифметических операций и математических функций табличного редактора Excel как эффективного средства моделирования различных ситуаций, позволяющего, не только менять значения исходных параметров и наблюдать при этом к каким результатам это приведет, но и анализировать результаты расчета, выбирать оптимальные варианты, контролировать результаты расчета. На основе приведенного примера студенты могут самостоятельно выполнить контрольные задания с применением табличного редактора.

2. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ № 1 РАСЧЕТ АКТИВНОЙ СТУПЕНИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Основой турбины является турбинная ступень – совокупность направляющих и рабочих лопаток. Различают ступени давления (активные и реактивные) и ступени скорости. В активной ступени весь располагаемый изотермический перепад энтальпий приходится на направляющий аппарат, т.е. расширение пара в каналах рабочих лопаток происходит в значительно меньшей степени, чем в направляющих аппаратах. Схема активной ступени представлена на рисунке 2.1в.



а) рабочий процесс в диаграмме I-S; б) треугольники скоростей; в) схема ступени
Рисунок 2.1 – Активная ступень

2.1. Исходные данные для расчета

Давления пара перед и за ступенью, величина входной скорости принимаются из таблицы 2.1 по вариантам. Номер варианта соответствует последней цифре номера студбилета. Начальная температура пара, секундный расход и средний диаметр ступени выбираются по предпоследней цифре студбилета по вариантам из этой же таблицы.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета по вариантам

Наименование параметра	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Давление пара перед ступенью, p_0 , МПа	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,5	4,0	4,5
Давление пара за ступенью, p_2 , МПа	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,2	2,4	2,6
Величина входной скорости, c_0 , м/с	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
Начальная температура пара, t_0 , °C	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470
Секундный расход пара, G , кг/с	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5
Средний диаметр ступени, d_1 , мм	650	650	700	700	750	750	800	800	850	850

Остальные величины могут приниматься из расчета, пример которого приведен в разделе 2.2.

Расчет выполняется по форме таблицы 2.2. К выполненному расчету прилагаются чертеж треугольников скоростей, эскиз проточной части и выкопировка процесса расширения пара в ступени, нанесенного на I-S диаграмме, рисунок 2.1. I-S диаграмма для водяного пара приведена в приложении А.

2.2. Пример расчета активной ступени паровой турбины

И с х о д н ы е данные:

параметры пара перед ступенью: $p_0 = 2,6$ МПа, $t_0 = 410$ °C, $c_0 = 100$ м/с; давление за ступенью $p_2 = 1,5$ МПа; расход пара $G = 11$ кг/с; средний диаметр ступени $d_1 = 725$ мм.

Принятые величины: степень реактивности на среднем диаметре $\rho^* = 0,08$; угол выхода потока $\alpha_1 \approx \alpha_{19} = 12^\circ$; отношение хорды к длине лопатки $b_1/l_1 = 2,5$; $b_2/l_2 = 1,5$ (обычно принимаются по прототипу и уточняются после проверки размера хорды расчетом на прочность); перекрыша $\Delta = 3$ мм.

Геометрические параметры диафрагменных уплотнений: диаметр $d_y = 280$ мм; зазор $\delta_y = 5$ мм; число гребешков $z_y = 5$; коэффициент расхода $\mu_y = 0,78$.

Геометрические параметры бандажных уплотнений: осевой зазор $\delta_a = 1,5$ мм; радиальный зазор $\delta_p = 1,2$ мм; число радиальных гребешков $z_p = 2$.

Порядок расчета активной ступени паровой турбины в виде примера расчета представлен в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Порядок расчета активной ступени паровой турбины

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
1. Энтальпия пара перед ступенью	i_0	кДж/кг	По I-S диаграмме	3280
2. Энтальпия за ступенью в теоретическом процессе	i_{2t}	кДж/кг	По I-S диаграмме	3120
3. Изэнтропийный перепад энтальпий	h_a	кДж/кг	$i_0 - i_{2t}$	160
4. Располагаемый перепад энтальпий	h_a^*	кДж/кг	$h_a + c_0^2/2000$	165
5. Перепад энтальпий в сопловом аппарате	$h_{ан}^*$	кДж/кг	$(1-\rho^*)h_a^*$	151,8
6. Перепад энтальпий в рабочем колесе	$h_{ур}$	кДж/кг	$\rho^* \cdot h_a^*$	13,2
7. Коэффициент скорости: сопловых лопаток	φ	-	$0,975 - 0,0098 \cdot b_1/l_1$	0,9525
рабочих лопаток	ψ	-	$0,941 - 0,017 \cdot b_2/l_2$	0,916
8. Коэффициент расхода: соплового аппарата	μ_1	-	$0,985 - 0,006 \cdot b_1/l_1$	0,970
рабочего аппарата	μ_2	-	$0,964 - 0,015 \cdot b_2/l_2$	0,9415

Продолжение таблицы 2.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
9. Скоростная характеристика	v_{1opt}	-	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2(1 - \rho^*)}$	0,506
10. Теоретич. скорость выхода пара из сопел	c_{1t}	м/с	$\sqrt{2000 \cdot h_{ан}^*}$	551,0
11. Скорость пара за сопловым аппаратом	c_1	м/с	$\varphi \cdot c_{1t}$	524,8
12. Окружная скорость	u_1	м/с	$v_{1opt} \cdot c_{1t}$	278,8
13. Частота вращения рабочего колеса ¹⁾	n	с ⁻¹	$10^3 u_1 / (\pi d_1)$	122,5
14. Относит. скорость входа на раб. лопатки	w_1	м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \beta_1}$	258,7
15. Угол входа потока в относит. движении	β_1	град.	$\arctg \frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_1 - \frac{u_1}{c_1}}$	24,95
16. Относит. скорость выхода пара (теоретич.)	w_{2t}	м/с	$\sqrt{2000 h_{ap} + w_1^2}$	305,5
17. Относит. скорость выхода пара с раб. лопаток	w_2	м/с	$w_2 = \psi \cdot w_{2t}$	279,8
18. Давление за соплами	p_1	МПа	По I-S диаграмме	1,56
19. Отношение	e	-	p_1/p_0	0,600
20. Удельный объем в теоретич. процессе: за соплами за рабочими лопатками	v_{1t} v_{2t}	м ³ /кг м ³ /кг	По I-S диаграмме - “ -	0,179 0,184
21. Площадь протока по сопловому аппарату	F_1	м ²	при $e > 0,546$ $G v_{1t} / \mu_1 c_{1t}$ при $e \leq 0,546$ $\frac{G}{\chi \mu_1 \sqrt{p_0 v_0}}$, где $\chi = 0,667$	0,003684

¹⁾ Обычно частота вращения известна из предварительного расчета турбоагрегата и из приведенного уравнения находят окружную скорость, а затем проверяют значение скоростной характеристики.

Продолжение таблицы 2.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
22. Произведение	εl_1	м	$10^3 \cdot F_1 / \pi \cdot d_1 \cdot \sin \alpha_1$	0,00778
23. Оптим.степень выпуска	ε	-	$0,5 \sqrt{10^2 \varepsilon l_1}$	0,441
24. Длина сопловых лопаток	l_1	мм	$10^3 (\varepsilon l_1) / \varepsilon$	17,64
25. Значение реактивности у корня лопаток	ρ_k^*	-	$\frac{\rho^* - 1,8}{1,8 + \frac{d_1}{l_1}}$	0,038
26. Длина рабочей лопатки	l_2	мм	$l_1 + \Delta$	20,64
27. Площадь протока по рабочему аппарату	F_2	м ²	$G \cdot v_{2t} / \mu_2 w_{2t}$	0,007037
28. Угол выхода потока в относит. движении	β_2	град.	$\arcsin \left(\frac{10^6 F_2}{e \cdot p \cdot d_1 \cdot l_2} \right)$	19,85
29. Скорость выхода потока с рабочих лопаток	c_2	м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_1^2 - 2w_2 u_1 \cdot \cos \beta_2}$	96,3
30. Угол выхода потока с рабочих лопаток	α_2	град.	$\arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u_1}{w_2}}$	99,32
31. Окружной КПД ступени	η_u	-	$\frac{u_1 (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{10^3 h_a^*}$	0,841
32. Потери в соплах	q_H	кДж/кг	$(1 - \varphi^2) h_{aH}^*$	14,08
33. Потери на рабочих лопатках	q_p	кДж/кг	$(1 - \eta^2) \frac{w_{2t}^2}{2000}$	7,51
34. Потери с выходной скоростью	$q_{в.с}$	кДж/кг	$\frac{c_2^2}{2000}$	4,64
35. Окружной перепад энтальпий	h_u	кДж/кг	$h_a^* - q_H - q_p - q_{в.с}$	138,8
36. Окружной КПД	η_u	-	h_u / h_a^*	0,841

