

где q – тепло, отнимаемое от 1 кг агента в конденсаторе

$$q = i_2 - i_3' = 1863 - 536 = 1327 \text{ кДж/кг}$$

Тогда

$$G_a = \frac{190}{1327} = 0.143 \text{ кг/с} = 515 \text{ кг/ч}$$

Число параллельных секций (змеевиков)

$$n = \frac{G_a v_a}{\pi \frac{d_H^2}{4} \omega_a} \quad (2.3)$$

где d_H – наружный диаметр трубок теплообменника, принимаем трубки размером $d_H \times s = 65 \times 3$;

ω_a – скорость насыщенного водяного пара, принимаем в соответствии с примером расчета $\omega_a = 3.5 \text{ м/с}$ [3, стр. 89].

Соответственно число секций

$$n = \frac{0.143 \times 0.1197}{3.14 \times \frac{0.065^2}{4} \times 3.5} = 5,3$$

Принимаем число секций

$$n = 6$$

Тогда действительная скорость насыщенного пара

$$\omega_a = \frac{G_a v_a}{\pi \frac{d_H^2}{4} n} = \frac{0.143 \times 0.1197}{3.14 \times \frac{0.065^2}{4} \times 6} = 2.58 \text{ м/с}$$

Весовое количество воды, проходящей через конденсатор

$$G_B = \frac{Q}{C_B (t_{B2} - t_{B1})} \quad (2.4)$$

где C_B – теплоемкость воды, $C_B = 4.19 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$ [4].

Тогда

$$G_B = \frac{190}{4.19 \times (22 - 16)} = 7.56 \text{ кг/с} = 27208 \text{ кг/ч} \quad (2.5)$$

Количество воды, подаваемое на 1 погонный метр верхней трубы

$$\Gamma = \frac{G_B}{n L}$$

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

Перепад температур

$$\theta_2 = \frac{q_F}{\alpha_a} = \frac{10.5}{10.4} = 1.01^\circ$$

Теплопередающая поверхность без учета загрязнений

$$F = \frac{Q}{K \Delta t} = \frac{190}{1.60 \times 6.56} = 18.1 \text{ м}^2 \quad (2.8)$$

Предполагая загрязнения в виде слоя масла толщиной $\delta_1 = 0.2$ мм с $\lambda_1 = 0.14$ Вт/(м К) и слоя водяного камня $\delta_2 = 0.4$ мм с $\lambda_2 = 1.74$ Вт/(м К) получим коэффициент теплопередачи

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{K} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1600} + \frac{0.0002}{0.14} + \frac{0.0004}{1.74}} = 438 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{ К}} = 0.438 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{ К}}$$

Теплопередающая поверхность с учетом загрязнений

$$F = \frac{Q}{K' \Delta t} = \frac{190}{0.438 \times 6.56} = 66.2 \text{ м}^2$$

Теплосъем с одного квадратного метра поверхности теплопередачи

$$q_F = K' \Delta t = 0.438 \times 6.56 = 2.87 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{ К}}$$

Поверхность теплопередачи одной трубки

$$s_1 = \pi d_n L = 3.14 \times 0.063 \times 2 = 0.396 \text{ м}^2$$

Тогда требуемое число ходов по горизонтали в каждом змеевике

$$n_r = \frac{F}{n s_1} = \frac{66.2}{20 \times 0.396} = 7.35 \quad (2.9)$$

Для обеспечения запаса принимаем

$$n_r = 8$$

Тогда действительная поверхность теплообмена

$$F = s_1 n n_r = 0.396 \times 20 \times 8 = 68.4 \text{ м}^2$$

Принимаем расположение труб в шахматном порядке (показано на схеме)

									Лист
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

где c – величина вредного пространства, $c = 0,05$ [5, стр. 225];

m – показатель политропы, $m = 1.3$ [5, стр. 225].

