

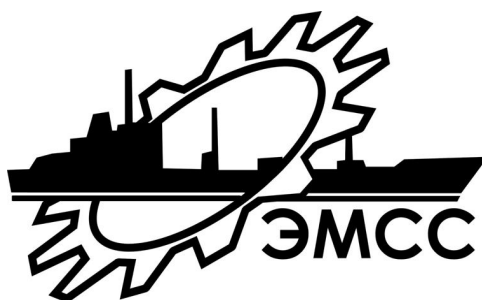
Министерство образования, науки, молодежи и спорта Украины
Севастопольский национальный технический университет



РАСЧЕТ ГАЗОТУРБОАГНЕТАТЕЛЯ СУДОВОГО ДВС

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсового и дипломного
проектов по дисциплине
«Судовые турбоустановки и их эксплуатация»
для студентов всех форм обучения
по направлению 6.070104
«Морской и речной транспорт»
специальности 7.100302 «Эксплуатация судовых
энергетических установок»



Севастополь
2011



УДК 629.526.02; 656.612.088

Расчет газотурбонагнетателя судового ДВС. Методические указания к выполнению курсового и дипломного проектов по дисциплине «Судовые турбоустановки и их эксплуатация» для студентов дневной и заочной форм обучения направления 6.070104 «Морской и речной транспорт» специальности 7.100302 «Эксплуатация судовых энергетических установок» всех форм обучения /Разраб. А.И. Мальчиков. –Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2011. –24 с.

Цель издания методических указаний: рекомендации по выполнению КП и ДП по расчету газотурбонагнетателя судового ДВС в соответствии с требованиями стандарта компетентности STCW 78/95, глава III разделы А-III/1 и А-III/2.

Методические указания утверждены на заседании кафедры энергоустановок морских судов и сооружений, протокол № 11 от 16.06.2011 г.

Рецензент: д.т.н., доцент кафедры ЭМСС Лисняк Юрий Александрович.

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

Ответственный за выпуск: зав. каф. ЭМСС Федоровский К.Ю., д.т.н., профессор.

СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения и сокращения	3
1. Расчет газотурбонагнетателя 4-х тактного дизеля	3
2. Расчет центробежного компрессора	5
3. Расчет газовой турбины	14
4. Расчет прочности рабочих лопаток	18
5. Расчет колебаний рабочих лопаток	19
6. Определение критической частоты вращения ротора	21
7. Выбор подшипников	23
Библиографический список	24

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

b_e – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч);
 C_{pg} – теплоемкость процесса расширения, кДж/(кг·К);
 C_{pv} – теплоемкость процесса сжатия, кДж/(кг·К);
 K – показатель изобары;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 α_c – суммарный коэффициент избытка воздуха;
 L_0 – теоретически необходимое относительное количество воздуха, кг/кг;
 N_e – эффективная мощность, кВт;
 R – газовая постоянная, кДж/(кг·К).

1. РАСЧЁТ ГАЗОТУРБОАГНЕТАТЕЛЯ 4-Х ТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

ДАНО:

Мощность двигателя $N_e = 2150$ кВт;
 Удельный расход топлива $b_e = 0,2$ кг/(кВт·ч);
 Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2,0$;
 Суммарный $\alpha_c = 2,2$;
 Коэффициент продувки $\varphi_a = 1,1$;
 Величина $L_0 = 14,35$ кг/кг;
 Давление наддува $P_k = 170000$ Па;
 Температура газов перед турбиной $T_T = 853$ К;
 $C_{pg} = 1,105$ кДж/(кг·К);
 Параметры атмосферного воздуха: $P_a = 101300$ Па; $T_a = 288$ К;
 $R = 287,2$ Дж/(кг·К), $C_{pv} = 1,005$ кДж/(кг·К), $K = 1,4$.

ПРИНЯТЫЕ ВЕЛИЧИНЫ:

Потери давления:

- на входе в компрессор $\Delta P_{вх} = 2000$ Па;
- в воздухоохладителе $\Delta P_{охл} = 4000$ Па;
- за турбиной $\Delta P_{вых} = 1600$ Па;

КПД компрессора $\eta_k = 0,78$;

КПД турбины $\eta_T = 0,83$;

Механический КПД $\eta_m = 0,96$.

Расчет газотурбонагнетателя 4-х тактного дизеля представлен в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Предварительный расчёт параметров ГТН

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Расход воздуха	G_K	кг/с	$\frac{1}{3600} b_e N_e \alpha L_0 \varphi_a$	3,771
Расход газа	G_T	кг/с	$G_K \left(1 + \frac{1}{\alpha_C L_0} \right)$	3,89
Давление перед компрессором	P_O^*	Па	$P_a - \Delta P_{ex}$	99300
Давление за компрессором	P'_k	Па	$P_k + \Delta P_{ox}$	174000
Степень повышения давления в компрессоре	π_k		$\frac{P'_k}{P_O^*}$	1,752
Изоэнтروпийная работа сжатия в компрессоре	H_{ka}	кДж/кг	$C_{pв} T_a (\pi_k^{0,286} - 1)$	50,35
Работа сжатия в компрессоре	H_K	кДж/кг	$\frac{H_{ka}}{\eta_K}$	64,6
Изоэнтروпийная работа расширения	H_{TA}	кДж/кг	$(G_K H_K) / (G_T \eta_T \eta_m)$	78,6
Степень понижения давления в турбине	π_T		$\left[\frac{1}{1 - H_{TA} / (1,105 T_T)} \right]^{3,857}$	1,4
Давление газа за турбиной	P_2^*	Па	$P_a + \Delta P_{вых}$	102900
Давление газа перед турбиной	P_T^*	Па	$P_2^* \pi_T$	144060
Коэффициент	Ψ		$\frac{P'_K}{P_T^*}$	1,2

2. РАСЧЁТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

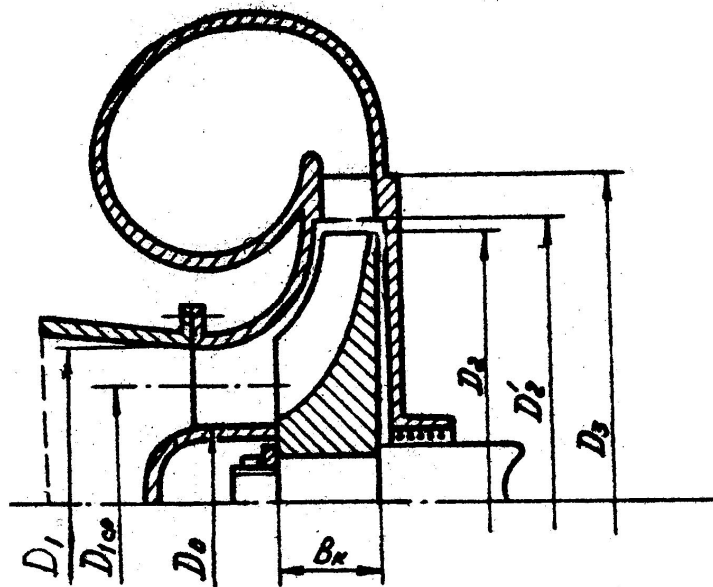


Рисунок 2.1 – Схема центробежного компрессора

В таблице 2.1 дан пример расчета центробежного компрессора.

Таблица 2.1 – Расчет центробежного компрессора

Наименование Параметра	Обо- зна- чение	Размер- ность	Расчётная формула или источник	Числен- ное значение
Температура затормо- женного потока на вхо- де в компрессор	T_0^*	К	$T_0^* = T_a$	288
Давление заторможен- ного потока	P_0^*	Па	$P_a - \Delta P_{вх}$	99300
Скорость воздуха на входе в компрессор	C_0	м/с	Принимаем 30...70	50
Температура воздуха на входе в компрессор	T_0	К	$T_0^* - \frac{C_0^2}{2 \frac{K}{K-1} R}$	287
Давление воздуха на входе в компрессор	P_0	Па	$P_0^* (T_0 / T_0^*)^{\frac{K}{K-1}}$	98098
Плотность воздуха на входе в компрессор	ρ_0	кг/м ³	$\frac{P_0}{(RT_0)}$	1,19

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Площадь поперечного сечения на входе	F_0	м ²	$F_0 = \frac{G_k}{C_0 P_0}$	0,063
Адиабатная работа сжатия в компрессоре	$H_{ка}$	кДж/кг	Из предварительного расчёта	50,35
Адиабатический напорный КПД	$\overline{H_{ад}}$		Выбирается $\overline{H_{ад}} = 0,57 \dots 0,75$	0,65
Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора	u_2	м/с	$\sqrt{\frac{H_{ка}}{H_{ад}}} \cdot 10^3$	278,35
Осевая составляющая абсолютной скорости перед колесом при осевом входе потока	C_1	м/с	Принимается 80...150	145
Температура воздуха на входе в колесо	T_1	К	$T_O^* - \frac{C_1^2}{2C_{pв}} \cdot 10^3$	277,8
Потери во входном устройстве перед колесом	$L_{ча}$	Дж/кг	$\xi_O \cdot \frac{C_1^2}{2}$	420,5
Коэффициент потерь для компрессора с осевым входом	ξ_0	-	Принимается 0,03...0,06	0,04
Показатель политропы изменения состояния воздуха на входе	n_a	-	Определяется из равенства $\frac{n_a}{n_a - 1} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} - \frac{L_{ча}}{R(T_1 - T_0)}$	1,376
Давление на входе в колесо	P_1	Па	$P_O (T_1 / T_O)^{\frac{n_a}{n_a - 1}}$	87074
Плотность воздуха на входе в колесо	ρ_1	кг/м ³	$\frac{P_1}{R T_1}$	1,09
Площадь поперечного сечения входа в колесо	F_1	м ²	$\frac{G_k}{C_1 \rho_1}$	0,024
Диаметр колеса на входе	D_1	мм	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi [1 - (D_o / D_1)^2]}} \cdot 10^3$	209,37
Отношение	$\frac{D_o}{D_1}$	-	Принимается 0,25 ... 0,60	0

