

1 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

1. Исходные данные для проектирования

Техническим заданием на проектирование винтовой компрессорной машины предусматриваются следующие исходные данные:

Таблица 1 – Исходные данные к расчету винтовой компрессорной машины

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Производительность (по условиям всасывания)	Q	125 м ³ /мин
Относительная влажность сжимаемого газа	ψ	100%
Давление нагнетания компрессора	P _{нк}	0,4 МПа
Температура нагнетания	T _н	350 К

Сжимаемый газ – атмосферный воздух, забор производится непосредственно из атмосферы. Компрессор устанавливается в отапливаемом помещении.

2. Выбор конструкции компрессора

Выбор числа ступеней компрессора определяется давлением нагнетания. Для степени сжатия до 5 рекомендуется использовать одноступенчатые компрессоры [1]. Используя эти рекомендации принимаем одноступенчатый винтовой компрессор (рисунок 1). Профиль винтов выбираем эллиптический

		N							

3. Расчет геометрии винтов

Для выбранного типа винтов число зубьев (заходов) принимаем по схеме 4/6.

Тогда

$$i_{12} = 6/4 = 1.5$$

Относительная длина винтов [1, табл. 3]

$$\lambda = 1.35$$

Предполагая использовать винты стандартного типоразмерного ряда, выбор других геометрических параметров винтов не производим.

В результате предварительных прикидок, сообразуясь с вероятной степенью сжатия в ступенях выбираем следующие величины

Окружная скорость на внешней окружности винтов [1, рис. 129]

$$u_1 = 100 \text{ м/с}$$

Число заходов винтов

$$m_1 = 4$$

$$m_2 = 6$$

Коэффициент подачи

$$n_v = 0,95$$

Теоретическая производительность отнесенная к условиям всасывания

$$Q_T := \frac{Q \cdot (1 + \beta_{пр})}{n_v}$$

где $\beta_{пр}$ – коэффициент протечек через уплотнения валов, принимаем

$$\beta_{пр} = 0,015$$

Соответственно

$$Q_T = \frac{125 \times (1 + 0,015)}{0,95} = 134 \text{ м}^3/\text{мин}$$

Предварительно определяем диаметр внешней окружности (головок) ведущего винта

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,445 Q_T}{\lambda m_1 u_1}} = \sqrt{\frac{0,445 \times 134 \times 60}{1,35 \times 4 \times 100}} = 0,332 \text{ м} = 332 \text{ мм}$$

		N				

$$\theta_2 = 19^\circ 22' = 0.3380^R$$

Угол начала заполнения впадины (начала сжатия)

$$\alpha_{01} := i_{12} \cdot (\beta_{02} - \theta_2) = 1.5 \times (0.6304 - 0.3380) = 0.4385^R = 25.13^\circ$$

Предельный угол закрутки ВЩ винта

$$\tau_{1пр} := 2\pi - \frac{2\pi}{m_1} - 2 \cdot \alpha_{01} = 2 \times 3.14 - \frac{2 \times 3.14}{4} - 2 \times 0.4385 = 3.8353^R = 219.75^\circ$$

Наибольший полезный объем парной полости [1, табл. 16]

$$W_o = 4770 \text{ см}^3$$

Число оборотов ведущего винта (предварительно)

$$n_1 := \frac{Q_T}{m_1 \cdot W_o} = \frac{134 \times 10^6}{4 \times 4770} = 7000 \text{ об/мин}$$

Угол поворота ведущего винта от начала сжатия до полного замыкания линии контакта по формуле [1, 205]

$$\varphi_{\Pi} := \frac{2\pi}{m_1} + \alpha_{01} = \frac{2 \times 3.14}{4} + 0.4385 = 2.0096^R = 115.13^\circ$$

Центральный угол толщины зуба ВМ винта в торцевом сечении

$$E\gamma_{2з} := \frac{2\pi}{m_2} - 2\theta_2 = \frac{2 \times 3.14}{4} - 2 \times 0.3380 = 0.3712^R = 21.27^\circ$$

Оптимальное значение угла всасывания ВЩ винта по формуле [1, 193]

$$\alpha_{1в} := \frac{\tau_{1з}}{2} + \pi \cdot \frac{m_1 - 1}{m_1} + \Delta\alpha_{1в}$$

где

$$\Delta\alpha_{1в} := \frac{6l \cdot n_1}{\sqrt{k \cdot g \cdot R \cdot T_в}}$$

где k – показатель адиабаты для воздуха;

$T_в$ – температура сжимаемого газа в начала сжатия, $T_в = T_0 = 293 \text{ К}$

Атмосферный воздух содержит 78% азота (показатель адиабаты 1.4), 21% кислорода (показатель адиабаты 1.4), 1% прочих газов. Для ориентировочного тер-

		N	.	.	