Продолжение таблицы 2.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
37. Удельный объем пара: за соплами за рабочими лопатками	v_1 v_2	$\text{м}^3/\text{кг}$ $\text{м}^3/\text{кг}$	По I-S диаграмме - “ -	0,180 0,188
38. Плотность пара (средняя)	ρ_n	$\text{кг}/\text{м}^3$	$0,5 \left(\frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2} \right)$	5,437
39. Мощность трения и вентиляции ¹⁾	$N_{\text{т.в}}$	кВт	$1,1[A \cdot d_1^2 + 0,4(1 - e - 0,5e_k)d_1 \cdot l_2 10^{2,161}] \times \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 c_n$	65,05
40. Коэффициент потерь трения и вентиляции	$\zeta_{\text{т.в}}$	-	$\frac{N_{\text{т.в}}}{G \cdot h_a^*}$	0,036
41. Скоростная характеристика	v_ϕ	-	$\frac{u_1}{\sqrt{2000h_a^*}}$	0,4853
42. Коэффициент потерь на выколачивание	$\zeta_{\text{в}}$	-	$0,0085 + 13,7v_\phi / \varepsilon d_1$	0,0293
43. КПД с учетом потерь трения, вентиляции и выколачивания	η_u'	-	$\eta_u' = \eta_u - \zeta_{\text{т.в}} - \zeta_{\text{в}}$	0,776
44. Эквивалентный зазор по бандажу	$\delta_{\text{э.б}}$	мм	$\frac{1}{\sqrt{\frac{4}{d_a^2} + \frac{1,5z_p}{d_p^2}}}$	0,530
45. Коэффициент потерь через зазоры облопатывания	$\zeta_{\text{у.л}}$	-	$\frac{1}{10^2 F_1} \varepsilon \pi (d_1 + l_2) \times \delta_{\text{э.б}} \eta_u' \sqrt{\rho^* + 1,8l_2 / d_1}$	0,0418
46. Эквивалентная площадь диафрагмен. уплотнения	$F_{\text{э.д}}$	м^2	$\frac{10^{-6} m_{\text{yp}} d_{\text{y}} d_{\text{y}}}{\sqrt{z_{\text{y}}}}$	0,000153

¹⁾ В выражении для $N_{\text{т.в}}$ $A = 1$ - для промежуточной ступени, $A = 2$ - для регулирующей ступени; $\varepsilon_k = 1 - \varepsilon$; d_1 и l_2 в м.

Продолжение таблицы 2.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
47. Коэф.потерь через диафрагменные уплотнения	$\zeta_{у.д}$	-	$\frac{F_{э.д.}^{'3} u}{m_1 F_1}$	0,0332
48. Внутренний КПД ступени	η_i	-	$\eta_u^{'3} - \zeta_{у.л} - \zeta_{у.д}$	0,701
49. Внутренняя мощность ступени	N_i	кВт	$10^{-3} G \cdot h_a^* \cdot \eta_i$	1272,3
50. Параметры сопел: профиль относит. шаг	$\bar{t}_{1opt}$	- -	По углу α_1 таблицы Б.1 приложения Б По таблице Б.1	C-90-12A 0,811
угол установки хорда	$\beta_{b opt}$	град.	- “ -	35
ширина решетки шаг	b_1 B_1 t_1	мм мм мм	$l_1(b_1/l_1)$ $b_1 \sin \beta_{b opt}$ $\bar{t}_{1opt} b_1$	44,1 25,3 35,8
число лопаток	z_1	-	$\varepsilon \cdot \pi \cdot d_1 / t_1$	28
51. Параметры раб. лопаток: профиль относит. шаг	$\bar{t}_{2opt}$	- -	По углам β_1 и β_2 таблицы Б.2 приложения Б По таблице Б.2	P-30-21A 0,622
угол установки хорда	$\beta_{b opt}$	град.	- “ -	77
ширина решетки шаг	b_2 B_2 t_2	мм мм мм	$l_2(b_2/l_2)$ $b_2 \cdot \sin \beta_{b opt}$ $\bar{t}_{2opt} \cdot b_2$	31,0 30,17 19,3
число лопаток	z_2	-	$\pi d_1 / t_2$	118

3. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ № 2

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ОДНОКОРПУСНОГО ПАРОТУРБОАГРЕГАТА БЕЗ ОТБОРОВ ПАРА

Паровые турбоагрегаты по числу корпусов бывают однокорпусными, двухкорпусными и трехкорпусными. Однокорпусный турбоагрегат без отборов пара – проточная часть турбин переднего и заднего хода заключена в одном корпусе, весь пар проходит через турбину.

3.1. Исходные данные для расчета

Мощность турбоагрегата, давление и температура пара перед турбиной, эффективный КПД, давление в конденсаторе принимаются из таблицы 3.1 по вариантам. Номер варианта соответствует последней цифре номера студбилета.

Таблица 3.1 – Исходные данные для расчета по вариантам

Наименование параметра	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Мощность турбоагрегата, N_{et} , кВт	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	8000
Давление пара перед турбиной, p_0 , МПа	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
Температура пара перед турбиной, t_0 , °C	305	310	315	320	325	350	375	400	430	460
Эффективный КПД, η_{et}	0,725	0,725	0,730	0,735	0,740	0,745	0,750	0,755	0,760	0,765
Давление в конденсаторе, p_k , МПа	0,006									

Рекомендованные значения величин: коэффициенты 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 $\eta_{м.т} = 0,98 \dots 0,99$, передачи $\eta_{п} = 0,97$ (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 $\varphi = 0,97$, $\psi = 0,96$; коэффициенты $v_2 = 0,68 \dots 0,76$, $\lambda_{вх} = 0,03 \dots 0,1$; 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).

Расчет выполняется по форме таблицы 3.2. К выполненному расчету прилагается выкопировка процесса расширения пара в I-S диаграмме, пример которой приведен на рисунке 3.1.