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Диаметр втулки колеса	D_o	мм	$0,55 \cdot D_1$	115
Диаметр колеса	D_2	мм	$\frac{D_1}{D_2} = \overline{D_1} = 0,45 \dots 0,67$ Принимаем 0,6	349
Частота вращения колеса	n_k	1/с	$\frac{u_2}{(\pi D_2 \cdot 10^{-3})}$	254
Средний диаметр на входе в колесо	D_{1cp}	мм	$\sqrt{\frac{D_1^2 + D_0^2}{2}}$	169
Шаг лопаток на среднем диаметре колеса	t_{1cp}	мм	$\frac{\pi D_{1cp}}{z_k}$	31
Число лопаток колеса	z_k	-	Принимается 7...37	17
Коэффициент загромождения входа в колесо на среднем диаметре	τ_{1cp}	-	$1 - \frac{\delta_{1cp}}{t_{1cp}}$ δ_{1cp} – толщина лопатки на среднем диаметре	0,82
Отношение	$\frac{\delta_{1cp}}{\tau_{1cp}}$	-	Принимается 0,14...0,22	0,18
Окружная скорость на среднем диаметре	u_{1cp}	м/с	$\pi D_{1cp} n_k \cdot 10^{-3}$	134,8
Угол входа потока на среднем диаметре	β_{1cp}	град.	$arctg \frac{C_1}{u_{1cp}}$	470°
Угол установки лопаток	β_{1cp2}	град.	$\beta_{1cp} + i$	49°38'
Угол набегания потока	i	град.	Выбирается 2...3	2°30'
Меридиональная скорость на входе в колесо	C_{1m}	м/с	C_1 / τ_{1cp}	177
Относительная скорость на входе в колесо на среднем диаметре	ω_{1cp}	м/с	$\sqrt{u_{1cp}^2 + C_{1m}^2}$	222,5
Окружная скорость на диаметре D_1	u_1	м/с	$\pi D_1 n_k \cdot 10^{-3}$	167

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Число Маха на среднем диаметре в относительном движении	$M_{\omega 1}$	-	$\frac{\omega_{1cp}}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}}$	0,73
Потери на входе в колесо	$L_{\omega 1}$	Дж/кг	$\xi_1 \frac{\omega_{1cp}^2}{2}$	4950
Коэффициент потерь	ξ_1	-	Выбирается 0,1...0,3	0,2
Потери на поворот и трение в межлопаточных каналах	$L_{\omega 2}$	Дж/кг	$\xi_2 \frac{C_{2r}^2}{2}$	1577
Коэффициент потерь	ξ_2	-	Выбирается 0,1...0,2	0,15
Радиальная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из колеса	C_{2r}	м/с	$C_{2r} = C_1$	145
Потери на трение диска колеса о воздух и вентиляцию	$L_{\omega d}$	Дж/кг	$\alpha \cdot u_2^2$	3874
Коэффициент потерь	α	-	Выбирается 0,04...0,06	0,05
Коэффициент мощности	μ	-	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{z_k} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{1cp}}{D_2} \right)^2}}$ где $\pi = 3,14$	0,86
Температура воздуха за колесом	T_2	К	$T_1 + \left(\mu + \alpha - \frac{\mu^2}{2} \right) \frac{u_2^2}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} R}$	319,45
Показатель политропы сжатия воздуха в колесе	n_2	-	Определяем из равенства $\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{\sum_{i=1}^{i=2} L_{\omega i} + 0,5 L_{\omega d}}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} R (T_2 - T_1)}$	1,48

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Давление воздуха за колесом	P_2	Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{n_2/(n_2-1)}$	133914
Плотность воздуха за колесом	ρ_2	кг/м ³	$\frac{P_2}{RT_2}$	1,46
Окружная составляющая абсолютной скорости C_2 на выходе из колеса	C_{2u}	м/с	$\mu \cdot u_2$	239,4
Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса	C_2	м/с	$\sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	280
Окружная составляющая относительной скорости на выходе из колеса	ω_{2u}	м/с	$u_2 - C_{2u}$	39,0
Радиальная составляющая относительной скорости на выходе из колеса	ω_{2r}	м/с	$\omega_{2r} = C_{2r}$	145
Относительная скорость на выходе из колеса	ω_2	м/с	$\sqrt{\omega_{2r}^2 + \omega_{2u}^2}$	150,5
Угол между векторами абсолютной скорости и окружной на выходе из колеса	α'_2	град.	$\arctg \frac{C_{2r}}{C_{2u}}$	31°20'
Угол между векторами относительной и окружной скоростей на выходе	β_2	град.	$\arctg \frac{\omega_{2r}}{\omega_{2u}}$	75°57'
Шаг лопаток на выходе из колеса	t_2	мм	$\frac{\pi D_2}{z_K}$	54,5
Коэффициент загромождения выхода из колеса	τ_2	-	$1 - \frac{\delta_2}{t_2}$	0,96
Отношение	$\frac{\delta_2}{t_2}$	-	Выбирается 0,03...0,07	0,03...0,07

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Ширина колеса на выходе	b_2	мм	$\frac{G_k \cdot 10^6}{\pi D_2 C_{2r} \cdot \tau_2 \cdot \rho_2}$	17,0
Отношение	$\frac{b_2}{D_2}$	-	$\frac{b_2}{D_2}$	0,0487
Ширина безлопаточной части диффузора на выходе	b'_2	мм	$(0,95 \dots 1)b_2$	16,6
Наружный диаметр безлопаточной части на входе в лопаточный диффузор	D'_2	мм	$(1,07 \dots 1,18)D_2$	401
Абсолютная скорость на выходе из безлопаточной части диффузора в 1 приближении	C'_2	м/с	$C_2 \frac{D_2 \cdot b_2}{D'_2 \cdot b'_2}$	249,6
Температура воздуха на выходе из безлопаточной части диффузора в 1 приближении	T'_2	К	$T_2 + \frac{C_2^2 - (C'_2)^2}{2C_{pв} \cdot 10^3}$	327,5
Показатель политропы сжатия на выходе из безлопаточной части диффузора	n'_2	-	Определяется из равенства $\frac{n'_2}{n'_2 - 1} = (1 - \xi_{\delta.ä}) \frac{\hat{e}}{\hat{e} - 1}$	1,69
Величина	$\xi_{\delta.ä}$	-	Выбирается 0,23...0,45	0,3
Давление на выходе из безлопаточной части диффузора в 1 приближении	P'_2	Па	$P_2 \left(\frac{T'_2}{T_2} \right)^{n'_2 / (n'_2 - 1)}$	142440
Плотность воздуха на безлопаточной части диффузора в 1 приближении	ρ'_2	кг/м ³	$P'_2 / (RT'_2)$	1,514
Скорость во 2 приближении	C'_2	м/с	$C \frac{D_2 b_2 \rho_2}{D'_2 b'_2 \rho'_2}$	241,2