Подставляя эти значения, получим

$$\psi = 10.5 / 2.7 = 3.89$$

$$\lambda_0 = 1 - 0.05 \times (3.89^{1/1.3} - 1) = 0.908$$

$$\lambda = 0.908 \times (1.01 - 0.02 \times 3.89) = 0.846$$

$$V_T = \frac{61.7}{0.846} = 72.9 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Действительный холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = \varepsilon_T \eta_{\text{инд}} \eta_M$$

где ε_T – теоретический холодильный коэффициент цикла;

$\eta_{\text{инд}}$ – индикаторный КПД, для холодильного компрессора при $\psi = 3.89$

$\eta_{\text{инд}} = 0,78$ [5, рис. 15.6];

η_M – механический КПД, принимаем $\eta_M = 0,82$.

Теоретический холодильный коэффициент цикла можно определить по формуле

$$\varepsilon_T = \frac{T_0}{T_K - T_0} = \frac{26 + 273}{(-14 + 273) - (26 + 273)} = 6.47 \quad (2.12)$$

Итого действительный холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = 6.47 \times 0.78 \times 0.82 = 4.14$$

Количество тепла, отводимое в конденсаторе

$$Q_K = \rho Q + N_{\text{ад}} \quad (2.13)$$

где ρ – поправочный коэффициент, $\rho = 1.15$ [5, стр. 535];

$N_{\text{ад}}$ – адиабатическая мощность компрессора

$$N_{\text{ад}} = G_a (i_2 - i_2') = 0.143 \times (1863 - 1696) = 24.0 \text{ кВт} \quad (2.14)$$

Соответственно количество тепла, отводимое в конденсаторе

$$Q_K = 1.15 \times 190 + 24.0 = 242 \text{ кВт}$$

									Лист
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

2.4 Прочностной расчет оборудования

2.4.1 Обоснование выбора материала

Для сосудов и аппаратов, работающих аммиаком, выбираем сталь X28 [7, стр. 328]. Характеристики выбранного материала

$$\sigma_B = 453 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_T = 251 \text{ МПа}$$

Определим номинальное допускаемое напряжение. Согласно [7 табл. 14.5] расчет для легированной стали при рабочей температуре не более 420 °С необходимо вести по формулам

$$\sigma^* = \min \left\{ \frac{\sigma_B}{n_B}; \frac{\sigma_T}{n_T} \right\} \quad (2.18)$$

где n_B – запас прочности по пределу прочности, для стального проката из легированной стали $n_B = 2,6$ [7, табл. 14.6];

n_T – запас прочности по пределу текучести, для стального проката из легированной стали $n_T = 1,65$ [7, табл. 14.6].

Соответственно нормативное допускаемое напряжение при расчетной температуре и при 20 °С:

$$\sigma^* = \min \left\{ \frac{453}{2,6}; \frac{251}{1,65} \right\} = \min \{174; 152\} = 152 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{20}^* = \min \left\{ \frac{475}{2,6}; \frac{284}{1,65} \right\} = \min \{183; 172\} = 172 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение при статических однократных нагрузках для рабочего состояния выбранного материала составляют

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

где η – поправочный коэффициент, учитывающий вид заготовки, для листового проката $\eta = 1,0$ [7, с. 10]. Подставляя числовые значения, получим

$$[\sigma] = 1,0 \times 152 = 152 \text{ МПа, } [\sigma]_{20} = 1,0 \times 172 = 172 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение при гидроиспытаниях

$$[\sigma]_{\text{и}} = \sigma_{T20} / 1,1 = 284 / 1,1 = 258 \text{ МПа}$$

									Лист
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

$$D_n = D_6 + a \quad (2.25)$$

где a – конструктивная добавка для размещения гаек по периметру, $a = 12$ мм [7, т. 1.41]. Итого

$$D_n = 108 + 12 = 120 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр прокладки

$$D_{np} = D_6 - e \quad (2.26)$$

где e – нормативный параметр, зависящий от типа прокладки, для плоских прокладок и $d_6 = 6$ мм $e = 2$ мм. Тогда