где $\Delta p_B := 0.1 \text{ атм}$ – потери давления воздуха в глушителе со стороны всасывания

Расчетная степень сжатия воздуха

$$\varepsilon := \frac{p_H}{p_B} = 0,420 / 0,091 = 4,61$$

5. Расчет газовой постоянной сжимаемого газа

Газовая постоянная с учетом влажности

$$R := \frac{1}{1 + x} \cdot (R_{\text{св}} + x \cdot R_{\text{вп}})$$

где x – степень сухости газа;

$R_{\text{св}}$ – газовая постоянная сухого воздуха, $R_{\text{св}} = 292,7 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{К})$;

$R_{\text{вп}}$ – газовая постоянная водяного пара, $R_{\text{вп}} = 471,0 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{К})$;

Степень сухости газа при параметрах всасывания

$$x := \frac{R_{\text{св}}}{R_{\text{вп}}} \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_0 - \psi \cdot p_{\text{п}}} \cdot \psi$$

где $p_{\text{п}}$ – парциальное давление водяного пара при температуре 20° и относительной влажности 100% [2]

$$p_{\text{п}} = 0,0238 \text{ атм} = 2412 \text{ Па}$$

Тогда

$$x = \frac{292,7}{471,0} \times \frac{2412}{101325 - 1 \times 2412} \times 1 = 0.0152$$

$$R = \frac{1}{1 + 0.0152} \times (292,7 + 0.0152 \times 471,0) = 295,4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$$

6. Расчет действительной объемной производительности

Удельный вес всасываемого газа при внешних параметрах

$$\gamma_0 := \frac{p_0}{R \cdot T_0} = \frac{101325}{295,4 \times 293} = 1.171 \text{ кг}/\text{м}^3$$

Весовая производительность винтовой компрессорной машины

$$G_{\text{д}} := Q \cdot \gamma_0 = 125 \times 1,171 = 146,4 \text{ кг}/\text{мин}$$

		N				

Окружная скорость ВЩ винта

$$u_1 := \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = 3.14 \times 0,315 \times 7772 / 60 = 128 \text{ м/с}$$

Окружная скорость ВЩ винта несколько превышает оптимальное значение, хотя она и меньше максимального [1, рис. 129]. Принимая во внимание $\lambda = 1.35$ остановимся на полученном значении u_1 .

8. Расчет КПД компрессора

Внутренний адиабатный КПД компрессора

$$\eta_{\text{ад.вн}} := \frac{\mu_k \cdot (\varepsilon^{0.286} - 1)}{(\mu_k - \mu_{m1}) \cdot \varepsilon^{\mu_{m1}} + \mu_{m2} \cdot \varepsilon^{\mu_{m2}} - (\mu_k - \mu_{m1} + \mu_{m2})}$$

где вспомогательные коэффициенты

$$\mu_k := \frac{k}{k-1} = \frac{1,4}{1,4-1} = 3.5$$

$$\mu_{m1} := \frac{m_{x1}}{m_{x1}-1} = \frac{1,52}{1,52-1} = 2.923$$

$$\mu_{m2} := \frac{m_{x2}}{m_{x2}-1} = \frac{1,51}{1,51-1} = 2.961$$

$$\eta_{\text{ад.вн}} = \frac{3.5 \times (4,61^{0,286} - 1)}{(3.5 - 2,923) \times 4,61^{1/2,923} + 2,961 \times 4,61^{1/2,961} - (3.5 - 2,923 + 2,961)} = 0.801$$

9. Определение мощности, потребляемой компрессором

Индикаторная мощность, потребляемая компрессором

$$\begin{aligned} N_{\text{инд}} &:= \frac{Q_V \cdot P_V}{208} \cdot \left[(\mu_k - \mu_{m1}) \cdot \varepsilon^{\mu_{m1}} + \mu_{m2} \cdot \varepsilon^{\mu_{m2}} - (\mu_k - \mu_{m1} + \mu_{m2}) \right] = \\ &= \frac{141 \times 91000}{60 \times 208} [(3.5 - 2.923) \times 4,61^{2,923} + 2,961 \times 4,61^{2,961} - (3.5 - 2,923 + 2,961)] \\ &= 329 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Задаемся механическим КПД компрессора

$$\eta_M := 0.98$$

		N				

11. Расчет количества отводимого тепла

Согласно техническому заданию температура подаваемого газа 350К. Поэтому его необходимо охладить от температуры нагнетания $T_H = 491$ К. Количество тепла, отводимого от компрессора охлаждающей водой

$$q := \frac{R \cdot T_B}{k - 1} \cdot \left[\frac{m_{x1} - k}{m_{x1} - 1} \cdot \left(\frac{1}{\mu_{m1}} - 1 \right) + \frac{k - m_{x2}}{m_{x2} - 1} \cdot \left(\frac{1}{\mu_{m2}} - 1 \right) \right]$$
$$= \frac{295,4 \times 393}{1,4 - 1} \times \left(\frac{1,52 - 1,4}{1,52 - 1} \times (4,61^{1/2,923} - 1) + \frac{1,4 - 1,51}{1,51 - 1} \times (4,61^{1/2,961} - 1) \right) =$$
$$= 553 \text{ кДж/кг}$$

Мощность холодильника

$$Q_{\text{охл}} := q \cdot G_D = 553 \times 146,4 = 80900 \text{ кДж/мин} = 1350 \text{ кВт}$$

Принимаем охлаждение водой. Начальная температура воды 25° , конечная – на 7° ниже требуемой температуры газа. Тогда расход воды

$$G_B = \frac{Q_{\text{охл}}}{c_B (t_K - t_H)} = \frac{1350}{4,2 \times (70 - 25)} = 7,14 \text{ кг/с} = 25,7 \text{ т/ч}$$

Принимаем 20% запас. Тогда расход воды на охлаждение

$$G_B = 25,7 \times 1,2 = 30,8 \text{ т/ч}$$

		N	.	.	.	

$$[\sigma] = \eta \sigma^*, [\sigma]_{20} = \eta \sigma_{20}^*$$

где η – поправочный коэффициент, учитывающий вид заготовки, для листового проката $\eta = 1,0$ [4, с. 10]. Подставляя числовые значения, получим

$$[\sigma] = 1,0 \times 130 = 130 \text{ МПа}, [\sigma]_{20} = 1,0 \times 146 = 146 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение при гидроиспытаниях

$$[\sigma]_{и} = \sigma_{Т20} / 1,1 = 220 / 1,1 = 200 \text{ МПа}$$

Значение модуля упругости и коэффициента линейного расширения для стали ВМСтЗсп составят

$$E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}.$$

2. Расчет диаметра выходного патрубка

Диаметр выходного штуцера можно определить по формуле

$$D_{ш} = \sqrt{\frac{4 V}{\pi \omega}}$$

где $V = 51,3 \text{ м}^3/\text{мин} = 0,855 \text{ м}^3/\text{с}$ – объемная производительность на нагнетании;

$\omega = c_{н} = 18,5 \text{ м/с}$ – средняя скорость газа в окне нагнетания.

Соответственно

$$D_{ш} = \sqrt{\frac{4 \times 0,855}{3,14 \times 18,5}} = 0,243 \text{ м} = 243 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение

$$D_{ш} = 250 \text{ мм}.$$

3. Расчет толщины стенки выходного патрубка

Схема к расчету толщины стенки штуцера приведена на рисунке 2. Исполнительную толщину стенки s штуцера определяют по формуле

$$s_p = \max \left(\frac{p_p D}{2\varphi[\sigma] - p_p}, \frac{p_{и} D}{2\varphi[\sigma]_{и} - p_{и}} \right),$$

$$s = s_p + c + c_0$$

		N			

$$c = c_1 + c_2 + c_3$$

где c_1 – прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм;

c_2 – прибавка для компенсации минусового допуска, мм;

c_3 – технологическая прибавка, мм.

Прибавка для компенсации коррозии и эрозии

$$c_1 = \Pi\tau + c_3$$

где Π – скорость коррозии, $\Pi = 0,05$ мм/год;

τ – срок службы аппарата, $\tau = 15$ лет;

c_3 – прибавка для компенсации эрозии, $c_3 = 0$ мм.

Соответственно

$$c_1 = 0,05 \cdot 15 + 0 = 0,75 \text{ мм.}$$

При листовом прокате и сварной обечайке $c_2 = 0$ мм и $c_3 = 0$ мм [3, с. 16]. Поэтому

$$c = 0,75 + 0 + 0 = 0,75 \text{ мм.}$$

Прибавку c_0 примем равной 0,85 мм. Соответственно исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки составит

$$s = 4,4 + 0,75 + 0,85 = 6 \text{ мм.}$$

Из соображений жесткости патрубка примем исполнительную толщину стенки

$$s = 10 \text{ мм}$$

Допускаемое давление в рабочем состоянии и при испытаниях

$$[p] = \frac{2 \varphi [\sigma](s - c)}{D + s - c} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 146 \cdot (10 - 0,75)}{250 + 10 - 0,75} = 1,04 \text{ МПа}$$

$$[p]_{\text{и}} = \frac{2 \varphi [\sigma]_{\text{и}}(s - c)}{D + s - c} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 200 \cdot (10 - 0,75)}{250 + 10 - 0,75} = 1,42 \text{ МПа}$$

Как видно, оно не меньше соответствующих расчетных давлений.

		N				

$$D_6 = 250 + 2 \times (10 + 12 + 5) = 304 \text{ мм}$$

Наружный диаметр фланца

$$D_H = D_6 + a$$

где a – конструктивная добавка для размещения гаек по периметру, $a = 40$ мм [4, т. 1.41]. Итого

$$D_H = 304 + 40 = 344 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр прокладки

$$D_{HP} = D_6 - e$$

где e – нормативный параметр, зависящий от типа прокладки, для плоских прокладок и $d_6 = 12$ мм $e = 20$ мм. Тогда

$$D_{HP} = 304 - 20 = 284 \text{ мм.}$$

Средний диаметр прокладки

$$D_{CP} = D_{HP} - b$$

где b – ширина прокладки, мм. Для плоских металлических прокладок $b = 15$ мм [4, т. 1.42]. Значит

$$D_{CP} = 284 - 15 = 271 \text{ мм.}$$

Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности соединения

$$n_6 \geq \frac{\pi D_6}{t_{ш}}$$

где $t_{ш}$ – рекомендуемый шаг расположения болтов, для $p = 0,40$ МПа $t_{ш} \approx 4d_6 = 4 \cdot 12 = 48$ мм [4, т. 1.43]. Соответственно

$$n_6 \geq \frac{3,14 \cdot 304}{48} = 19,9$$

Принимаем значение, кратное четырем $n_6 = 20$ шт. Ориентировочная высота фланца

$$h_\phi = \lambda_\phi \sqrt{D s_{ЭК}}$$

где λ_ϕ – коэффициент, $\lambda_\phi = 0,43$ [4, рис. 1.40]; $s_{ЭК}$ – эквивалентная толщина втулки, мм. Значение $s_{ЭК}$ определяется так

$$s_{ЭК} = s_0 \left(1 + \frac{h_B (\beta_1 - 1)}{h_B + 0,25 (\beta_1 + 1) \sqrt{D s_0}} \right)$$

		N			

6. Уточненный расчет ведущего винта

Выполним уточненный расчет ведущего винта компрессора, для которого был уменьшен ориентировочно рассчитанный диаметр. Материал винта – сталь 45Х, для которой предел выносливости

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b = 0,43 \times 510 = 219 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[n] K_{\sigma}}$$

где $[n] = 2,0$ – коэффициент запаса прочности; $K_{\sigma} = 1,5$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений. Итого

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{219}{2,0 \times 1,5} = 73 \text{ МПа}$$

Расчетная схема вала с действующими нагрузками

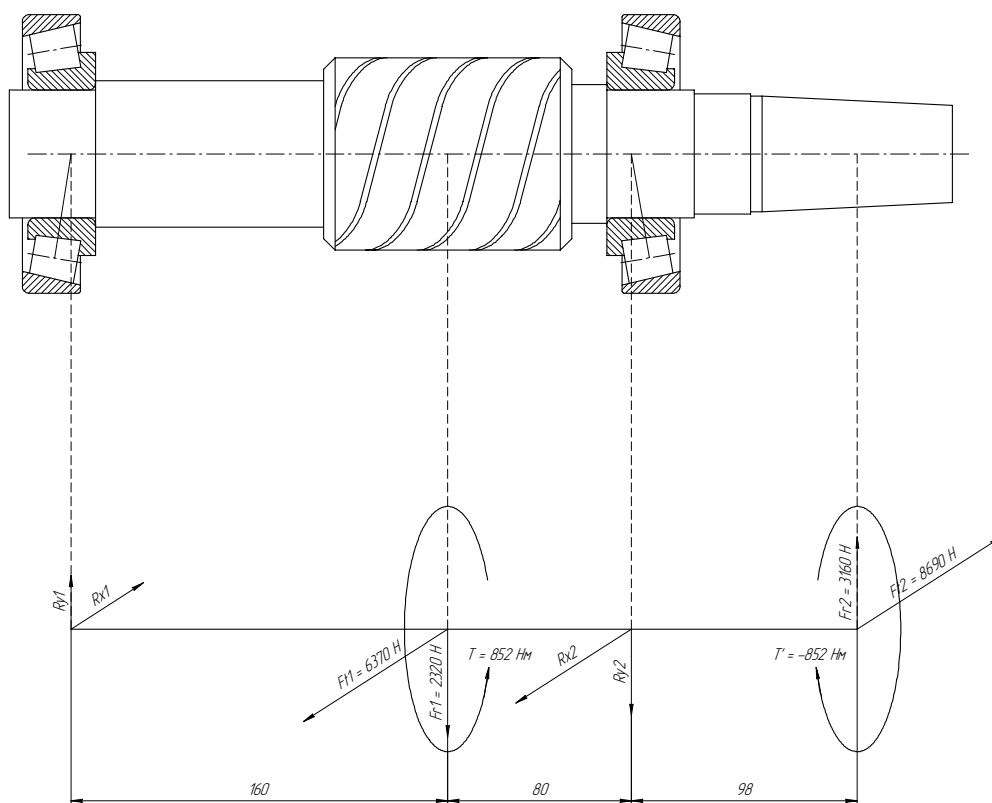


Рисунок 2.3. Расчетная схема выходного вала редуктора

Изобразим силы, действующие на вал в поперечном сечении вала.

$$160 F_1 + (160 + 80) R_2 - (160 + 80 + 98) F_2 = 0$$

Подставляя, получим

$$R_1 + 9260 - 6180 - R_2 = 0$$

$$160 \times 6180 + (160 + 80) R_2 - (160 + 80 + 98) \times 9260 = 0$$

Откуда

$$R_2 = ((160 + 80 + 98) \times 9260 - 160 \times 6180) / (160 + 80) = 8920 \text{ Н}$$

$$R_1 = R_2 - 3080 = 8920 - 3080 = 5840 \text{ Н}$$

Построим эпюры поперечно силы, изгибающего и крутящего моментов.

$$M_1 = 0.098 \times F_2 = 0.098 \times 9260 = 907 \text{ Нм}$$

$$M_2 = (0.098 + 0.080) F_2 - 0.080 R_2 = 0.178 \times 9260 - 0.080 \times 8920 = 935 \text{ Нм}$$

$$M_3 = 0.338 F_2 - 0.240 R_2 - 0.160 F_1 = \\ = 0.338 \times 9260 - 0.240 \times 8920 - 0.160 \times 6180 = 0 \text{ Нм}$$

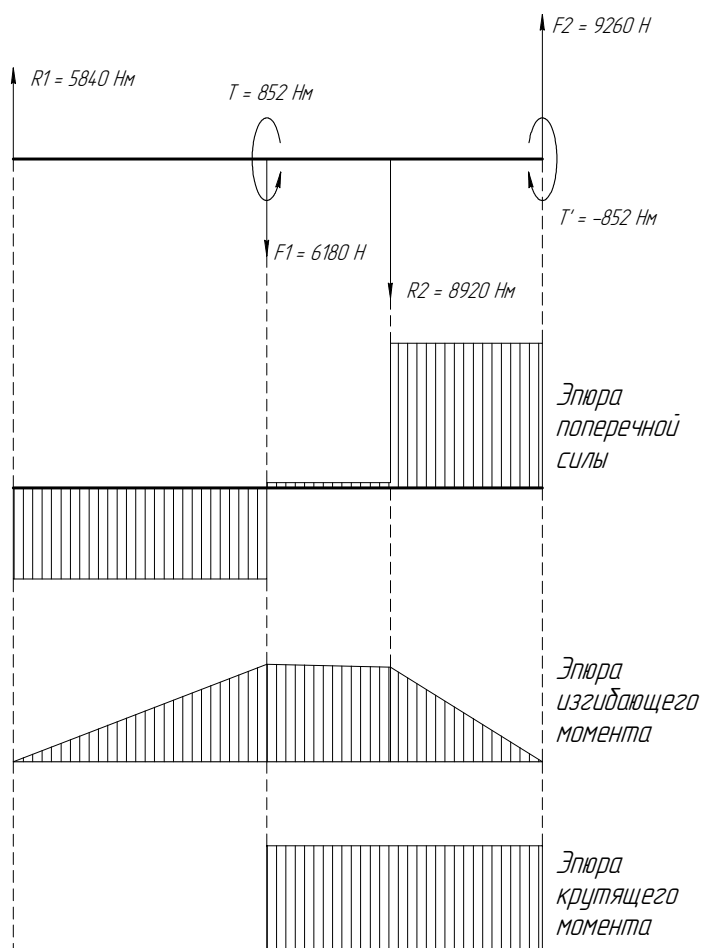


Рисунок 2.4. Эпюры ведущего винта компрессора

		N				

Твердость зубчатых колес

$$HB_1 := 290$$

$$HB_2 := 250$$

Допускаемые контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1} := (1.8 \cdot HB_1 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 290 + 67 = 589 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} := (1.8 \cdot HB_2 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 250 + 67 = 517 \text{ МПа}$$

Допускаемые изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1} := (1.03 \cdot HB_1) \text{ МПа} = 1,03 \times 290 = 299 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} := (1.03 \cdot HB_2) \text{ МПа} = 1,03 \times 250 = 258 \text{ МПа}$$

Максимальные контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1\max} := 2.8 \sigma_{T1} = 2,8 \times 750 = 2100 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2\max} := 2.8 \sigma_{T2} = 2,8 \times 640 = 1792 \text{ МПа}$$

Максимальные изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1\max} := (2.74 \cdot HB_1) \text{ МПа} = 2,74 \times 290 = 795 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2\max} := (2.74 \cdot HB_2) \text{ МПа} = 2,74 \times 250 = 685 \text{ МПа}$$

Минимальное значение напряжений

$$\sigma_H := \min(\sigma_{H1}, \sigma_{H2}) = \min(589, 517) = 517 \text{ МПа}$$

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

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

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

Соответственно допускаемые напряжения

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

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

2.7.2. Силовой расчет передачи

Время службы компрессора (принимаем)

$$t_{\text{сл}} := K_{\text{сут}} \cdot 24 \cdot (3600 \text{ с}) \cdot K_{\text{год}} \cdot 365 = 0.8 \times 24 \times 3600 \times 0.85 \times 365 \times 5 = 4.02 \times 10^7 \text{ с}$$

		N				

Согласно [1, стр. 12] при числе циклов нагружения больше 10^8 значение коэффициента долговечности

$$K_{Hд} = 1$$

Коэффициент для прямозубых колес [1, стр. 10]

$$K_a = 4950$$

Эквивалентный момент на цилиндрическом колесе

$$T_{HE3} = K_{Hд} M_3 = 1 \times 852 = 852 \text{ Нм}$$

Тогда расчетное межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a_w &= K_a (u_{ц} + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{HВ} T_{HE2}}{\psi_a u_{ц}^2 [\sigma]_H^2}} = \\ &= 4950 \times (2.01 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.02 \times 852}{0.315 \times 2.01^2 \times (517 \times 10^6)^2}} = 206 \text{ мм} \end{aligned}$$

Принимаем стандартное значение [1, стр. 12]

$$a_w = 200 \text{ мм}$$

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = \frac{2 a_w}{u_{ц} + 1} = \frac{2 \times 200}{2.01 + 1} = 132 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = d_1 u_{ц} = 132 \times 2,01 = 265 \text{ мм}$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_d d_1 = 0.315 \times 132 = 63 \text{ мм} = 65 \text{ мм}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 65 + 5 = 70 \text{ мм}$$

Расчетный модуль передачи

$$m = \frac{2 K_m T_{FE3}}{d_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \times 6.6 \times 852}{0.267 \times 0.065 \times (258 \times 10^6)^2} = 2.49 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение

$$m = 2,5 \text{ мм}$$

Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_{\Sigma} = 2a_w/m = 2 \times 200/2,5 = 160$$

		N				

$$= 1,57 \times 274 \times 10^3 \sqrt{\frac{1,11 \times 6370 \times (2,01 + 1)}{0,1375 \times 0,070 \times 2,01}} = 451 \times 10^6 \text{ Па}$$

$$451 \text{ МПа} < 517 \text{ МПа}$$

Контактная прочность обеспечена. Для проверки изгибной прочности необходимо определить ряд коэффициентов:

$$K_{F\alpha} = 0,91 \text{ [2, занятие 10]},$$

$$K_{F\beta} = 1,18 \text{ [2, табл. П25]},$$

$$K_{Fv} = 3K_{Hv} - 2 = 3 * 1,03 - 2 = 1,09$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 0,91 * 1,18 * 1,09 = 1,17$$

По таблице [2, табл. П27] определим коэффициент формы зуба

$$Y_{F1} = 3,91 \quad Y_{F2} = 3,75$$

Сравнительная оценка прочности зубьев на изгиб

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} = 299/3,91 = 76,5 \quad [\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 258/3,75 = 76,8$$

Прочность зубьев шестерни оказалась ниже, чем зубьев колеса, поэтому проверку на выносливость по напряжениям изгиба следует выполнить для зубьев шестерни. Расчетное напряжение при изгибе

$$\sigma_F = \frac{Y_F K_F F_a}{b_a m} = \frac{3,91 \times 1,17 \times 6370}{0,070 \times 0,0025} = 167 \times 10^6 \text{ Па}$$

$$167 \text{ МПа} < 258 \text{ МПа}$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечена.

8. Проверка прочности шпоночного соединения

Шпонки подбирают по таблицам ГОСТа в зависимости от диаметров вала и проверяют расчетом на смятие.

2.8.1. Ведущий вал

Для консольной части вала $d_1 = 35$ мм. По таблице [1, табл. 24.32] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 10 \times 8$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 50$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 50 - 8 = 42 \text{ мм.}$$

		N			

$$\sigma = M_{\max} / W \leq [\sigma];$$

где $[\sigma] = 10 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение

$$\delta = 441000 / 0,097 = 4,54 \times 10^6 \text{ Па} = 4,54 \text{ МПа}$$

Условие $\sigma \leq [\sigma]$ выполняется, следовательно, размеры (и материал из которого он изготовлен) удовлетворяют условиям работы.

На рисунке 2.5 приводятся эюры сил.

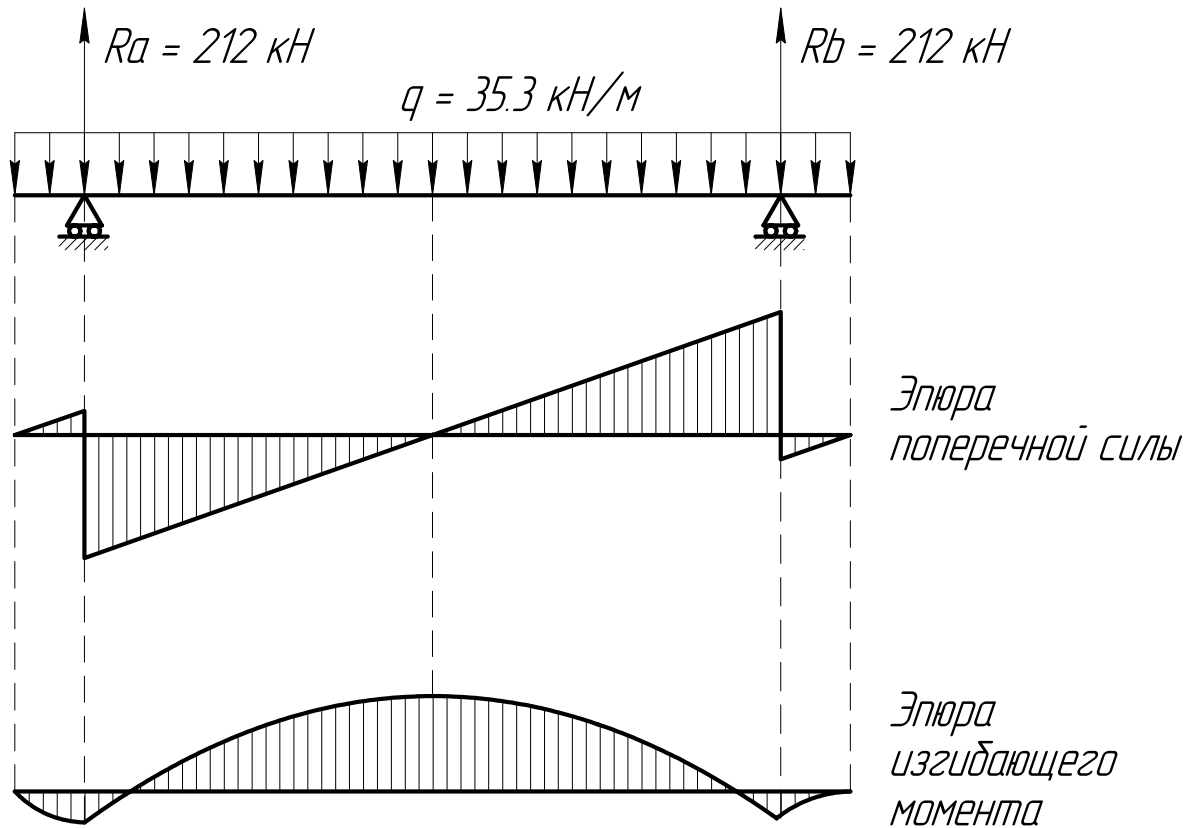


Рисунок 2.5 – Эюры сил

10. Расчет вала на жесткость

Суммарный максимальный прогиб от действующих нагрузок определяется по формуле

$$Y_{\max} = (0,04q_1 + 0,002q_2) \frac{D_{\text{ср}}^3}{8EI_x}$$

где q_1 – линейная нагрузка от давления газа; q_2 – линейная нагрузка от массы вала; E – модуль упругости материала при рабочей температуре; I_x – момент инерции единичного кольцевого участка вала.

Для выбранной стали X17H13M2T при температуре работы

		N							

$$\sigma = M_{\max} / W \leq [\sigma]$$

$$\sigma = 227 / 6760 = 33600 \text{ Па} = 0,0335 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения в для литого корпуса $[\sigma] = 52 \text{ МПа}$

12. Расчет витка

Принимаем расчетную схему как для нагруженной равномерно распределенной нагрузкой кольцевой пластинки, закрепленной по внутреннему контуру.

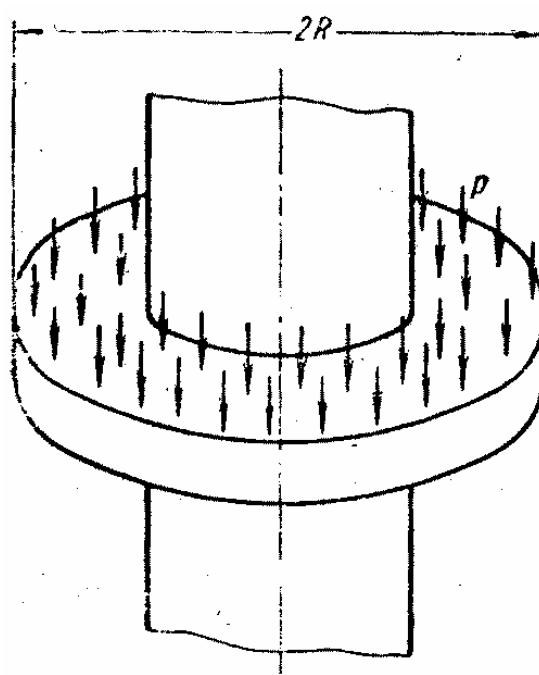


Рисунок 2.6 – Расчетная схема витка

Найдем выражения для изгибающих моментов M_r и M_t .

Интенсивность распределенной нагрузки равна p , коэффициент Пуассона для материала пластинки 0,3, отношение внутреннего радиуса пластинки к наружному

$$\lambda_0 = \frac{206}{315} = 0,63$$

Поскольку задано отношение r_0/R , воспользуемся таблицами сопровождающих функций 2, 3 и 4. Перепишем для этого случая уравнения в следующем виде:

$$M_r = M_{r0} \psi_{rr} + M_{t0} \psi_{rt} + qr^2 \psi_{rq}$$

$$M_t = M_{r0} \psi_{tr} + M_{t0} \psi_{tt} + qr^2 \psi_{tq}$$

$$D\varphi = M_{r0} \chi_{\varphi r} + M_{t0} \chi_{\varphi t} + qr^3 \chi_{\varphi q}$$

		N				