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Температура воздуха во 2 приближении	T'_2	К	$T_2 + \frac{C_2^2 - (C'_2)^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} R}$	329,5
Показатель политропы	n'_2	-	$\frac{n'_2}{n'_2 - 1} = (1 - \xi_{\delta, \delta}) \frac{\kappa}{\kappa - 1}$ n'_2 – определяется из данного равенства	1,69
Давление во 2 приближении	P'_2	Па	$P_2 \left(\frac{T'_2}{T_2} \right)^{n'_2 / (n'_2 - 1)}$	144471
Плотность воздуха во 2 приближении	ρ'_2	кг/ м ³	$P'_2 / (RT'_2)$	1,527
Скорость в 3 приближении	C'_2	м/с	$C_2 \frac{D_2 b_2 \rho_2}{D'_2 b'_2 \rho'_2}$	238,6
Температура в 3 приближении	T'_2	К	$T_2 \frac{C_2^2 - (C'_2)^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R}$	330,13
Давление в 3 приближении	P'_2	Па	$P_2 \left(\frac{T'_2}{T_2} \right)^{n'_2 / (n'_2 - 1)}$	145149
Плотность воздуха в 3 приближении	ρ'_2	кг/ м ³	$P'_2 / (RT'_2)$	1,53
Скорость воздуха на выходе из безлопаточной части диффузора	C'_2	м/с	$C_2 \frac{D_2 b_2 \rho_2}{D'_2 b'_2 \rho'_2}$	238,14
Наружный диаметр лопаточного диффузора	D_3	мм	$(1,35 \dots 1,7) D_2$	523
Ширина лопаточного диффузора на выходе	b_3	мм	$b_3 \geq b'_2$	17
Угол наклона вектора абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора	α_3	град.	$\alpha'_2 + (10 \dots 18^\circ)$	45°

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Число лопаток диффузора	z_∂	-	Выбирается 9...36	23
Шаг лопаток при входе в диффузор	t'_2	мм	$\pi D'_2 / z_\partial$	54,8
Шаг лопаток на выходе из диффузора	t_3	мм	$\pi D'_3 / z_\partial$	71,4
Коэффициент загромождения на входе в лопаточный диффузор	τ'_2	-	$1 - \frac{\delta'_2}{t'_2}$ δ'_2 – толщина лопаток диффузора на входе	0,96
Величина	$\frac{\delta'_2}{t'_2}$	-	Выбирается 0,03...0,05	0,04
Коэффициент загромождения на выходе из лопаточного диффузора	τ_3	-	$1 - \frac{\delta_3}{t_3}$ δ_3 – толщина лопаток на выходе из диффузора	0,97
Величина	$\frac{\delta_3}{t_3}$	мм	Выбирается 0,02...0,04	0,03
Отношение температур	β	-	T_3/T'_2 Определяется методом подбора из уравнения $1 + \frac{q\sigma}{\beta^{m-1}} - \frac{\sigma+1}{\beta} = 0$ $q = \left(\frac{D'_2 b'_2 \tau'_2 \cdot \sin \alpha'_2}{D_3 b_3 \tau_3 \cdot \sin \alpha_3} \right)^2$ $\sigma = \frac{\kappa-1}{2} \cdot \frac{(C'_2)^2}{\kappa R T'_2}$	1,07 0,295 0,086
			$m = \frac{2}{n_3 - 1} ; n_3 \approx 1,5...1,8$	1,5
Температура воздуха на выходе из диффузора	T_3	К	$\beta T'_2$	35

Продолжение таблицы 2.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчётная формула или источник	Численное значение
Давление на выходе из диффузора	P_3	МПа	$P'_2 \cdot \beta^{n_3} / (n_3 - 1) \cdot 10^{-6}$	0,178
Плотность воздуха на выходе из диффузора	ρ_3	кг/м ³	$P_3 / (R \cdot T_3)$	1,753
Скорость на выходе из лопаточного диффузора	C_3	м/с	$C'_2 \frac{D'_2 b'_2 \tau'_2 \rho'_2 \sin \alpha'_2}{D_3 b_3 \tau_3 \rho_3 \sin \alpha_3}$ $\alpha'_2 = \alpha_2$	112,83
Скорость на выходе из улитки	C_4	м/с	Принимаем $C_4 \leq C_3$ $C_4 = C_3$	112,83
Потери в улитке	$L_{ч \text{ ул}}$	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$	$\xi_4 \frac{C_4^2}{2}$ $\xi_4 = 0,3 \dots 0,4$ принимаем	1909,6 0,3
Температура на выходе из улитки	T_4	К	$T_4 = T_3$	353,2
Давление на выходе из улитки	P_4	МПа	$P_3 \left(1 - \frac{L_{ч \text{ ул}}}{RT_4} \cdot \frac{k-1}{k} \right)^{k/(k-1)}$	0,175
Действительная степень повышения давления в компрессоре	$\pi_{к\partial}$	-	$\frac{P_4}{P_0^*}$	1,76
Адиабатическая работа определенная по действительной степени повышения давления	$H_{\text{кад}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$C_{pв} T_0 (\pi_{к\partial}^{0,286} - 1)$	50,62
Адиабатический КПД компрессора	$\eta_{\text{кад}}$	-	$\frac{T_0 (\pi_{к\partial}^{0,286} - 1)}{T_4 - T_0}$	0,76
Напорный адиабатный КПД	$\overline{H}_{ad.d}$	-	$\frac{10^3 H_{\text{кад}}}{u_2^2}$	0,655
Мощность, затрачиваемая на привод компрессора	N_k	кВт	$\frac{H_{\text{кад}} G_k}{\eta_{\text{кад}}}$; $N_T \approx N_k$	251

