

Принимаем величину политропического КПД

$$\eta_{\text{пол}} := 0.82$$

Тогда

$$\sigma := \frac{k}{k-1} \cdot \eta_{\text{пол}} = \frac{1,4}{1,4-1} \times 0,82 = 2,87$$

Показатель политропы сжатия

$$n := \frac{\sigma}{\sigma-1} = \frac{2,87}{2,87-1} = 1,53$$

Температура газа в конце сжатия (без учета промежуточных холодильников)

$$T_{\text{к}} := T_1 \cdot \left(\frac{p_{\text{к}}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\sigma}} = 318 \times \left(\frac{4,661}{0,701} \right)^{1/2,87} = 613 \text{ К} = 340 \text{ °С}$$

Общая степень повышения давления компрессором

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} = \frac{4,661}{0,701} = 6,65$$

Такая степень повышения давления не может быть реализована одним рабочим колесом. Ориентировочное число рабочих колес в компрессоре

$$N_{\text{к}} = \frac{\ln(\varepsilon)}{\ln(\varepsilon_1)} = \frac{\ln(6.65)}{\ln(1.2)} = 10$$

где $\varepsilon_1 = 1,2$ – ориентировочная степень повышения давления одним рабочим колесом.

Обычно в одном корпусе не устанавливают более 6 рабочих колес. Принимаем два корпуса компрессора – цилиндр низкого давления и цилиндр высокого давления. Распределение давлений по цилиндрам выполним по температурам (без учета промежуточных холодильников).

Принимаем повышение температуры по ступеням равными, тогда температура газа, поступающего на вход второго рабочего колеса

$$T_2 = \frac{T_1 + T_{\text{к}}}{2.2} = \frac{318 + 613}{2.2} = 423 \text{ К} = 150 \text{ °С}$$

		N				3

Для компрессоров рекомендуется промежуточное охлаждение через 2-4 ступени. Принимаем двухсекционный цилиндр низкого давления с промежуточным охлаждением через 3 ступени (рабочих колеса).

Принимаем повышение температуры по секциям равными, тогда температура газа, выходящего из первой секции в промежуточный холодильник

$$T_2 = \frac{T_1 + T_k}{2} = \frac{318 + 422}{2} = 370 \text{ К} = 97 \text{ °С}$$

Соответственно давление газа на выходе из первой секции

$$p_2 := p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0.701 \times \left(\frac{370}{318} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 1.203 \text{ МПа}$$

Степень сжатия по ступеням ЦНД

$$\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{1.203}{0.701} = 1.72$$

$$\varepsilon_2 = \frac{p_k}{p_2} = \frac{1.920}{1.203} = 1.60$$

Полная работа политропического сжатия

$$L_{\text{пол}} := \sigma \cdot R \cdot (T_k - T_1) = 2.87 \times 480 \times (422 - 318) = 145918 \text{ Дж/кг}$$

Работа политропического сжатия по секциям

$$L_{\text{пол1}} := \sigma \cdot R \cdot (T_2 - T_1) = 2.87 \times 480 \times (370 - 318) = 72959 \text{ Дж/кг}$$

$$L_{\text{пол2}} := \sigma \cdot R \cdot (T_k - T_2) = 2.87 \times 480 \times (422 - 370) = 72959 \text{ Дж/кг}$$

Расчетная степень сжатия первой секции также не может быть реализована одним колесом. Число рабочих колес в первой секции ЦНД

$$N_k = \frac{\ln(\varepsilon)}{\ln(\varepsilon_1)} = \frac{\ln(1.72)}{\ln(1.2)} = 2.97 = 3$$

1.4 Расчет первого рабочего колеса

Расчет первого рабочего колеса выполняется как расчет компрессора в целом, используя промежуточные данные по ступеням ЦНД. Итого исходные данные для расчета первого рабочего колеса:

		N				5

$$D_2 := \frac{D_1}{\lambda} = \frac{241}{0,54} = 447 \text{ мм}$$

Число оборотов компрессора

$$n_{\text{об}} := \frac{u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{212}{3,14 \times 0,447} = 151 \text{ об/с} = 9052 \text{ об/мин}$$