$$D_{np} = 108 - 2 = 106 \text{ мм.}$$

Средний диаметр прокладки

$$D_{cp} = D_{np} - b$$

где b – ширина прокладки, мм. Для плоских металлических прокладок $b = 10$ мм [7, т. 1.42]. Значит

$$D_{cp} = 106 - 10 = 96 \text{ мм.}$$

Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности соединения

$$n_6 \geq \frac{\pi D_6}{t_{ш}} \quad (2.27)$$

где $t_{ш}$ – рекомендуемый шаг расположения болтов, для $p = 3$ МПа $t_{ш} \approx 9d_6 = 4 \cdot 9 = 54$ мм [7, т. 1.43]. Соответственно

$$n_6 \geq \frac{3,14 \cdot 108}{54} = 6,3 \quad (2.28)$$

Принимаем значение $n_6 = 6$ шт. Ориентировочная высота фланца

$$h_{\phi} = \lambda_{\phi} \sqrt{D s_{\text{эк}}} \quad (2.29)$$

где λ_{ϕ} – коэффициент, $\lambda_{\phi} = 0,45$ [7, рис. 1.40]; $s_{\text{эк}}$ – эквивалентная толщина втулки, мм. Значение $s_{\text{эк}}$ определяется так

$$s_{\text{эк}} = s_0 \left(1 + \frac{h_{\text{в}}(\beta_1 - 1)}{h_{\text{в}} + 0,25(\beta_1 + 1)\sqrt{D s_0}} \right) \quad (2.30)$$

где β_1 – коэффициент, принимаемый в зависимости от отношения D/s , в данном случае $D/s = 59/3 = 20$, тогда $\beta_1 = 1,5$ [7, рис. 1.39]. Соответственно

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

$$\xi = 0.01$$

Диаметр ведомого шкива

$$d_2 = u d_1 (1 - \xi) = 2.5 \times 140 \times (1 - 0,01) = 346.5 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_2 = 350.000 \text{ мм}$$

Тогда действительное передаточное отношение ременной передачи

$$u_{\text{рд}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} = \frac{350}{140 (1 - 0,01)} = 2,53 \quad (2.31)$$

Угловая скорость ведущего шкива

$$\omega_1 := 2\pi \cdot n_1 = 2 \times 3,14 \times 1455 = 152 \text{ рад/с}$$

Действительная скорость ремня

$$v := \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 152 \times 140 / 2 = 10.7 \text{ м/с}$$

Для ремня типа Б допускаемая скорость $[v] = 25 \text{ м/с}$. [1, стр. 127]

Коэффициент межосевого расстояния для передаточного отношения 2,5 [1, стр. 136]

$$C := 1.1$$

Минимальное межосевое расстояние для открытой клиноременной передачи

$$a_{\text{min}} := C \cdot d_2 = 1,1 \times 350 = 385 \text{ мм}$$

Принимаем

$$a := 500 \text{ мм}$$

Тогда угол α передачи (см. рисунок) (угол обхвата ремнем меньшего шкива)

$$\alpha := \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} = 3.14 - \frac{350 - 140}{500} = 2.72 \text{ рад} = 156^\circ \quad (2.32)$$

Расчетная длина ремня

$$L := 2a + 1.57 \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 1791 \text{ мм} \quad (2.33)$$

									Лист
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата меньшего шкива (для клиновых ремней при угле обхвата 150 градусов)

$$k_{\alpha} := 0.98$$

Коэффициент, учитывающий вид передачи и ее расположение (для угла наклона к горизонту от 0 до 60 градусов и открытой прямой передаче)

$$k_B := 1.0$$

Условная длина ремня для выбранного типа и диаметра ведущего шкива

$$L_0 := 2240 \text{ мм}$$

Отношение

$$\frac{L}{L_0} = 0.804$$

Тогда коэффициент, учитывающий длину ремня

$$k_L := 0.96$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, для числа ремней 4

$$k_z := 0.9$$

Тогда расчетное число ремней

$$z := \frac{k_d \cdot P_1}{P_0 \cdot k_{\alpha} \cdot k_L \cdot k_z} = \frac{1.0 \times 7.5}{2.23 \times 0.98 \times 0.96 \times 0.9} = 3.98 \quad (2.35)$$

Как видно, число ремней было принято верно.