3. РАСЧЕТ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

ДАНО (из предварительного расчета параметров ГТН):

- расход газа $G_r = 3,89$ кг/с;
- параметры газа:
 $P_r^* = 144060$ Па; $P_2^* = 102900$ Па; $T_r = 853$ К, $C_{pr} = 1,105$ кДж/кг;
- $R = 0,2884$ кДж/кг;
- $K_r = 1,35$;
- частота вращения ротора турбины (из расчета компрессора).

ПРИНЯТЫЕ ВЕЛИЧИНЫ:

- степень реактивности на среднем диаметре $\rho = 0,35$;
- угол выхода потока из сопел $\alpha_1 = 15^\circ$;
- коэффициенты скорости $\varphi = 0,96$; $\psi = 0,98$;
- радиальный зазор лопаток $\delta = 1$ мм;
- механический КПД турбины $\eta_m = 0,98$.

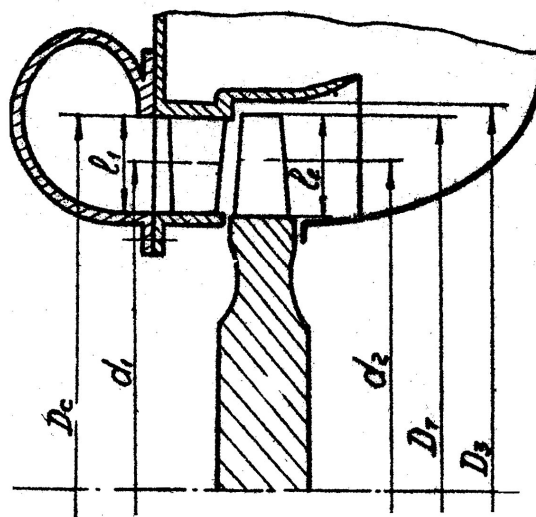


Рисунок 3.1 – Схема осевой турбины

Пример расчета газовой турбины представлен в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Расчет газовой турбины

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Степень понижения давления в ступени	π_T	-	P_r^*/P_2^*	1,4
Относительное изоэнтропийное падение температуры	λ_T	-	$1 - \pi_T^{-K_r - 1/K_r}$	0,084

Продолжение таблицы 3.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Изоэнтروпийный перепад энтальпий	h_a	кДж/кг	$C_{pg} T_g \lambda_T$	79
Изоэнтропийный перепад энтальпий: - в соплах - рабочем колесе	$h_{ан}$ $h_{ар}$	кДж/кг кДж/кг	$(1-\rho) h_a$ $\rho \cdot h_a$	51,35 27,65
Теоретическая скорость газа за соплами	C_{1t}	м/с	$\sqrt{2000 h_{ан}}$	320,5
Величина	λ_H	-	$h_{ан}/(C_{pg} \cdot T_g)$	0,0544
Степень понижения давления в соплах	π_H	-	$\left(\frac{1}{1-\lambda_H}\right)^{\kappa_g/(\kappa_g-1)}$	1,24
Статическое давление газа за соплами	P_1	МПа	P_g^*/π_H	0,116
Температура газа за соплами	T_1	К	$T_g(1-\varphi^2 \cdot \lambda_H)$	810,4
Удельный объем газа за соплами	v_1	м ³ /кг	$10^{-6} R_1 T_1 / P_1$	2,0
Действительная скорость	C_1	м/с	$C_{1t} \varphi$	307,7
Площадь потока сопел	F_1	м ²	$G_T v_1 / c_1$	0,0253
Скоростная характеристика	v_1	-	$\frac{\varphi \cos \alpha_1}{2(1-\rho)}$	0,71
Окружная скорость на среднем диаметре	U	м/с	$v_1 c_{1t}$	228,6
Средний диаметр	d_1	м	$u/\pi n$	0,291
Длина сопловой лопатки	l_1	м	$F_1/\pi d_1 \sin \alpha_1$	0,107

Продолжение таблицы 3.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Геометрические параметры соплового аппарата:				
отношение	$\bar{l}_{B1}$	-	Принимаем	2,0
ширина лопатки	B_1	м	$l_1/\bar{l}_{B1}$	0,053
угол установки	β_B	град.	$22,47+0,822\alpha_1$	34,8
хорда профиля	b_l	м	$B_1/\sin\beta_B$	0,092
относительный шаг	$\bar{t}_1$	-	Принимаем	0,8
шаг лопаток	t_1	м	$b_l\bar{t}_1$	0,0424
число лопаток	Z	-	$\pi \cdot d_1/t_1$	21
осевой зазор	a	м	Принимаем	0,05
Относительная скорость	ω_1	м/с	$\sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos\alpha_1}$	106,7
Угол входа потока	β_1	град.	$\arcsin \frac{c_1 \sin\alpha_1}{w_1}$	$48^{\circ}26'$
Относительная скорость	ω_2	м/с	$\Psi \sqrt{2000h_{ap} + w_1^2}$	242,8
Температура газов за рабочим аппаратом	T_2	К	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2000c_{pr}}$	789
Удельный объем	v_2	м ³ /кг	$10^{-6} R_r T_2 / P_2^*$	2,21
Длина рабочей лопатки	l_2	м	$l_1 + 0.002$	0,109
Площадь протока рабочего аппарата	F_2	м ²	$G_r v_2 / w_2$	0,0352
Угол выхода потока	β_2	град.	$\arcsin \frac{F_2}{\pi d_1 d_2}$	21°

Продолжение таблицы 3.1.