Диаметр втулки

$$d_0 := \zeta \cdot D_0 = 0,4 \times 236 = 95 \text{ мм}$$

Принимаем средний диаметр вала $d_B = 100$ мм, утоньшая его перед входом в колесо. Приближенное значение первого критического числа оборотов

$$k_d := 23$$

$$n_{\text{кр1}} := \frac{10^9 \cdot \text{s}^{-1}}{k_d^2 (z + 2,3)^2} \cdot \left(\frac{d_B}{D_2} \right)^2 = \frac{10^9}{23^2 \times (18 + 2,3^2)} \cdot \left(\frac{100}{447} \right)^2 = 230 \text{ об/с} = 13801 \text{ об/мин}$$

Отношение рабочего и критического чисел оборотов

$$\frac{n_{\text{об}}}{n_{\text{кр1}}} = 0,66$$

Запас по критическому числу оборотов достаточный

Принимаем толщины лопаток, выфрезерованных из основного диска, в средней части

$$\delta := 8 \text{ мм}$$

на концах

$$\delta_1 := 4 \text{ мм}$$

$$\delta_2 := 4 \text{ мм}$$

Коэффициент стеснения при входе в колесо

$$\tau_1 := 1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin(\beta_{1Л})} = 1 - \frac{18 \times 4}{3,14 \times 241 \times \sin 32^\circ} = 0,821$$

Коэффициент стеснения при выходе из колеса

		N				9

$$v_{2к} := v_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_{2к}} \right)^{\frac{1}{n-1}} = 0.2171 \times \left(\frac{318}{331} \right)^{\frac{1}{1.53-1}} = 0,2004 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$k_{v2} := \frac{v_H}{v_{2к}} = 0,2152 / 0,2004 = 1,07$$

Ширина лопаток рабочего колеса на выходе

$$b_2 := \frac{1.02 \cdot v_H}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \tau_2 \cdot k_{v2}} = \frac{1,02 \times 2,13}{3,14 \times 0,447 \times 51 \times 0,866 \times 1,07} = 0,033 \text{ мм} = 33 \text{ мм}$$

Отношение

$$\frac{b_2}{D_2} = 0.0735$$

Проверяем

$$\frac{\lambda^3 \cdot (1 - \zeta^2) \cdot \tan(\beta_{1л}) \cdot k_{v0}}{4 \cdot k_D^2 \cdot k_c \cdot \tau_2 \cdot k_{v2} \cdot \varphi_{2r}} = \frac{0.54^3 \times (1 - 0,4^2) \times \tan 32^\circ \times 0.991}{4 \times 23^2 \times 1.2 \times 0.866 \times 1.07 \times 0.760} = 0.0735$$

Радиус лопатки рабочего колеса

$$\rho := \frac{D_2 \cdot (1 - \lambda^2)}{4 \cdot (\cos(\beta_{2л}) - \lambda \cdot \cos(\beta_{1л}))} = \frac{520 \times (1 - 0,54^2)}{4 \times (\cos 45^\circ - 0,54 \times \cos 32^\circ)} = 317 \text{ мм}$$

Радиус начальной окружности

$$R_2 := \frac{D_2}{2} = 447 / 2 = 223 \text{ мм}$$

$$R_1 := \frac{D_1}{2} = 280 / 2 = 120 \text{ мм}$$

$$R_0 := \sqrt{R_2^2 + \rho^2 - 2 \cdot \rho \cdot R_2 \cdot \cos(\beta_{2л})} = \sqrt{223^2 + 317^2 - 2 \times 223 \times 317 \times \cos 45^\circ} = 224 \text{ мм}$$

Угол раскрытия канала на радиусе R1

$$\theta_1 := \frac{2\pi}{z} \cdot \left(1 - \frac{R_1}{\rho} \cdot \cos(\beta_{1л}) \right) = \frac{3,14}{18} \left(1 - \frac{120}{317} \times \cos 32^\circ \right) = 0,2366^R = 13,6^\circ$$

Угол раскрытия канала на радиусе R2

		N			11

$$R_3 := \frac{D_3}{2} = 491 / 2 = 246 \text{ мм}$$

$$R_4 := \frac{D_4}{2} = 648 / 2 = 324 \text{ мм}$$

$$\rho_d := \frac{R_4^2 - R_3^2}{2 \cdot (R_4 \cdot \cos(\alpha_4) - R_3 \cdot \cos(\alpha_3))} = \frac{324^2 - 246^2}{2 \times (324 \times \cos 38^\circ - 246 \times \cos 19,3^\circ)} = 952 \text{ мм}$$