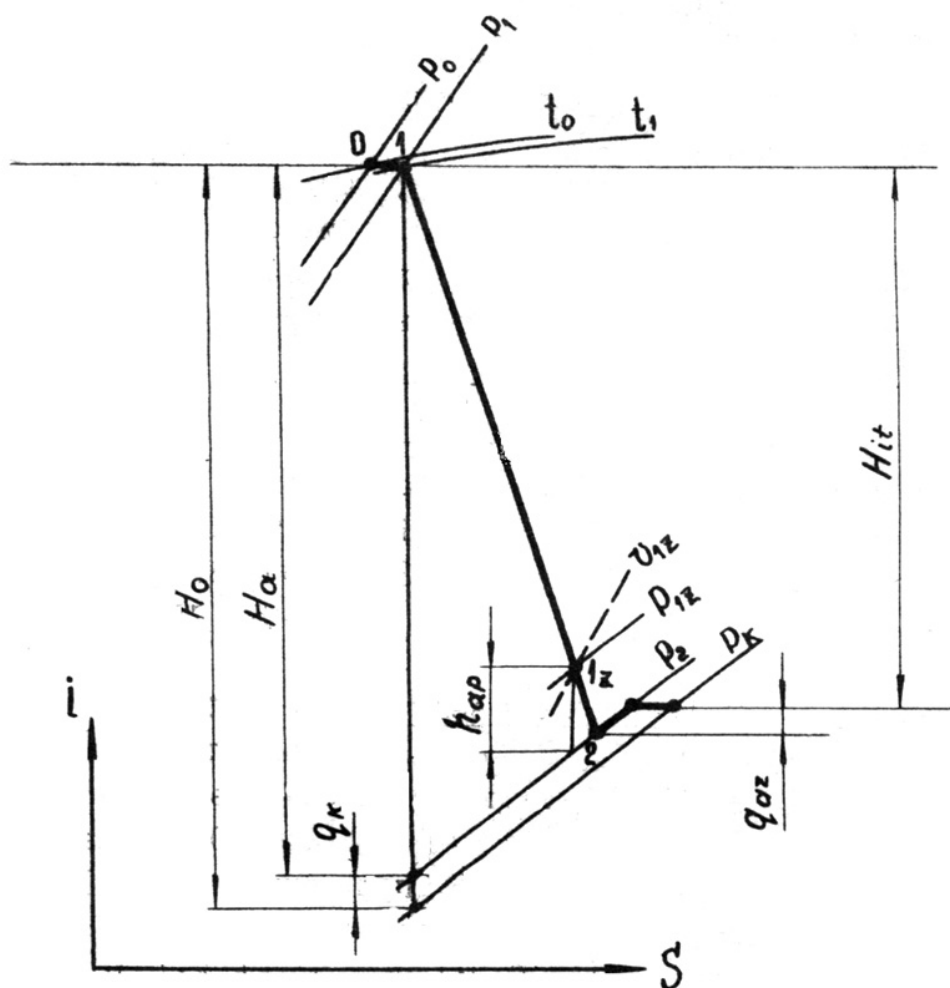


Рисунок 3.1 – Процесс расширения пара в турбоагрегате на I-S диаграмме

3.2. Пример предварительного расчета однокорпусного паротурбоагрегата без отборов пара

И с х о д н ы е данные:

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

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

Порядок предварительного расчета однокорпусного паротурбоагрегата без отборов пара в виде примера расчета представлен в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Порядок предварительного расчета однокорпусного паротурбоагрегата без отборов пара

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
Нахождение величин, необходимых для построения процесса расширения пара на I-S диаграмме и определение расхода пара				
1. Параметры пара перед соплами 1-й ступени: - абсолютное давление - температура - энтальпия	p_1 t_1 i_1	МПа $^{\circ}\text{C}$ кДж/кг	$\zeta_p \cdot p_0$ По I-S диаграмме По I-S диаграмме	1,17 309 3065
2. Внутренний КПД турбоагрегата (требуемый)	η_{it}	-	$\frac{3_{et}}{(1 - \tau_y)^3 \cdot 3_{м.т} \cdot 3_{п}}$	0,770
3. Изозэнтропийный перепад энтальпий турбоагрегата	H_0	кДж/кг	По I-S диаграмме	877
4. Выпускная потеря	q_k	кДж/кг	$\zeta_k \cdot c_k^2 / 2000$	15,4
5. Исправленный изозэнтропийный перепад энтальпий	H_a	кДж/кг	$H_0 - q_k$	861,6
6. Давление за последней ступенью	p_2	МПа	По I-S диаграмме	0,007
7. Внутренний перепад энтальпий	H_{it}	кДж/кг	$\eta_{it} \cdot H_0$	675,3
8. Выходная потеря	q_{az}	кДж/кг	$\zeta_{az} \cdot H_0$	15,4
9. Расход пара на агрегат	G	кг/с	$\frac{N_{et}}{(1 - \tau_y)^3 \cdot 3_{м.т} \cdot 3_{п} \cdot H_{it}}$	4,964
10. Параметры пара за рабочим колесом последней ступени: - энтальпия - удельный объем - степень сухости - показатель изозэнтропы	i_2 v_2 x_2 k	кДж/кг $\text{м}^3/\text{кг}$ - -	$i_1 - H_{it} - q_{az}$ По I-S диаграмме По I-S диаграмме $1,035 + 0,1x_2$	2374 18,8 0,917 1,127

Продолжение таблицы 3.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
Определение основных размеров последней ступени				
11. Скорость звука за рабочим колесом	w_k	м/с	$10^3 \sqrt{k \cdot p_2 \cdot v_2}$	385
12. Скорость выхода (относительная)	w_2	м/с	$\delta \cdot \psi \cdot w_k$	351,2
13. Средний диаметр рабочего аппарата	d_2	мм	$10^3 \sqrt{\frac{\pi_z (1 - \tau_y) G v_2}{p w_2 \sin \beta_2}}$	1095
14. Длина рабочей лопасти	l_2	мм	d_2 / λ_z	169
15. Внутренний диаметр колеса	d_b	мм	$d_2 - l_2$	926
16. Окружная скорость	u_2	м/с	$v_2 w_2$	240,7
17. Частота вращения ротора	n	c^{-1}	$\frac{u_2 10^3}{p d_2}$	70
18. Скорость выхода (абсолютная)	c_2	c^{-1}	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 w_2 u_2 \cos \beta_2}$	175
19. Выходная потеря (проверка пункта 8)	q_{az}	кДж/кг	$c_2^2 / 2000$	15,3
20. Потеря энергии в рабочем колесе	q_p	кДж/кг	$\frac{1 - \eta^2}{\eta^2} \cdot \frac{w_2^2}{2000}$	5,2
21. Располагаемый перепад энтальпий в рабочем колесе	h_{ap}^*	кДж/кг	$\frac{w_2^2}{\eta^2 2000}$	66,9
22. Входная энергия в рабочее колесо	h_{w1}	кДж/кг	Принято и далее проверено	12
23. Изэнтропийный перепад энтальпий в рабочем колесе	h_{ap}	кДж/кг	$h_{ap}^* - h_{w1}$	54,9
24. Параметры пара за направляющим аппаратом:				
- давление	p_{1z}	МПа	По I-S диаграмме	0,010
- удельный объем	v_{1z}	м ³ /кг	- “ -	13,0
- степень сухости	x_{1z}	-	- “ -	0,929
- показатель изэнтропы	k	-	$1,035 + 0,1 x_{1z}$	1,128

Продолжение таблицы 3.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
25. Скорость звука за соплами	c_k	м/с	$10^3 \sqrt{kp_{1z} v_{1z}}$	392,4
26. Скорость пара за соплами	c_1	м/с	$\delta \cdot \varphi \cdot c_k$	361,6
27. Длина сопловой лопатки	l_1	мм	$0,96 \cdot l_2$	162
28. Угол выхода потока	α_1	град.	$\arcsin \frac{10^6 (1 - \tau_y) G v_{1z}}{p d_2 l_1 c_1}$	18,9
29. Скорость входа на рабочие лопатки (относительная)	w_1	м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_2^2 - 2 c_1 u_2 \cos \alpha_1}$	153,7
30. Входная энергия в рабочее колесо (проверка п. 22)	h_{w1}	кДж/кг	$w_1^2 / 2000$	11,8
31. Располагаемый перепад энтальпий в соплах	$h_{ан}^*$	кДж/кг	$c_1^2 / \varphi^2 2000$	69,5
32. Располагаемый перепад ступени	h_a^*	кДж/кг	$h_{ан}^* + h_{ap}$	124,4
33. Степень реактивности	ρ^*	-	h_{ap} / h_a^*	0,441
34. Фиктивная скорость	c_ϕ	м/с	$\sqrt{2000 h_a^*}$	498,8
35. Скоростная характеристика	v_ϕ	-	u_2 / c_ϕ	0,483
36. Изэнтропийный перепад энтальпий: - в ступени - в сопловом аппарате	h_a $h_{ан}$	кДж/кг кДж/кг	$h_a^* / (1 + \lambda_{вх})$ $h_a - h_{ap}$	120,8 65,9
37. Степень реактивности	ρ	-	h_{ap} / h_a	0,455

4. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ № 3 РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ ГАЗОТУРБОАГНЕТАТЕЛЯ

Одним из основных способов повышения цилиндровой мощности двигателя внутреннего сгорания является увеличение заряда воздуха и топлива в цилиндре. Кроме того, эффективность работы двигателя возрастает в случае продолженного расширения газов. Следовательно, для двигателя, рассчитанного на большую мощность и высокую экономичность, обязательно предварительное сжатие воздуха перед его поступлением в цилиндры и продолженное расширение выхлопных газов на выходе из цилиндров. Наиболее рационально это условие выполняется при газотурбинном наддуве, когда воздух под давлением поступает в цилиндры двигателя от компрессора, приводимого во вращение газовой турбиной, использующей энергию расширения выхлопных газов. Таким агрегатом наддува, объединяющим турбину и компрессор, является газотурбоагнетатель. Турбоагнетатели имеют большое разнообразие конструктивных форм и термодинамических особенностей. На рисунке 4.1. представлена одна из конструктивных форм газотурбоагнетателя с центробежным компрессором, имеющим в качестве привода осевую турбину.