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Скорость выхода	c_2	м/с	$\sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}$	87,4
Угол выхода потока	α_2	град.	$\arcsin \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2}$	$84^{\circ}51'$
Геометрические параметры рабочего аппарата:				
отношение	$\bar{l}_{B2}$	-	Принимаем	3
ширина лопатки	B_2	м	$l_2 / \bar{l}_{B2}$	0,036
угол установки	β_B	град.	$57,84 - 393\beta_1 + 0,822\beta_2$	$56^{\circ}6'$
хорда профиля	b_2	м	$B_2 / \sin \beta_B$	0,043
относительный шаг	$\bar{t}_2$	-	Принимаем	0,528
шаг лопаток	t_2	-	$b_2 \bar{t}_2$	0,0227
число лопаток	Z_2	-	$\pi d_1 / t_2$	
Удельная работа на окружности	h_u	кДж/кг	$10^{-3} u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)$	68
Окружной КПД	η_u	-	h_u / h_a	0,86
Наружный диаметр рабочего колеса	d_{H2}	м	$d_1 - l_1 + 2l_2$	0,402
Потери энергии на утечки	q_y	кДж/кг	$10^{-3} h_u \frac{\pi d_{H2} \delta}{F_2}$	2,438
Мощность трения диска	N_T	кВт	$d_1^2 \left(\frac{u}{100}\right)^3 \left(\frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2}\right)$	0,958
Потери трения диска	q_T	-	N_T / G_T	0,246
Внутренняя работа турбины	h_i	кДж/кг	$h_u - q_y - q_T$	65,32
Внутренний КПД	η_i	-	h_i / h_a	0,827
Эффективный КПД	η_T	-	$\eta_i \eta_M$	0,8134
Эффективная мощность	N_e	кВт	$G_T h_a \eta_T$	250
		$N_T \approx N_K$		

4. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

ДАНО:

- длина лопатки $l = 10,9$ см;
- средний диаметр $d_{cp} = d_1 = 29,1$ см;
- окружная скорость на среднем диаметре $u = 228,6$ м/с;
- шаг лопаток $t_2 = 2,27$ см;
- число лопаток $z_2 = 40$;
- расход газа $G_r = 3,89$ кг/с;
- удельная работа на окружности $h_u = 68$ кДж/кг;
- угол выхода потока из сопел $\alpha_1 = 15^\circ$;
из рабочих лопаток $\alpha_2 = 84^\circ 51'$;
- температура газа за соплами $T_1 = 810,4$ К;
- относительная скорость $w_1 = 106,7$ м/с.

ПРИНЯТЫЕ ВЕЛИЧИНЫ:

- плотность материала $\rho = 8,45 \cdot 10^{-3}$ кг/м³;
- отношение площадей $F_H/F_B = 0,35$;
- коэффициент $q = 0,5$;
- теплоемкость газа $C_{pr} = 1105$ Дж/(кг·К);
- коэффициент $\chi = 0,95$;
- момент сопротивления $W_{min} = W_{min}^{иск} (b/b_{иск})^3 = 1,11$;
- $W_{min}^{иск}$ и $b_{иск}$ – из таблиц приложения 2 [2] для профиля Р-30-21А.

Пример расчета прочности рабочих лопаток представлен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Расчет прочности рабочих лопаток

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Напряжение растяжения лопатки постоянного сечения	σ_p^l	МПа	$\frac{2\rho u_{cp}^2 l}{10^6 d_{cp}}$	330,8
Коэффициент формы	Φ	-	$1 - (1 - \frac{F_H}{F_B})(\frac{1}{1+q} - \frac{ql}{d_{cp}(q+1)(q+2)})$	0,601
Напряжение растяжения	σ_p	МПа	$\sigma_p^l \Phi$	198,5
Окружное усилие	P_u	Н	$G_r h_u 10^3 / (z_2 u)$	28,92

Продолжение таблицы 4.1.

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Осевое усилие	P_a	Н	$\frac{G_T}{\varepsilon z_2} (C_1 \sin \alpha_1 - C_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) 10^6 t_2 \cdot l_2$	33,67
Изгибающее усилие	$P_{из}$	Н	$\sqrt{P_u^2 + P_a^2}$	44,4
Изгибающий момент	M	Нм	$P_{из} l / 2$	2,42
Напряжение изгиба	σ_u	МПа	M / W_{min}	2,8
Суммарное напряжение	$\sigma_{сум}$	МПа	$\sigma_p + \sigma_u$	201,3
Температура в корневом сечении рабочей лопатки	T_λ	К	$\chi(T_1 + \frac{w_1^2}{2c_{pr}})$	774,8
Принимаем материал		ХН35 ВТ	При: $t = 501,8^\circ\text{C}$ $\sigma_{10^5} = 390 \text{ МПа}$ $\sigma_{1/10^5} = 370 \text{ МПа}$	
Запас длительной прочности	K_D		$\sigma_{Dт}^t / \sigma_{сум}$	1,94
Запас по пределу ползучести	K_Γ		$\sigma_{ст}^t / \sigma_{сум}$	1,84

5. РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

ДАНО:

- средний диаметр $d_{cp} = 29,1 \text{ см}$;
- длина лопатки $l = 10,9 \text{ см}$;
- ширина лопатки $B = 3,6 \text{ см}$;
- геометрические параметры (расчетные) на среднем радиусе:
 - угол входа потока $\beta_1 = 48^\circ 26'$;
 - угол выхода потока $\beta_2 = 21^\circ$;
 - хорда профиля $b_2 = 4,3 \text{ см}$;
- температура лопатки $t = 501,8^\circ\text{C}$;
- материал лопатки ХН35ВТ;
- плотность материала $\rho = 8,45 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3$;
- число сопловых лопаток $Z_1 = 21$;
- частота вращения $n = 254 \text{ с}^{-1}$.