Радиус начальной окружности

$$R_{0d} := \sqrt{R_4^2 + \rho_d^2 - 2 \cdot \rho_d \cdot R_4 \cdot \cos(\alpha_4)} = \\ = \sqrt{324^2 + 952^2 - 2 \times 324 \times 952 \times \cos 38^\circ} = 725 \text{ мм}$$

Угол раскрытия канала на радиусе R₃

$$\theta_3 := \frac{2\pi}{z_3} \cdot \left(1 - \frac{R_3}{\rho_d} \cdot \cos(\alpha_3) \right) = \frac{2 \times 3,14}{10} \left(1 - \frac{246}{952} \times \cos 19,3^\circ \right) = 0,4754^R = 27,2^\circ$$

Угол раскрытия канала на радиусе R₄

$$\theta_4 := \frac{2\pi}{z_4} \cdot \left(1 - \frac{R_4}{\rho_d} \cdot \cos(\alpha_4) \right) = \frac{2 \times 3,14}{10} \left(1 - \frac{324}{952} \times \cos 38^\circ \right) = 0,4600^R = 26,4^\circ$$

Коэффициент стеснения при выходе из диффузора

$$\delta_4 := \delta_2 = 4 \text{ мм}$$

$$\tau_4 := 1 - \frac{z_4 \cdot \delta_4}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin(\alpha_4)} = 1 - \frac{10 \times 4}{3,14 \times 648 \times \sin 38^\circ} = 0,968$$

Отношение удельных объемов

$$v_{4к} := v_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{n-1}} = 0,2171 \times \left(\frac{318}{335} \right)^{\frac{1}{1,63-1}} = 0,1962 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$k_{v4} := \frac{v_H}{v_{4к}} = 0,2152 / 0,1962 = 1,10$$

Скорость воздуха при выходе из диффузора

$$c_4 := \frac{V_H}{\pi \cdot D_4 \cdot \tau_4 \cdot k_{v4} \cdot b_4 \cdot \sin(\alpha_4)} = \frac{2,13}{3,14 \times 0,648 \times 0,973 \times 1,16 \times 0,039 \times \sin 38^\circ} = 41 \text{ м/с}$$

		N				13

1.7 Определение мощности, потребляемой первой ступенью

Массовый секундный расход газа

$$m_{\text{сек}} := \frac{V_{\text{H}}}{v_{\text{H}}} = 2,13 / 0,2152 = 9,91 \text{ кг/с}$$

Принимаем механический КПД ступени

$$\eta_{\text{мех}} := 0.95$$

Тогда мощность, потребляемая первым рабочим колесом

$$N := \frac{m_{\text{сек}} L_{\text{пол1}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{9,91 \times 24320}{0,95} = 254 \text{ кВт}$$

1.8 Расчет остальных рабочих колес, секций и ЦВД

Алгоритм расчета остальных рабочих колес многоступенчатого компрессора не отличается от такового для первой ступени, поэтому здесь опущен. Ниже да-
ется сводная таблица результатов расчета оставшихся рабочих колес компрессора.

Таблица 1.3 – Результаты расчета компрессора

		N				15

1. Прочностной расчет

Расчет покрывного диска первой ступени

Наиболее ответственной деталью компрессора является ротор, в частности диски вращающихся рабочих колес. Большая частота вращения (до 15000 об/мин) накладывает повышенные требования к прочности деталей. Выполним расчет покрывного диска на прочность.

Исходные данные к расчету покрывного диска на прочность.

Допускаемое напряжение для полотна диска

$$\sigma_x := 300 \text{ МПа}$$

Плотность материала диска (принимаяем стальной диск)

$$\rho := 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Коэффициент Пуансона (для стали)

$$\mu := 0.3$$

Внутренний диаметр диска (из технологического расчета)

$$D_0 := 236 \text{ мм}$$

Соответственно, радиус внутреннего кольца

$$R_0 := \frac{D_0}{2} = 236 / 2 = 118 \text{ мм}$$

Наружный диаметр диска (из технологического расчета)

$$D_H := 447 \text{ мм}$$

Соответственно, радиус внутреннего кольца

$$R_H := \frac{D_H}{2} = 447 / 2 = 223,5 \text{ мм}$$

Доля нагрузки от лопаток, действующая на диск (принимаяем в соответствии с рекомендациями)

$$k_L := 30\%$$

		N				17

Окружные напряжения на внутренней расточке кольца

$$\begin{aligned}\sigma_t &:= \sigma_x \cdot \left[1 + C_1 \cdot (1 - \mu) \cdot \frac{b}{R_0 + b} \right] = \\ &= 300 \times \left(1 + 1.137 \times (1 - 0.3) \times \frac{42}{118 + 42} \right) = 343 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Радиальное напряжение в стыке с равнопрочной частью

$$\sigma_r := \frac{2}{3} \cdot (1 - 2\mu) \cdot \sigma_x = \frac{2}{3} \times (1 - 2 \times 0.3) \times 300 = 80 \text{ МПа}$$