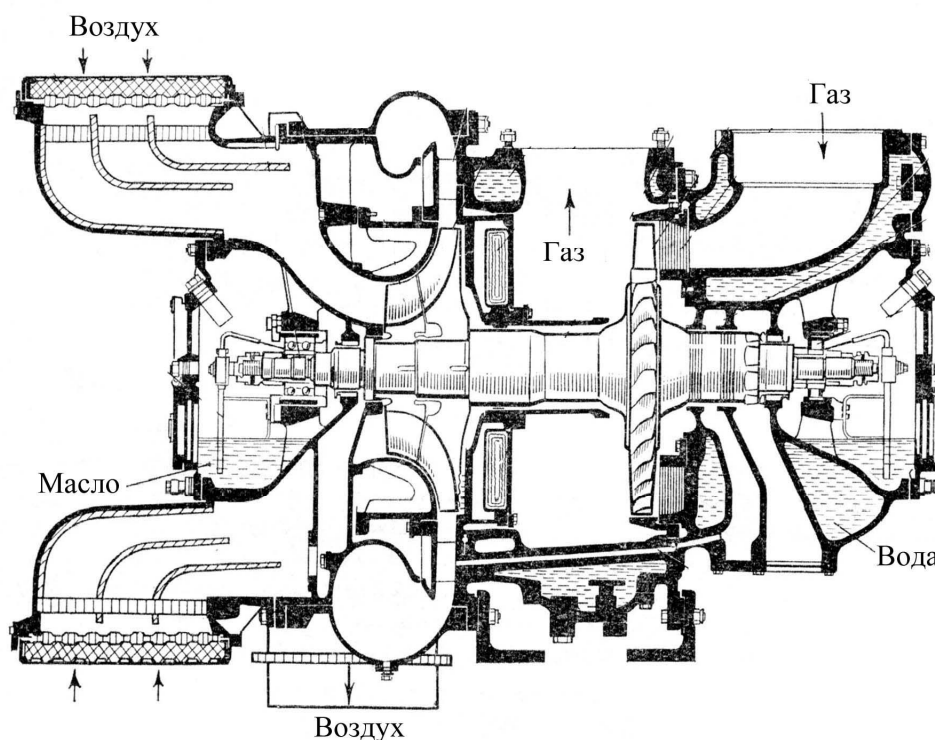


Рисунок 4.1 - Газотурбоагнетатель

4.1. Исходные данные для расчета

Расход газа, начальные давление, температура газа и частота вращения принимаются из таблицы 4.1 по вариантам. Номер варианта соответствует последней цифре номера студбилета.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета по вариантам

Наименование параметра	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расход газа, G_r , кг/с	4,9	5,0	5,1	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4
Начальное давление газа, p_r^* , МПа	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24
Начальная температура газа, T_r , К	780	790	800	810	820	830	840	850	860	870
Частота вращения, n , c^{-1}	200	210	220	240	250	260	270	280	290	300

В расчетах следует принять: давление за турбиной $p_2 = 0,1029$ МПа, теплоемкость газа $c_{pr} = 1,1054$ кДж/(кг·К), показатель изоэнтропы $k_r = 1,35$, газовая постоянная $R_r = 0,2865$. Остальные величины могут приниматься из расчета, пример которого приведен в разделе 4.2.

Расчет выполняется по форме таблицы 4.2 или таблицы 4.3. К выполненному расчету прилагаются эскиз проточной части и чертеж треугольников скоростей, примеры которых приведены на рисунках 4.2 и 4.3.

4.2. Пример расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя

И с х о д н ы е данные:

расход газа $G = 5,835$ кг/с; давление газа перед турбиной $p_r^* = 0,159$ МПа, температура газа перед турбиной $T_r = 873$ К; частота вращения $n = 200$ c^{-1} .

Принятые величины: степень реактивности на среднем диаметре $\rho^* = 0,35$, угол выхода потока из сопел $\alpha_1 = 20^\circ$; коэффициенты скорости $\varphi = 0,97$, $\psi = 0,95$; радиальный зазор рабочих лопаток $\delta = 1$ мм; механический КПД турбины $\eta_m = 0,94$.

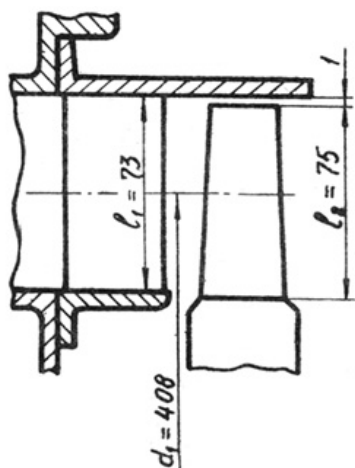


Рисунок 4.2 - Эскиз проточной части

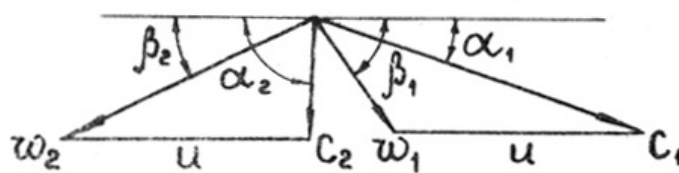


Рисунок 4.3 - Чертеж треугольников скоростей

Порядок расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя в виде примера расчета представлен в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Порядок расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя

Наименование параметра	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
1. Степень понижения давления в ступени	π_T	-	p_T^*/p_2	1,545
2. Относительное изоэнтропийное падение температуры	λ_T	-	$1 - p_T^{-(\kappa_T - 1)/\kappa_T}$ или из графика рисунка В.1 приложения В	0,1065
3. Изоэнтропийный перепад энтальпий	h_a	кДж/кг	$c_{pT} T_T \lambda_T$	102,6
4. Изоэнтропийный перепад энтальпий: - в соплах - в рабочем колесе	$h_{ан}$ $h_{ар}$	кДж/кг кДж/кг	$(1 - \rho) h_a$ $\rho \cdot h_a$	66,69 35,91
5. Теоретическая скорость газа за соплами	c_{1t}	м/с	$\sqrt{2000 h_{ан}}$	365,2
6. Действительная скорость	c_1	м/с	φc_{1t}	354,3
7. Величина	λ_H	-	$h_{ан}/c_{pT} T_T$	0,0691

Продолжение таблицы 4.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
8. Степень понижения давления в соплах	π_H	-	$\left(\frac{1}{1-\lambda_H}\right)^{\kappa_r/(\kappa_r-1)}$ или по λ_H из графика рисунка В.1	1,316
9. Статическое давление газа за соплами	p_1	МПа	p_r^*/π_H	0,1208
10. Температура газа за соплами	T_1	К	$T_r(1-\varphi^2\lambda_H)$	816,2
11. Удельный объем за соплами	V_1	м ³ /кг	$10^{-3}R_rT_1/p_1$	1,936
12. Площадь протока сопла	F_1	м ²	G_rV_1/c_1	0,03188
13. Скоростная характеристика	v_1	-	$\frac{\varphi \cos \alpha_1}{2(1-\rho)}$	0,7011
14. Окружная скорость на среднем диаметре	u	м/с	$v_1 \cdot c_{1t}$	256,1
15. Средний диаметр	d_1	м	$u/\pi n$	0,408
16. Длина сопловой лопатки	l_1	м	$\frac{F_1}{\pi d_1 \sin \beta_1}$	0,073
17. Геометрические параметры соплового аппарата: - отношение - ширина лопатки - угол установки - хорда профиля - относительный шаг - шаг лопаток - число лопаток - осевой зазор	$\bar{l}_{B1}$ B_1 β_b b_1 $\bar{t}_1$ t_1 z_1 a	- м град. м - м - м	Принимаем $l_1/\bar{l}_{B1}$ $22,47+0,822\alpha_1$ $B_1 \cdot \sin \beta_b$ Принимаем $b_1 \bar{t}_1$ $\pi d_1/t_1$ Принимаем	1,82 0,04 38,9 0,0637 0,87 0,0557 23 0,005
18. Относительная скорость	w_1	м/с	$\sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos \alpha_1}$	143,5
19. Угол входа потока	β_1	град.	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	57,6



Продолжение таблицы 4.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
20. Относительная скорость	w_2	м/с	$\psi \sqrt{2000h_{ap} + w_1^2}$	288,8
21. Температура газов за рабочим аппаратом	T_2	К	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2000c_{pr}}$	787,8
22. Удельный объем	V_2	м ³ /кг	$10^{-3}R_g T_2/p_2$	2,193
23. Длина рабочей лопатки	l_2	м	$l_1 + 0,002$	0,075
24. Площадь протока рабочего аппарата	F_2	м ²	$G_g V_2/w_2$	0,04431
25. Угол выхода потока	β_2	град.	$\arcsin \frac{F_2}{\pi d_1 l_2}$	27,46
26. Скорость выхода потока	c_2	м/с	$\sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}$	133,2
27. Угол выхода потока	α_2	град.	$\arcsin \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2}$	88,9
28. Геометрические параметры рабочего аппарата: - отношение - ширина лопатки - угол установки - хорда профиля - относительный шаг - шаг лопаток - число лопаток	$\bar{l}_{B2}$ B_2 β_b b_2 $\bar{t}_2$ t_2 z_2	- м град. м - м -	Принимаем $l_2 / \bar{l}_{B2}$ $57,84 - 0,393\beta_1 + 0,822\beta_2$ $B_2/\sin \beta_b$ Принимаем $b_2 \bar{t}_2$ $\pi d_1/t_2$	2,5 0,03 58,8 0,0351 0,702 0,02464 52
29. Удельная работа на окружности	h_u	кДж/кг	$10^{-3}u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)$	85,31
30. Окружной КПД	η_u	-	h_u/h_a	0,8315
31. Наружный диаметр рабочего колеса	d_{H2}	м	$d_1 + l_1 + 2 \cdot l_2$	0,485
32. Потери энергии на утечки	q_y	кДж/кг	$10^{-3}h_u \frac{\pi d_{H2} \delta}{F_2}$	2,93

Продолжение таблицы 4.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
33. Мощность трения диска	$N_{тр}$	кВт	$d_1^2 \left(\frac{u}{100} \right)^3 \left(\frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2} \right)$	2,72
34. Потери трения диска	q_T	кДж/кг	$N_{тр}/G_T$	0,466
35. Внутренняя работа турбины	h_i	кДж/кг	$h_u - q_v - q_T$	81,91
36. Внутренний КПД	η_i	-	h_i/h_a	0,798
37. Эффективный КПД	η_T	-	$\eta_i \eta_m$	0,7505
38. Эффективная мощность	N_e	кВт	$G_T h_a \eta_T$	449,3

4.3. Пример расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя, выполненный средствами табличного редактора Excel

При решении широкого спектра задач механики, в том числе и судовой широко используются компьютерные технологии, представляющие собой современные высокопроизводительные вычислительные кластерные системы, позволяющие осуществлять исследования, расчеты, инженерный анализ, 2D и 3D-моделирование процессов и объектов, такие как ANSYS – система, осуществляющая анализ линейных задач механики, решение задач в большом диапазоне из области гидро-, магнито-, аэродинамики; FLUENT – одна из самых мощных систем в области моделирования дозвуковой и сверхзвуковой газодинамики, теплообмена и других направлений, которая с успехом применяется для исследования и моделирования задач в области газодинамики турбомашин; ABQUS – универсальная система общего назначения, предназначенная для проведения многоцелевого инженерного междисциплинарного анализа. С помощью этого комплекса решаются такие сложные задачи как расчет прочности турбомашин, проектирование двигательных установок, расчеты надежности ядерных реакторов и т.д.

Все упомянутые системы требуют достаточно больших компьютерных ресурсов. Поэтому для ведения различной вычислительной работы (выполнение инженерно-технических и других расчетов), особенно в судовых условиях, достаточно широко применяется таб-

личный процессор Excel, позволяющий эффективно моделировать различные ситуации путем изменения значений исходных данных, анализировать полученные данные и представлять их в виде диаграмм, а также использовать разнообразные средства иллюстративной графики.

Математическая обработка данных при решении инженерно-технических задач с использованием пакета Excel может выполняться с помощью формул, которые представляют собой комбинацию чисел, ссылок на ячейки, а также математических и инженерных функций, объединенных знаками арифметических операций, вводимых как с клавиатуры компьютера, так и с помощью Мастера функций, кнопка вызова которого f_x , находится на панели инструментов «Стандартная». Кроме того, для ускорения обработки данных в Excel используются макросы - последовательность команд, записанных на языке макропрограммирования Visual Basic, обеспечивающих выполнение часто повторяющихся операций, например, выполнение определенной последовательности действий над значениями ячеек путем нажатия одной кнопки, которая быстро активизирует макрос. Такие кнопки можно создавать средствами панелей инструментов «Рисование», а также «Формы» с закреплением макроса за кнопкой.

В таблице 4.3 представлен пример расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя, реализованный в формулах Excel, а на рисунке 4.4. представлен общий вид расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя, выполненный и оформленный средствами Excel.

Таблица 4.3 – Пример расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя реализованный в формулах Excel

	A	B	C	D	E
1	И с х о д н ы е данные:				
2	G_г, кг/с	p_г[*], МПа	n, с⁻¹	T_г, К	
3	5,835	0,159	200	873	
4	Принятые величины				
5	p₂, МПа	c_{рг}, кДж/кгК	κ_г	R_г, кДж/кгК	ρ[*]
6	0,1029	1,105	1,35	0,2865	0,35
7	α₁, град.	φ	ψ	δ, м	η_м
8	20	0,97	0,95	10 ⁻³	0,94
9					

Продолжение таблицы 4.3

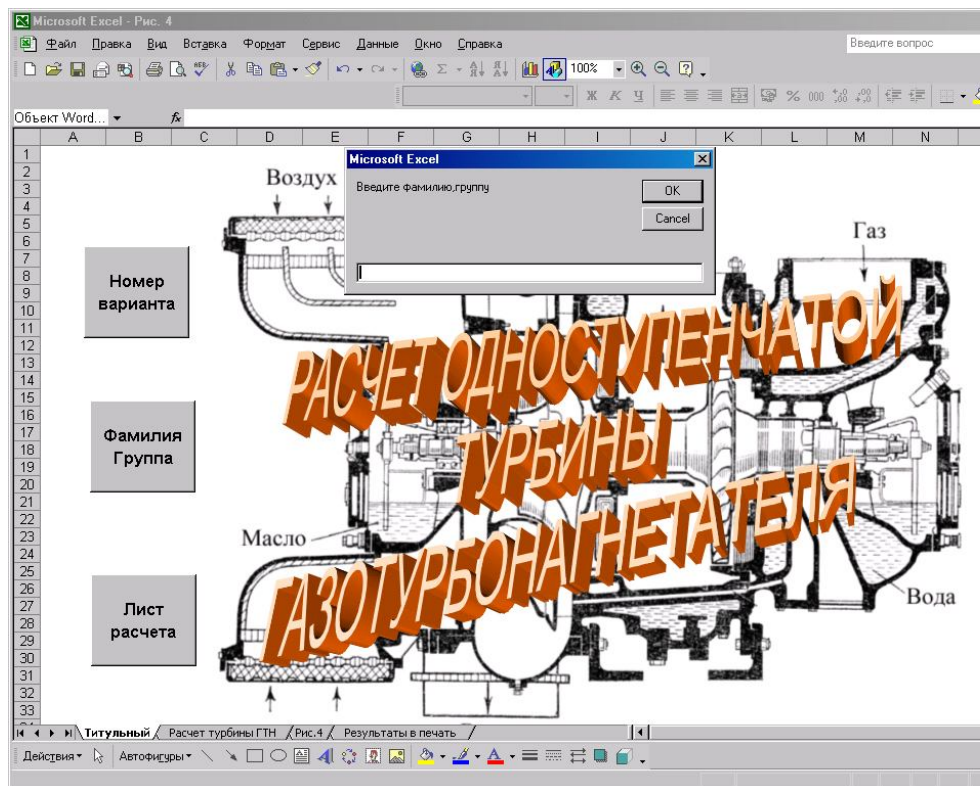
	A	B	C	D
10	Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула
11	1. Степень повышения давления в ступени	π_T	-	$\text{=округл}(B3/A6;3)$
12				
13	2. Относительное изэнтропийное падение температуры	λ_T	-	$\text{=отбр}(1-D12^{(-C6-1)/C6};4)$
14				
15	3. Изэнтропийный перепад энтальпий	h_a	кДж/кг	$\text{=отбр}(B6*D3*D14;1)$
16				
17	4. Изэнтропийный перепад энтальпий: - в соплах - в рабочем колесе	$h_{ан}$ $h_{ар}$	кДж/кг кДж/кг	$\text{=}(1-E6)*D16$ $\text{=}E6*D16$
18				
19				
20				
21	5. Теоретическая скорость газа за соплами	c_{1t}	м/с	$\text{=отбр}(\text{корень}(2000*D19);1)$
22				
23	6. Действительная скорость	c_1	м/с	$\text{=отбр}(B8*D22;1)$
24	7. Величина	λ_H	-	$\text{отбр}(D19/(B6*D3);4)$
25	8. Степень понижения давления в соплах	π_H	-	$\text{=отбр}((1/(1-D24)^{(C6/(C6-1))});3)$
26				
27	9. Статическое давление газа за соплами	p_1	МПа	$\text{=отбр}(B3/D26;4)$
28				
29	10. Температура газа за соплами	T_1	К	$\text{=округл}(D3*(1-B8^2*D24);1)$
30				
31	11. Удельный объем за соплами	v_1	м ³ /кг	$\text{=отбр}(10^{-3}*D6*D30/D28;3)$
32				
33	12. Площадь протока сопла	F_1	м ²	$\text{=отбр}(A3*D32/D23;4)$
34	13. Скоростная характеристика	v_1	-	$\text{=отбр}((B8*(\cos(\text{радианы}(A8))))/(2*(1-E6)));4)$
35	14. Окружная скорость на среднем диаметре	u	м/с	$\text{=отбр}(D34*D22;1)$
36				
37	15. Средний диаметр	d_1	м	$\text{=округл}(D36/\text{пи}()*C3);3)$

Продолжение таблицы 4.3

	A	B	C	D
38	16. Длина сопловой лопатки	l_1	м	$=\text{отбр}(D33/\pi()*D37*\sin(\text{радианы}(A8)));3)$
39				
40	17. Геометрические параметры соплового аппарата:	$\bar{l}_{B1}$	-	1,82 $=\text{отбр}(D39/D42;2)$ $=\text{отбр}(22,47+0,822*A8;1)$ $=\text{округл}(D43/\sin(\text{радианы}(D44)));4)$ 0,87 $=\text{отбр}(D45*D46;4)$ $=\text{отбр}(\pi()*D37/D47)$
41				
42				
43				
44				
45				
46				
47				
48				
49				
50	18. Относительная скорость	w_1	м/с	$=\text{отбр}(\sqrt{D23^2+D36^2-2*D23*D36*\cos(\text{радианы}(A8))});1)$
51	19. Угол входа потока	β_1	град.	$=\text{отбр}(\text{градусы}(\text{asin}(D23*\sin(\text{радианы}(A8))/D50)));1)$
52	20. Относительная скорость	w_2	м/с	$=\text{отбр}(C8*\sqrt{2000*D20+D50^2});1)$
53	21. Температура газов за рабочим аппаратом	T_2	К	$=\text{округл}(D30-((D52^2-D50^2)/(2000*B6)));1)$
54				
55				
56	22. Удельный объем	v_2	м ³ /кг	$=\text{отбр}(10^{-3}*D6*D54/A6;3)$
57	23. Длина рабочей лопатки	l_2	м	$=D39+0,002$
58	24. Площадь протока рабочего аппарата	F_2	м ²	$=\text{отбр}(A3*D56/D52;5)$
59				
60	25. Угол выхода потока	β_2	град.	$=\text{округл}(\text{градусы}(\text{asin}(D59/(\pi()*D37*D57))));2)$
61	26. Скорость выхода потока	c_2	м/с	$=\text{округл}(\sqrt{D52^2+D36^2-2*D36*D52*\cos(\text{радианы}(D60))});1)$
62				
63	27. Угол выхода потока	α_2	град.	$=\text{округл}(\text{градусы}(\text{asin}(D52*\sin(\text{радианы}(D60))/D62))));2)$

Продолжение таблицы 4.3

	A	B	C	D
64	28. Геометрические параметры рабочего аппарата: - отношение - ширина лопатки - угол установки - хорда профиля - относительный шаг - шаг лопаток - число лопаток	$\bar{l}_{B2}$ B_2 β_b b_2 $\bar{t}_2$ t_2 z_2	- м град. м - м -	$2,5$ $=отбр(D57/D66;2)$ $=округл(57,84-0,393*D51+0,822*D60;1)$ $=округл(D67/\sin(\text{радианы}(D68));4)$ $0,702$ $=отбр(D69*D70;5)$ $=округл(\pi()*D37/D71;0)$
65				
66				
67				
68				
69				
70				
71				
72				
73	29. Удельная работа на окружности	h_u	кДж/кг	$=отбр(10^{-3}*D36*(D50*\cos(\text{радианы}(D51))+D52*\cos(\text{радианы}(D60)));2)$
74				
75	30. Окружной КПД	η_u	-	$=отбр(D74/D16;4)$
76	31. Наружный диаметр рабочего колеса	d_{H2}	м	$=D37+D39+2*D57$
77				
78	32. Потери энергии на утечки	q_y	кДж/кг	$=отбр(10^{-3}*D74*\pi()*D77*D8/D59;2)$
79				
80	33. Мощность трения диска	$N_{тр}$	кВт	$=округл(D37^2*(D36/100)^3*(1/D32+1/D56);2)$
81				
82	34. Потери трения диска	q_T	кДж/кг	$=округл(D81/A3;3)$
83	35. Внутренняя работа турбины	h_i	кДж/кг	$=отбр(D74-D79-D82;2)$
84				
85	36. Внутренний КПД	η_i	-	$=округл(D84/D16;3)$
86	37. Эффективный КПД	η_T	-	$=округл(D85*E8;4)$
87	38. Эффективная мощность	N_e	кВт	$=отбр(A3*D16*D86;1)$
88				



ВЫБРАННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ СОГЛАСНО ВАРИАНТУ					Вариант № Выполнил: 05.10.2005
Gr, кг/с	p*, МПа	n, 1/с	T, К		
5,835	0,159	200	873		
ПРИНЯТЫЕ ВЕЛИЧИНЫ					
p*, МПа	Cp, кДж/кгК	K	R, кДж/кгК	p*	
0,1029	1,105	1,35	0,2865	0,35	
α, град.	φ	ψ	δ, мм	η	
20	0,97	0,95	1	0,94	
О П Р Е Д Е Л Я Е М Ы Е В Е Л И Ч И Н Ы					
Наименование	Обозначение	Размеры	Числовые		
1. Степень понижения давления в ступени	πт	—	1,545		
2. Относит.изотр.падение температуры	λт	—	0,1066		
3. Изотроп.перепад энтальпий	hат	кДж/кг	102,8		
4. Изотроп.перепад энтальпий:					
в соплах	hан	кДж/кг	66,82		
в рабочем колесе	hар	кДж/кг	35,98		
5. Теорет.скорость газа за соплами	сн	м/с	365,5		
6. Действ.скорость	сд	м/с	354,5		
7. Величина	λн	—	0,0692		
8. Степень понижения давления в соплах	πн	—	1,318		
9. Статич.давление газа за соплами	pт	МПа	0,1206		
10. Температура газа за соплами	Tт	К	816,2		
11. Удельный объем за соплами	vт	м³/кг	1,938		

Рисунок 4.4 - Титульный и рабочий лист программы расчета одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя, выполненный средствами Excel

5. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ № 4

РАСЧЕТ ПРОСТОГО ЦИКЛА ГТД С БЛОКИРОВАННОЙ ТУРБИНОЙ

5.1. Исходные данные для расчета

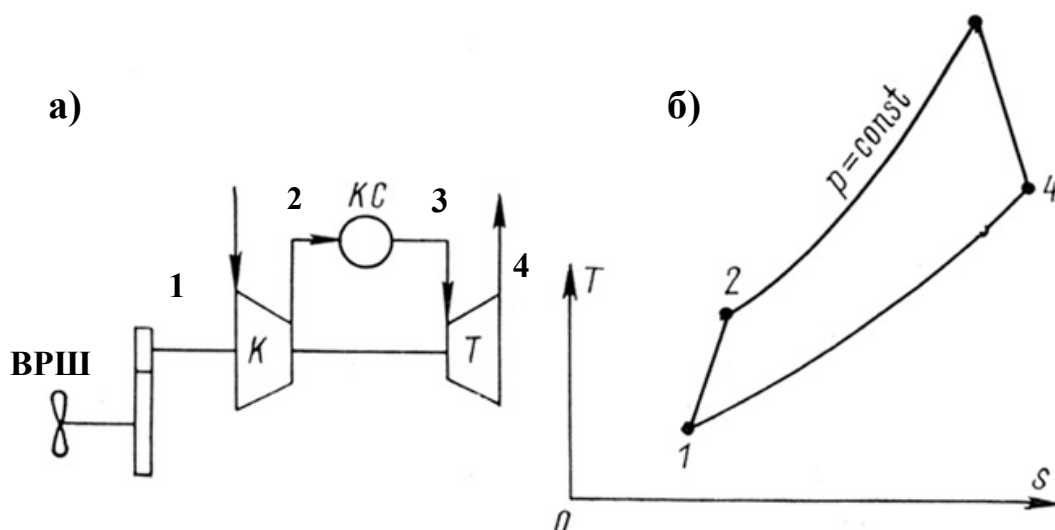
Эффективная мощность ГТД, температура газа, степень повышения давления в компрессоре и коэффициент отбора воздуха на охлаждение деталей ГТД принимаются из таблицы 5.1 по вариантам. Номер варианта соответствует последней цифре номера студбилета.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета по вариантам

Наименование параметра	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Эффективная мощность ГТД, N_e , кВт	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
Температура газа, t_3 , °C	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890
Степень повышения давления в компрессоре, π_k	10	10	10	11	11	11	12	12	12	12
Коэффициент отбора воздуха, ϕ_{ox}	0,975	0,974	0,973	0,972	0,971	0,97	0,968	0,966	0,964	0,962

В расчетах следует принять: параметры атмосферного воздуха $p_a = 0,1013$ МПа, $T_a = T_1 = 288$ К, $R_v = 0,2872$ кДж/(кг·К); газовая постоянная $R_g = 0,2884$ кДж/(кг·К); удельная теплота сгорания топлива $Q_H^p = 42300$ кДж/кг; $L_0 = 14,35$; внутренний КПД по заторможенным параметрам $\eta_k^* = 0,85$, $\eta_T^* = 0,87$; КПД камеры сгорания $\eta_{k.c} = 0,97$, механический КПД компрессора $\eta_{м.к} = 0,99$, турбины - $\eta_{м.т} = 1,0$, зубчатой передачи $\eta_p = 0,97$, валопровода $\eta_v = 0,99$; коэффициент затрат энергии на навешенные механизмы $\zeta_{н.м} = 0,01$; коэффициенты восстановления полного давления $\sigma_{вх} = 0,99$, $\sigma_{к.с} = 0,97$, $\sigma_{вых} = 0,97$.

Расчет выполняется в форме таблицы 5.2. К выполненному расчету прилагаются схема ГТД и изображение цикла в S-T диаграмме, примеры которых представлены на рисунке 5.1.



а) схема ГТД; б) цикл в S-T диаграмме
Рисунок 5.1 – К расчету простого цикла ГТД

5.2. Пример расчета простого цикла ГТД с блокированной турбиной

И с х о д н ы е д а н н ы е:

Эффективная мощность ГТД $N_e = 2200$ кВт, начальная температура газа $t_3 = 800$ °С ($T_3 = 1073$ К), коэффициент $\varphi_{ок} = 0,975$.

Порядок расчета простого цикла ГТД с блокированной турбиной в виде примера расчета представлен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Порядок расчета простого цикла ГТД с блокированной турбиной

Наименование параметра	Обозначение	Ед. измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
1. Степень повышения давления	π_K	-	Задана	10
2. Давление перед компрессором	p_1^*	МПа	$\sigma_{вх} \cdot p_a$	0,1003
3. Давление за компрессором	p_2^*	МПа	$p_1^* \cdot \pi_K$	1,003
4. Теплоемкость процесса сжатия	$c_{рв}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	Принимаем	1,022
5. Показатель степени	m_K	-	$R_v / c_{рв}$	0,281

Продолжение таблицы 5.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
6. Показатель изотропии	$\kappa_{\text{в}}$	-	$1/(1 - m_{\text{к}})$	1,391
7. Величина	$\lambda_{\text{к}}$	-	$\pi_{\text{к}}^{m_{\text{к}}} - 1$	0,910
8. Температура воздуха за компрессором	T_2	К	$T_1(1 + \lambda_{\text{к}}/\eta_{\text{к}}^*)$	596,3
9. Теплоемкость воздуха (проверка п. 4)	$c_{\text{рв}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$0,9480 + 0,0835 \frac{T_1 + T_2}{1000}$	1,022
10. Средняя теплоемкость воздуха	$(c_{\text{рмв}})_{0}^{t_2}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$0,9718 + 0,0927(T_2/1000)$	1,027
11. Работа сжатия воздуха в компрессоре	$H_{\text{к}}$	кДж/кг	$c_{\text{рв}}(T_2 - T_1)/\eta_{\text{м.к}}$	318,3
12. Коэффициент избытка воздуха	α	-	Принимаем	5,18
13. Средняя теплоемкость газа	$(c_{\text{рмг}})_{0}^{t_3}$	кДж/кг	$0,9718 + \frac{0,0414}{\alpha} + (\frac{0,0536}{\alpha} + 0,0927) \frac{T_3}{1000}$	1,090
14. Коэффициент избытка воздуха (проверка п. 13)	α	-	$\frac{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{к.с}} - (c_{\text{рмг}})_{0}^{t_3} t_3}{L_0[(c_{\text{рмг}})_{0}^{t_3} t_3 - (c_{\text{рмв}})_{0}^{t_2} t_2]}$	5,18
15. Коэффициент	β	-	$(1 + \alpha L_0)/\alpha L_0$	1,013
16. Подведенная теплота	q_1	кДж/кг	$\varphi_{\text{ох}} [\beta (c_{\text{рмг}})_{0}^{t_3} t_3 - (c_{\text{рмв}})_{0}^{t_2} t_2] \frac{1}{\eta_{\text{к.с}}}$	554,2
17. Давление перед турбиной	p_3^*	МПа	$\sigma_{\text{к.с}} \cdot p_2^*$	0,9729
18. Давление за турбиной	p_4^*	МПа	$p_a/\sigma_{\text{ввых}}$	0,1044
19. Степень понижения давления в турбине	$\pi_{\text{т}}^*$	-	p_3^*/p_4^*	9,3190

Продолжение таблицы 5.2

Наименование параметра	Обозначение	Ед.измерения	Расчетная формула или источник	Численное значение
20. Теплоемкость газа в процессе расширения	c_{pg}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	Принимаем	1,136
21. Показатель степени	m_T	-	R_T/c_{pg}	0,2539
22. Показатель изопроцесса	κ_T	-	$1/(1 - m_T)$	1,340
23. Величина	λ_T	-	$1 - (\pi_T^*)^{-m_T}$	0,4331
24. Температура газа за турбиной	T_4	К	$T_3(1 - \lambda_T \eta_T^*)$	668,7
25. Теплоемкость газа (проверка п. 20)	c_{pg}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$0,9102 + \frac{0,1001}{\alpha} + 0,1187 \frac{T_3 + T_4}{1000}$	1,136
26. Работа турбины	H_T	кДж/кг	$c_{pg}(T_3 - T_4)\eta_{m,T}$	459,3
27. Эффективная работа ГТД ¹⁾	H_e	кДж/кг	$\left(\frac{1 + \varphi_{ox}}{2} \beta H_T - H_K \right) \times \eta_p \eta_v (1 - \zeta_{н.м})$	134,2
28. Эффективный КПД ГТД	η_e	-	H_e/q_1	0,242
29. Удельный расход топлива	b_e	кг/кВт·ч	$3600/Q_H^p \eta_e$	0,3517
30. Удельный расход воздуха	α_e	кг/кДж	$1/H_e$	$7,45 \cdot 10^{-3}$
31. Расход топлива	B	кг/с	$b_e N_e / 3600$	0,2149
32. Расход воздуха	G	кг/с	$\alpha_e \cdot N_e$	16,39
33. Расход газа	G_T	кг/с	$\varphi_{ox} \cdot \beta \cdot G$	16,19

¹⁾ Предполагается, что охлаждающий воздух предыдущей ступени смешивается с газом и увеличивает количество рабочего тела перед последующей ступенью.

6. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ № 5 ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ТУРБИН

Кратко изложить (на 6...8 страницах) вопросы эксплуатации паровых турбин, ГТД и газотурбонагнетателей в следующей последовательности:

1. Обслуживание паротурбинного агрегата. Приготовление к действию, пуск и обслуживание во время работы. Управление при маневрировании. Остановка турбины и вывод из действия. Уход за турбоагрегатом во время его бездействия.

2. Неисправности паротурбинного агрегата. Работа паровых турбин в аварийных случаях.

3. Освидетельствование паровых турбин. Испытание турбоагрегата после ревизии. Техническая документация. Консервация.

4. Обслуживание судовых ГТУ. Очистка проточной части, типовые неисправности. Межремонтные периоды ГТД и способы их увеличения.

5. Обслуживание масляной системы.

6. Обслуживание топливной системы ГТД.

7. Особенности эксплуатации агрегатов турбонаддува судовых ДВС. Занос фильтров компрессоров и проточной части агрегатов, промывка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пучков В.Н. Решение практических задач с применением Excel /В.Н. Пучков. – К.: Таврида, 2004. – 148 с.

2. Слободянюк Л.И. Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация /Л.И. Слободянюк, В.И. Поляков. – Л.: Судостроение, 1983. – 360 с.

3. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Паровые турбоагрегаты. КНД 31.2.002.04-96. – Министерство транспорта Украины, 1996. – 77 с.

4. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Газовые турбоагрегаты. КНД 31.2.002.05-96. – Министерство транспорта Украины, 1996. – 43 с.

5. Артемов Г.А. Судовые установки с газотурбинными двигателями /Г.А. Артемов, В.М. Горбов, Г.Ф. Романовский. – Н.: УМГТУ, 1997. – 233 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(Справочное)

Основные параметры решеток МЭИ

Таблица Б.1 – Основные параметры сопловых и реактивных решеток МЭИ

Диапа- зон чисел М	Угол входа потока расч., $\alpha_0^{\text{расч.}}$	Угол выхода потока, α_1	Обозначе- ние профиля	Оптималь- ный отно- сит. шаг, $\bar{t}_{\text{opt}}$	Оптималь- ный угол установки, $\beta_{b.\text{opt}}$	Хор- да, $b \cdot 10^{-2}$, м	Пло- щадь, $f \cdot 10^{-4}$, 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	0,45
	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	70...120	10...14	С-90-12 Б	0,72...0,87	32...36	5,66	3,31	0,388	0,420
	70...120	13...17	С-90-15 Б	0,70...0,85	37...41	5,20	3,21	0,326	0,413
1,3... ...1,7	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



Продолжение приложения Б

Таблица Б.2 – Основные параметры рабочих решеток МЭИ

Диапа- зон чисел М	Угол входа потока расч., $\beta_1^{\text{расч.}}$	Угол выхода потока, β_2	Обозначе- ние профиля	Оптималь- ный отно- сит. шаг, $\bar{t}_{\text{opt}}$	Оптималь- ный угол установки, $\beta_{b.\text{opt}}$	Хор- да, $b \cdot 10^{-2}$, м	Пло- щадь, $f \cdot 10^{-4}$, 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)

К расчету одноступенчатой турбины газотурбонагнетателя

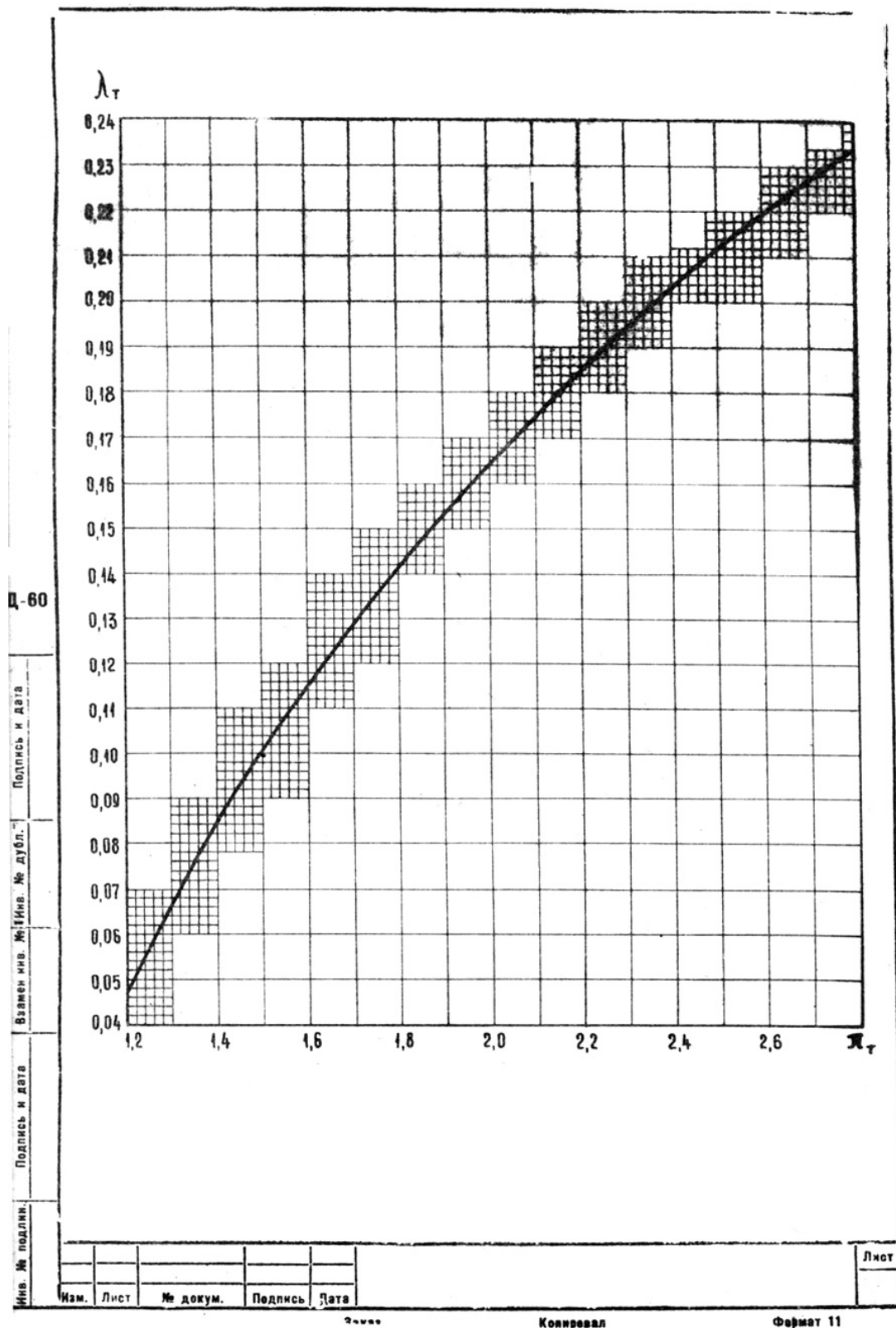


Рисунок В.1 – Зависимость относительного изоэнтропийного спада температуры λ_T от степени понижения давления π_T

Заказ № _____ от « _____ » _____ 200 _____. Тираж _____ экз.
Изд-во СевНТУ