ПРИНЯТЫЕ ВЕЛИЧИНЫ:

По углам $\beta_1 = 48^{\circ}26'$ и $\beta_2 = 21^{\circ}$ из таблицы П2 [2] принят профиль рабочей лопатки Р-30-21А с параметрами:

- хорда профиля $b^{\text{иск}} = 2,56$ см;
- площадь профиля $F^{\text{иск}} = 1,85$ см²;
- момент сопротивления $W^{\text{иск}} = 0,234$ см³;
- момент инерции $J^{\text{иск}} = 0,205$ см⁴;
- модуль упругости $E = 17 \cdot 10^4$ МПа.

Расчет колебаний рабочих лопаток представлен в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Расчет колебаний рабочих лопаток

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Приведенная длина лопатки	$l_{\text{пр}}$	см	$l + 0,35B$	
Приведенная площадь профиля	$F_{\text{пр}}$	см ²	$0,8F_{\text{н}} + 0,2F_{\text{в}}$	Из расчета закрутки лопаток [2]
Приведенный момент инерции	$J_{\text{пр}}$	см ⁴	$0,2J_{\text{н}} + 0,8J_{\text{в}}$	
Частота собственных колебаний лопаток	f_{c1}	с ⁻¹	$\frac{56}{l_{\text{пр}}^2} \sqrt{\frac{E \cdot J_{\text{пр}}}{\rho \cdot F_{\text{пр}}}}$	
Расчетная площадь профиля рабочей лопатки	F	см ²	$F = F_{\text{иск}} \left(\frac{b}{b_{\text{иск}}} \right)^2$	5,22
Момент сопротивления	W	см ³	$W = W_{\text{иск}} \left(\frac{b}{b_{\text{иск}}} \right)^3$	1,11
Момент инерции	J	см ⁴	$J = J_{\text{иск}} \left(\frac{b}{b_{\text{иск}}} \right)^4$	1,63
Приближенно частота собственных колебаний лопаток (статическая)	f_{c1}	с ⁻¹	$\frac{56}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot J}{\rho \cdot F}}$	1181,2
Коэффициент	$B_{\text{п}}$	--	$0,75d_{\text{ср}}/l - 1$	1,88
Частота собственных колебаний лопаток (динамическая)	f_{d1}	с ⁻¹	$\sqrt{f_{c1}^2 + B_{\text{п}} n^2}$	1231,4
Кратность	K	-	f_{d1}/n	4,85
Величина	-	-	$z_1 n / f_{d1}$	4,33

Примечание: Кратность $K = 4,85$ (находится в опасной зоне), необходимо увеличить хорду профиля b и выполнить расчет заново.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

ДАНО:

- схема ротора представлена на рисунке 6.1;
- номинальная частота вращения $n_0 = 254 \text{ с}^{-1}$ (см. таблицу 2.1).

ПРИНЯТЫЕ ВЕЛИЧИНЫ:

- масштаб длин $m_d = 10 \text{ см/см}$;
- масштаб сил $m_c = 50 \text{ Н/см}$;
- фиктивных нагрузок $m_\phi = 5 \text{ см}^2/\text{см}$;
- полюсные расстояния $H_1 = H_2 = 5 \text{ см}$;
- модуль упругости $E = 2,06 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$.

Расчет критической частоты вращения представлен в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Расчет критической частоты вращения

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула или источник	Численное значение
Момент инерции основного участка вала	J_0	см^4	$\pi d_0^4 / 64$	399,61
Масштаб прогиба	m_n		$\frac{m_d^3 m_c m_\phi H_1 H_2}{EI_0}$	0,000759
Максимальный прогиб	Y_{max}	см	$y m_n$	0,00152
Критическая частота вращения ротора	$n_{кр}$	с^{-1}	$1,592 \sqrt{\frac{\sum G_y}{m_n \sum m_y^2}}$	199,97
Коэффициент запаса	K_n	%	$\frac{n_{кр} - n_0}{n_0} 100\%$ ротор гибкий $n_{раб} > n_{кр}$	-21,27

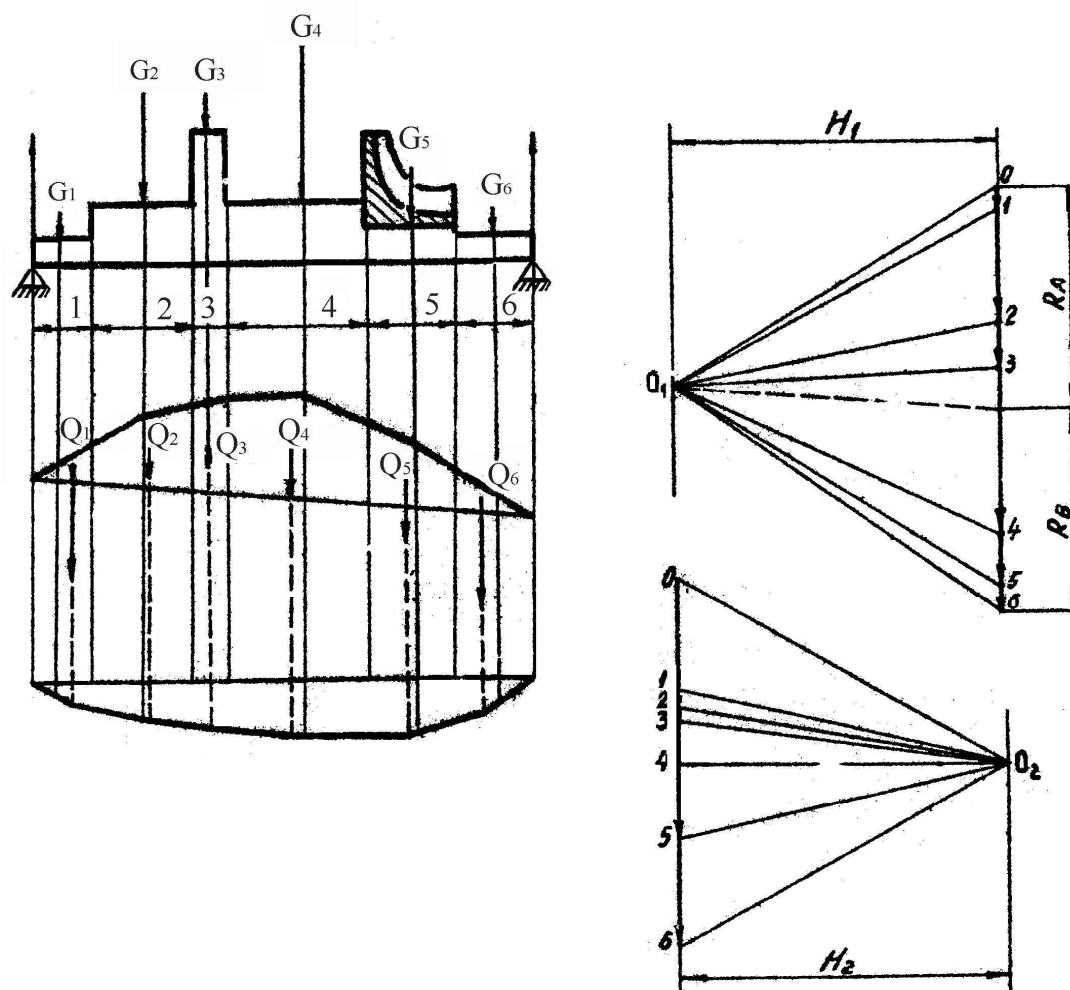


Рисунок 6.1 – Графическое определение прогибов ротора

Таблица 6.2 – Определение прогибов ротора

№ участка	Длина l , см	Диаметр d , см	Масса m , кг	Сила $G = 9,8 \text{ mH}$	Сила в масштабе G/ms , см	Площадь f , см ²	d^4 , см ⁴	$\frac{d_0^4}{d^4}$	$Q^1 = f \frac{d_0^4}{d^4}$	$Q = \frac{Q^1}{m_{cp}}$	Прогибы y_{cm}	Gy , н·см	my^2 , кг·см ²
1	9,9	4,0	0,96	9,6	0,192	0,3	256	31,8	9,54	1,9	0,4	3,84	0,153
2	15	9,5	8,98	89,8	1,796	1,35	8145	1	1,55	0,31	0,7	62,86	0,4
3	5,0	9,5	2,99	29,9	0,598	0,75	8145	1	0,75	0,15	0,8	23,9	1,91
4	22	9,5	13,7	131,7	2,63	3,45	8145	1	3,45	0,69	0,9	118,53	10,7
5	14	6,5	3,92	39,2	0,784	1,58	1785	4,563	7,21	1,44	0,95	37,24	3,54
6	12	4,0	1,27	12,7	0,254	0,40	256	177,26	9,54	1,9	0,6	7,62	0,46
											ΣGy	Σmy^2	

Примечание: $\Sigma Gy = 253,43$; $\Sigma my^2 = 21,163$ При расчете ротора на n критическое учитывать массу дисков.

7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Тип и серию подшипников выбирают в зависимости от диаметра вала и частоты его вращения. Затем определяют коэффициент работоспособности C :

$$C = (n \cdot \tau)^{0,3} \rho,$$

где n – частота вращения вала, об/мин; τ – расчетная долговечность, ч;
 ρ – приведенная условная нагрузка на подшипник, кг; принимается из расчета ротора на критическое число оборотов по одной из реакций на опоры.

$\tau = 8000 + 10000$ часов.

Для диаметра вала $\varnothing = 35$ мм выбраны подшипники роликовые, конические, однорядные средней серии № 27307.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Орлин А.А. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей/ А.А.Орлин Д.Н. Вырубов., В.И. Ивин и др. Изд. 3-е. –М.:Машиностроение,1971. –320 с.
2. Слободянюк Л.И., Поляков В.И. Судовые паровые и газотурбинные установки и их эксплуатация. –Л.: Судостроение,1983. – 365с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев. –М.: Машиностроение, 1979. – 380 с.
4. Зайцев В.И. Судовые паровые и газовые турбины/ В.И.Зайцев, Л.Г. Грицай, А.А. Моисеев. –М.: Транспорт, 1981. – 312 с.

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