Окружные напряжения на стыке с равнопрочной частью

$$\sigma_t := \frac{\sigma_r}{2} + \sqrt{\sigma_x^2 - \frac{3}{4} \cdot \sigma_r^2} = \frac{80}{2} + \sqrt{300^2 - \frac{3}{4} \times 80^2} = 332 \text{ МПа}$$

Расчет равнопрочного участка диска

Начальное значение переменной u для начала равнопрочного участка

$$u_1 := \arcsin\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{\sigma_r}{\sigma_x}\right) = \arcsin\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \times \frac{80}{300}\right) = 0.233^R$$

Значение

$$k := \frac{1 - \mu}{1 + \mu} = \frac{1 - 0.3}{1 + 0.3} = 0.538$$

Константа C_0

$$r = R_0 = 0,118 \text{ м}$$

$$\begin{aligned}C_0 &:= \exp\left(2 \cdot \ln(r) + \sqrt{3} \cdot k \cdot u_1 + \ln\left(\cos\left(u_1 + \frac{\pi}{6}\right)\right)\right) = \\ &= \exp\left(2 \times \ln 0,118 + \sqrt{3} \times 0.538 \times 0.233 + \ln \cos\left(0.233 + \frac{3.14}{6}\right)\right) = 0.0126\end{aligned}$$

Значение переменной u для конца равнопрочного участка определяем численными методами по критерию

$$2 \cdot \ln(r) + \sqrt{3} \cdot k \cdot u_2 + \ln\left(\cos\left(u_2 + \frac{\pi}{6}\right)\right) - \ln(C_0) = 0$$

В этой формуле значение радиуса

$$r = R_H = 0.2235 \text{ м}$$

		N				19

$$R_2 := R_H = 223,5 \text{ мм}$$

$$R_1 := R_0 = 118 \text{ мм}$$

Площадь сечения одной лопатки цилиндрической поверхностью, соосной диску

$$b_L := 35 \text{ мм}$$

$$\delta := 4 \text{ мм}$$

$$F_{2L} := \delta \cdot b_L = 35 \times 4 = 140 \text{ мм}^2$$

Число лопаток (из технологического расчета)

$$z := 18$$

Эквивалентный радиус

$$\rho_0 := 1 + \frac{F_{2L} \cdot z \cdot k_L \cdot 10^{-2}}{2\pi \cdot R_2 \cdot h_2} = 1 + \frac{140 \times 18 \times 0,3 \times 10^{-2}}{2 \times 3,14 \times 118 \times 4} = 1,0012$$

Показатель степени

$$N := \frac{\rho_0 \cdot \omega^2 \cdot R_1^2}{\sigma_x} \cdot \cos\left(u_1 + \frac{\pi}{6}\right) = \frac{7800 \times 942^2 \times 0,118^2}{300} \times \cos\left(0,233 + \frac{3,14}{6}\right) = 0,150$$

Отношения толщин

$$kk := \frac{\Phi_1(u_1)}{\Phi_1(u_2)} \cdot \left(\frac{\Phi_2(u_2)}{\Phi_2(u_1)}\right)^N = \frac{0,158}{0,418} \times \left(\frac{0,000162}{0,272}\right)^{0,218} = 0,365$$

Толщина диска около втулки

$$h_1 := \frac{h_2}{kk} = 4 / 0,365 = 11 \text{ мм}$$

Постоянная для бурта

$$\psi_b := 0,1$$

$$C_{16} := \frac{1 + 2 \cdot \frac{1 + \mu}{1 - 2\mu} + \psi_\sigma + \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot R_H^2}{\sigma_x}}{2 \cdot \frac{1 + \mu}{1 - 2\mu} + (1 + \mu) \cdot \psi_b} =$$

		N			21

1.10 Расчет вала первого цилиндра на кручение

Диаметр выходного конца вала первого цилиндра компрессора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

Принимаем $[\tau]_к = 15$ МПа для стали 45Х.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_1}{\pi [\tau]_к}}$$

где T_1 – момент на валу, который можно определить по подводимой мощности P и угловой скорости вращения вала ω

$$T_1 = \frac{P}{\omega}$$

Угловая скорость связана с числом оборотов

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \times 3.14 \times 9052}{60} = 948 \text{ рад/с}$$

Тогда передаваемый момент

$$T_1 = \frac{1805}{975} = 1,85 \text{ кН} \times \text{м} = 1850 \text{ Н} \times \text{м}$$

Соответственно диаметр выходного конца вала

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 1850}{3.14 \times 15 \times 10^6}} = 0,070 \text{ м} = 70 \text{ мм}$$

Принимаем коническую посадку с фиксирующей гайкой. Диаметр резьбы гайки М64, уклон конуса 1:10.

1.11 Расчет вала второго цилиндра на кручение

Диаметр выходного конца вала второго цилиндра компрессора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

Принимаем $[\tau]_к = 15$ МПа для стали 45Х.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_1}{\pi [\tau]_к}}$$

		N				23

На отдельном листе
в конце документа

		N	.	.		25

Эквивалентное напряжение

$$s = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{39,4^2 + 4 \times 13,8^2} = 48,1 \text{ МПа}$$

$$48,1 \text{ МПа} < 115 \text{ МПа}$$

Вал проходит по прочности.

1.13 Расчет шпоночных соединений

Для консольной части вала средний диаметр $d_1 = 75$ мм. По подберируем призматическую шпонку $b \times h = 16 \times 10$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 80$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 80 - 16 = 64 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для ступицы соединительной муфты

$$[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4,4 T_1}{d_1 l_p h} = \frac{4,4 \times 948}{0,075 \times 0,064 \times 0,010} = 61,0 \times 10^6 \text{ Па} = 61,0 \text{ МПа}$$

$$61,0 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

Для посадки рабочего колеса первой ступени диаметр $d_1 = 120$ мм. По подберируем призматическую шпонку $b \times h = 12 \times 8$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 63$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 63 - 12 = 51 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для посадки втулки колеса

$$[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4,4 T_3}{d_2 l_p h} = \frac{4,4 \times 330}{0,120 \times 0,051 \times 0,010} = 25,7 \times 10^6 \text{ Па} = 25,7 \text{ МПа}$$

$$25,7 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

Для посадки рабочего колеса второй ступени диаметр $d_1 = 120$ мм. По подберируем призматическую шпонку $b \times h = 12 \times 8$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 63$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 63 - 12 = 51 \text{ мм.}$$

		N				27

На отдельном листе

в конце документа

		N	.	.		29

$$\sigma_F := \min(\sigma_{F1}, \sigma_{F2}) = \min(299, 258) = 258 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H\max} := \min(\sigma_{H1\max}, \sigma_{H2\max}) = \min(2100, 1792) = 1792 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F\max} := \min(\sigma_{F1\max}, \sigma_{F2\max}) = \min(795, 685) = 685 \text{ МПа}$$

Соответственно допускаемые напряжения

$$[\sigma]_H = 517 \text{ МПа} \quad [\sigma]_F = 258 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H\max} = 1792 \text{ МПа} \quad [\sigma]_{F\max} = 685 \text{ МПа}$$

Принимаем коэффициент при несимметричном расположении колес относительно опор

$$\psi_a = 0.315$$

Коэффициент для прямозубых колес

$$K_a = 4950$$

Эквивалентный момент на цилиндрическом колесе

$$T_{HE3} = K_{Hd} M_4 = 1 \times 1062 = 1062 \text{ Нм}$$

Тогда расчетное межосевое расстояние

$$a_w = K_a (u_{ц} + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_{HE2}}{\psi_a u_{ц}^2 [\sigma]_H^2}} =$$

$$= 4950 \times (3.4 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.26 \times 1062}{0.315 \times 3.4^2 \times (517 \times 10^6)^2}} = 228 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение

$$a_w = 225 \text{ мм}$$

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = \frac{2 a_w}{u_{ц} + 1} = \frac{2 \times 225}{3.4 + 1} = 103 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = d_1 u_{ц} = 103 \times 3.4 = 347 \text{ мм}$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_d d_1 = 0.315 \times 103 = 70 \text{ мм}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 70 + 5 = 75 \text{ мм}$$

		N				31