2.5 Расчет на прочность, жесткость и выносливость вала рабочего колеса вентилятора

Выполним уточненный расчет вала вентилятора. Материал ведомого вала – сталь 45Х, для которой предел выносливости

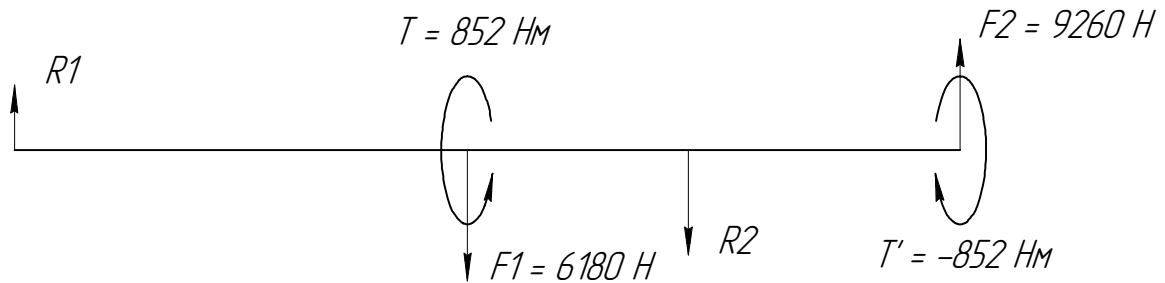
$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \times 510 = 219 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений

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

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

Очевидно, что можно упростить расчетную схему, выполнив вычисления сил в плоскости, проходящей под некоторым углом к вертикально оси. Тогда в перпендикулярной плоскости силы будут равны нулю. Итого окончательная расчетная схема



Согласно этой схеме радиальные усилия в подшипниках

$$R_1 + F_2 - F_1 - R_2 = 0$$

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

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.

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

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

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

Уточненный расчет произведем для наиболее нагруженного изгибным моментом участка – точки приложения силы F_1 .

									Лист
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

$$\sigma = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{47^2 + 4 \times 16^2} = 57 \text{ МПа} \quad (2.38)$$

$$57 \text{ МПа} < 73 \text{ МПа}$$

Вал проходит по прочности.

2.6 Расчет и подбор подшипников для вала вентилятора

Произведем проверку долговечности подшипников для вала вентилятора. Для этого вала выбраны соответственно шариковый радиальный подшипник № 211 (требуемая радиальная грузоподъемность 5,84 кН, допускаемая динамическая грузоподъемность 43,6 кН) и роликовый подшипник № 2211 для более нагруженной опоры (требуемая радиальная грузоподъемность 8,92 кН, допускаемая динамическая грузоподъемность 56,1 кН)

Определим базовую долговечность по формуле

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^p \quad (2.39)$$

где C_r – радиальная грузоподъемность подшипника; P_E – эквивалентная нагрузка; $p = 3$ для шариковых подшипников и $p = 10/3$ для роликовых. Итого долговечность подшипников

$$\text{шарикоподшипник: } L_{10} = \left(\frac{43.6}{5.84} \right)^3 = 416 \text{ млн. об.}$$

$$\text{роликоподшипник: } L_{10} = \left(\frac{56.1}{8.92} \right)^{10/3} = 460 \text{ млн. об.}$$

Число оборотов вала при заданном сроке службы

$$L_6 = t_{\text{сл}} n_3 = 4.02 \times 10^7 \times (90/60) = 60.3 \times 10^6 \text{ об} = 60,3 \text{ млн. об.}$$

Очевидно, что подшипники вала проходят по долговечности.

2.7 Расчет покрывного диска рабочего колеса

Наиболее ответственной деталью вентилятора является диск вращающегося рабочего колеса. частота вращения (до 15000 об/мин) накладывает повышенные требования к прочности деталей. Выполним расчет покрывного диска на прочность.

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

Радиальный размер кольца

$$b := \frac{1 - 2\mu}{3} \cdot \frac{R_0}{1 - \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot R_0^2}{\sigma_x} - \psi_\sigma} = \quad (2.42)$$

$$= \frac{1 - 2 \times 0,3}{3} \times \frac{118}{1 - \frac{7800 \times 94^2 \times 0,118^2}{300} - 0,1} = 26 \text{ мм}$$

Вспомогательная постоянная

$$C_1 := \frac{1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - 2\mu}{1 + \mu} \right) \cdot \left(1 - \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot R_0^2}{\sigma_x} - \psi_\sigma \right)}{1 - \left(\frac{1 - 2\mu}{2} \right) \cdot \frac{b}{R_0}} = \quad (2.43)$$

$$= \frac{1 + \frac{1}{2} \times \left(\frac{1 - 2 \times 0,3}{1 + 0,3} \right) \times \left(1 - \frac{7800 \times 94^2 \times 0,118^2}{300} - 0,1 \right)}{1 - \left(\frac{1 - 2 \times 0,3}{2} \right) \times \frac{42}{118}} = 1.139$$

Окружные напряжения на внутренней расточке кольца

$$\sigma_t := \sigma_x \cdot \left[1 + C_1 \cdot (1 - \mu) \cdot \frac{b}{R_0 + b} \right] =$$

$$= 300 \times \left(1 + 1.137 \times (1 - 0.3) \times \frac{42}{118 + 42} \right) = 343 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_t := \frac{\sigma_r}{2} + \sqrt{\sigma_x^2 - \frac{3}{4} \cdot \sigma_r^2} = \frac{80}{2} + \sqrt{300^2 - \frac{3}{4} \times 80^2} = 332 \text{ МПа} \quad (2.44)$$

2.7.2 Расчет равнопрочного участка диска

Начальное значение переменной u для начала равнопрочного участка

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

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

$$\Phi_2(u) := \frac{\left(\tan\left(u + \frac{\pi}{6}\right) - \tan\left(\frac{\pi}{6}\right) \right)^{\frac{3k-1}{\sqrt{3}}}}{\exp\left(\tan\left(u + \frac{\pi}{6}\right)\right)} \quad (2.48)$$

Значения функций для начала и конца равнопрочного участка

$$\Phi_1(u_1) = \Phi_1(0.233) = \left(\exp\left(-\frac{\sqrt{3}}{3} \times 0.233\right) \times \sin 0.233 \right)^{(3 \times 0.538 - 1)\sqrt{3}} = 0.158$$

$$\Phi_2(u_1) = 0.272$$

$$\Phi_1(u_2) = 0.418$$

$$\Phi_2(u_2) = 0.000162$$

Принимаем минимальную толщину диска (на ободе)

$$h_2 := 4 \text{ мм}$$

Радиус, для которого задана минимальная толщина

$$R_2 := R_H = 223,5 \text{ мм}$$

$$R_1 := R_0 = 118 \text{ мм}$$

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

$$z := 18$$

Эквивалентный радиус

$$\rho_0 := 1 + \frac{F_{2L} \cdot z \cdot k_L \cdot 10^{-2}}{2\pi \cdot R_2 \cdot h_2} = 1 + \frac{140 \times 18 \times 0.3 \times 10^{-2}}{2 \times 3.14 \times 118 \times 4} = 1.0012 \quad (2.49)$$

Показатель степени

										Лист
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата						

$$= \frac{1 - 2 \times 0,3}{3} \times \frac{223,5}{1 - \frac{7800 \times 942^2 \times 0,118^2}{300} - 0,1} = 56 \text{ мм}$$

Окружные напряжения бурта на стыке с равнопрочной частью

$$\sigma_{t\phi} := \sigma_x \cdot \left[1 - C_{1\phi} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{b_r}{R_H} \right] = 300 \times \left(1 - 1,40 \times (1 + 0,3) \times \frac{61}{223,5} \right) = 172 \text{ МПа}$$

										Лист
Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата						