1 Технологический расчет

1.1 Исходные данные для расчета.

В качестве исходных данных для проектирования компрессорной установки выступают следующие величины.

Таблица 1.1 – Исходные данные для проектирования компрессорной установки.

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Объемная производительность, отнесенная к условиям всасывания	$\Sigma V_н$	$1{,}49 \times 10^6$ м^3/сут
Давление всасывания	$p_н$	35,1 ата
Давление нагнетания	$p_к$	53.6 ата
Температура во всасывающей линии	$t_н$	22 °С
Число параллельно работающих компрессоров	$N_к$	5

Для технологического расчета необходимо выбрать из справочной литературы ряд дополнительных величин.

Таблица 1.2 – Дополнительные исходные данные для проектирования

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Показатель адиабаты	k	1,314
Газовая постоянная	R	$500 \frac{Дж}{кг \times К}$
Удельная теплоемкость	c_p	$2220 \frac{Дж}{кг \times К}$

Принимаем величину политропического КПД

$$\eta_{пол} := 0.82$$

Тогда

$$\sigma := \frac{k}{k-1} \cdot \eta_{пол} = \frac{1,314}{1,314-1} \times 0,82 = 3,43$$

Показатель политропы сжатия

$$n := \frac{\sigma}{\sigma - 1} = \frac{3,43}{3,43-1} = 1,41$$

Температура газа в конце сжатия

$$T_к := T_1 \cdot \left(\frac{p_к}{p_1}\right)^{\frac{1}{\sigma}} = 293 \times \left(\frac{5.43}{3.48}\right)^{1/1,41} = 334\ K = 61\ °C$$

Общая степень повышения давления компрессором

$$\varepsilon = \frac{p_к}{p_н} = \frac{5,43}{3,56} = 1,53$$

Степень повышения давления одним рабочим колесом не превышает 1,3. Тогда принимаем две ступени. Принимаем повышение температуры по ступеням равными, тогда температура газа, поступающего на вход второго рабочего колеса

$$T_2 := \frac{T_1 + T_к}{2} = \frac{293 + 334}{2} = 314\ K = 41\ °C$$

Соответственно давление газа на входе второго рабочего колеса

$$p_2 := p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 3.56 \times \left(\frac{314}{293}\right)^{\frac{1,314}{1,314-1}} = 4,60\ МПа$$

Степень сжатия по ступеням

$$\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{4,60}{3,56} = 1,32$$

$$\varepsilon_2 = \frac{p_к}{p_2} = \frac{5,43}{4,60} = 1,18$$

Полная работа политропического сжатия

$$L_{эф1} := L_{пол1} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 34959 + \frac{85^2 - 85^2}{2} = 34959 \text{ Дж/кг}$$

Окружная скорость рабочего колеса

$$u_2 := \sqrt{\frac{L_{эф1}}{\psi}} = \sqrt{\frac{34959}{0.543}} = 254 \text{ м/с}$$

Принимаем отношение D_1/D_2

$$\lambda := 0.54$$

Тогда

$$u_1 := \lambda \cdot u_2 = 0{,}54 \times 254 = 137 \text{ м/с}$$

Относительная скорость входа

$$\omega_1 := \frac{u_1}{\cos(\beta_{1л})} = \frac{137}{\cos 32°} = 162 \text{ м/с}$$

Скорость потока при входе на лопатки рабочего колеса

$$c_1 := u_1 \cdot \tan(\beta_{1л}) = 137 \times \tan 32° = 86 \text{ м/с}$$

Расчетное значение близко к ранее принятому (85 м/с).

Принимаем коэффициент

$$k_c := 1.2$$

Тогда

$$c_0 := \frac{c_1}{k_c} = \frac{86}{1{,}2} = 71 \text{ м/с}$$

Отношение удельных объемов

$$v_н := R \cdot \frac{T_н}{p_н} = 500 \times \frac{295}{3.56} = 0{,}0415 \text{ м}^3\text{/кг}$$

$$v_1 := R \cdot \frac{T_1}{p_1} = 500 \times \frac{293}{3.48} = 0{,}0422 \text{ м}^3\text{/кг}$$

$$k_{v0} := \frac{v_н}{v_1} = \frac{0.0415}{0.0422} = 0{,}983$$

Диаметр входа в колесо при $\zeta = 0.4$ и величине утечек через покрывной диск 2%

$$\delta_2 := 4мм$$

Коэффициент стеснения при входе в колесо

$$\tau_1 := 1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin(\beta_{1л})} = 1 - \frac{18 \times 4}{3{,}14 \times 281 \times \sin 32°} = 0{,}846$$

Коэффициент стеснения при выходе из колеса

$$\tau_2 := 1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin(\beta_{2л})} = 1 - \frac{18 \times 4}{3{,}14 \times 281 \times \sin 45°} = 0{,}885$$

Ширина лопаток при входе (радиальный вход газа)

$$c_{1r} := c_1 = 86 \text{ м/с}$$

$$b_1 := \frac{1.02 \cdot V_н}{\pi \cdot D_1 \cdot c_{1r} \cdot \tau_1 \cdot k_{v0}} = \frac{1{,}02 \times 3.44}{3{,}14 \times 0{,}281 \times 86 \times 0.846 \times 0.983} = 0{,}056 \text{ м} = 56 \text{ мм}$$

Элементы треугольника скоростей выхода

$$c_{2r} := \varphi_{2r} \cdot u_2 = 0{,}24 \times 254 = 61 \text{ м/с}$$

$$c_{2uz} := \varphi_{2z} \cdot u_2 = 0{,}760 \times 254 = 193 \text{ м/с}$$

$$c_{2u} := \mu \cdot c_{2uz} = 0{,}838 \times 193 = 162 \text{ м/с}$$

Скорость выхода из колеса

$$c_2 := \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{162^2 + 61^2} = 173 \text{ м/с}$$

Угол выхода

$$tg_\alpha_2 := \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \frac{61}{162} = 0{,}377$$

$$\alpha_2 := atan(tg_\alpha_2) = atan(0{,}377) = 0{,}3605^R = 20{,}7°$$

Внутренний КПД

$$\Delta i := \frac{L_{пол1}}{\eta_{пол}} = \frac{34959}{0.82} = 42633 \text{ Дж/кг}$$

$$\Delta i_0 := \Delta i + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 42633 + \frac{173^2 - 85^2}{2} = 53900 \text{ Дж/кг}$$

$$R_1 := \frac{D_1}{2} = 280 / 2 = 140 \text{ мм}$$

$$R_0 := \sqrt{R_2^2 + \rho^2 - 2\cdot\rho\cdot R_2\cdot\cos(\beta_{2л})} =$$

$$= \sqrt{260^2 + 370^2 - 2 \times 370 \times 260 \times \cos 45°} = 261 \text{ мм}$$

Угол раскрытия канала на радиусе R1

$$\theta_1 := \frac{2\pi}{z}\cdot\left(1 - \frac{R_1}{\rho}\cdot\cos(\beta_{1л})\right) = \frac{3,14}{18}\left(1 - \frac{140}{370} \times \cos 32°\right) = 0,2366^R = 13,6°$$

Угол раскрытия канала на радиусе R2

$$\theta_2 := \frac{2\pi}{z}\cdot\left(1 - \frac{R_2}{\rho}\cdot\cos(\beta_{2л})\right) = \frac{3,14}{18}\left(1 - \frac{260}{370} \times \cos 45°\right) = 0,1754^R = 10,0°$$

1.4 Расчет диффузора первой ступени

Начальный и конечный диаметры диффузора

$$D_3 := 1.1D_2 = 1,1 \times 520 = 572 \text{ мм}$$

$$D_4 := 1.45D_2 = 1,45 \times 520 = 754 \text{ мм}$$

Осевая ширина диффузора

$$b_3 := 1.2b_2 = 1,2 \times 35 = 42 \text{ мм}$$

$$b_4 := b_3 = 42 \text{ мм}$$

Входной угол лопаток

$$\alpha_{2x} := \frac{b_2}{b_3}\cdot\tan(\alpha_2) = \frac{35}{42} \times \tan 20,7° = 0,3142^R = 18,0°$$

$$\alpha_3 := \frac{1}{2}\cdot(\alpha_2 + \alpha_{2x}) = 0,5 \times (20,7° + 18,0°) = 19,3°$$

Принимаем угол лопаток на выходе из диффузора

$$\alpha_4 := 38deg$$

Число лопаток диффузора при величине

$$l_t_{опт} := 2.2$$

$$\alpha_{ср} := \frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2} = \frac{19.3° + 38°}{2} = 28,7°$$

$$v_{4к} := v_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{n-1}} = 0.0422 \times \left(\frac{293}{314}\right)^{\frac{1}{1,41-1}} = 0,0358 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$k_{v4} := \frac{v_н}{v_{4к}} = 0,0415 / 0,0358 = 1,16$$

Скорость воздуха при выходе из диффузора

$$c_4 := \frac{V_н}{\pi \cdot D_4 \cdot \tau_4 \cdot k_{v4} \cdot b_4 \cdot \sin(\alpha_4)} = \frac{3,44}{3,14 \times 0,754 \times 0.973 \times 1.16 \times 0,42 \times \sin 38°} = 49,9 \text{ м/с}$$

1.5 Расчет улитки первой ступени

Так как перед улиткой установлен лопаточный диффузор, то принимаем угол расширения улитки

$$\theta := 55\text{deg}$$

Зависимость между радиусом улитки R_φ и углом поворота сечения φ определяется по уравнению

$$\varphi(R_\varphi) := \frac{180}{\pi \cdot \tan(\alpha_4) \cdot k_{v4}} \cdot \left[2 \cdot \frac{R_0}{b_0} \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \left(\frac{R_\varphi}{R_0} - 1\right) - \left(2 \cdot \frac{R_0}{b_0} \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) - 1\right) \cdot 2.3 \cdot \log\left(\frac{R_\varphi}{R_0}\right)\right]$$

Принимаем

$$b_0 := b_4 = 42 \text{ мм}$$

$$R_0 := 1.03 R_4 = 1,03 \times 377 = 389 \text{ мм}$$

Решение уравнения радиуса улитки представим графически

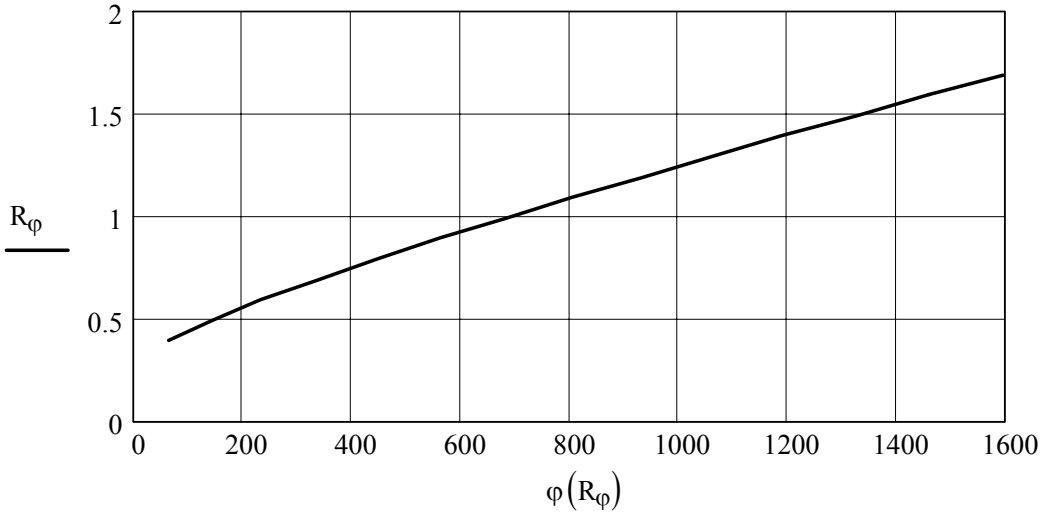

Таблица 1.3 – Результаты расчета второй ступени

Наименование параметра	Значение
1. Скорость входа на лопатки второго рабочего колеса	$c_2 = 172.64 \frac{м}{с}$
2. Температура газа при входе на второе рабочее колесо	$T_2 = 313.76\,K$
3. Температура газа в конце сжатия	$T_к = 334.14\,K$
4. Давление газа на входе второго рабочего колеса	$p_2 = 4.60\,МПа$
5. Объемный расход	$V_2 = 2.78 \frac{м^3}{с}$
6. Степень сжатия второй ступени	$\varepsilon_2 = 1.18$
7. Работа политропического сжатия второй ступени	$L_{пол2} = 34959 \frac{Дж}{кг}$
8. Принимаем угол лопаток при входе в рабочее колесо	$\beta_{1л} := 35 \cdot deg$
9. Угол лопаток при выходе из рабочего колеса	$\beta_{2л} := 47deg$
10. Принимаем число лопаток	$z := 10$
11. Принимаем лопаточный диффузор. Тогда	$\varphi_{2r} := 0.24$
12. Коэффициент закручивания при бесконечном числе лопаток	$\varphi_{2z} = 0.776$
13. Коэффициент циркуляции по формуле Стодолы	$\mu = 0.704$
14. Коэффициент напора	$\psi = 0.466$
15. Принимаем скорость выхода газа из компрессора	$c_к := 25 \frac{м}{с}$

Наименование параметра	Значение
32. Радиус лопатки рабочего колеса	$\rho = 364$ мм
33. Радиус начальной окружности	$R_0 = 268$ мм
34. Углы раскрытия канала на радиусе R1	$\theta_1 = 25.47$ deg
35. Углы раскрытия канала на радиусе R2	$\theta_2 = 21.38$ deg
36. Начальный и диаметр диффузора	$D_3 = 477$ мм
37. Осевая ширина диффузора	$b_3 = 60$ мм
38. Число лопаток диффузора	$z_3 := 10$
39. Радиус кривизны лопаток диффузора	$\rho_д = 773$ мм
40. Радиус начальной окружности	$R_{0д} = 559$ мм
41. Углы раскрытия канала на радиусе R3	$\theta_3 = 25.73$ deg
42. Углы раскрытия канала на радиусе R4	$\theta_4 = 24.46$ deg
43. Коэффициент стеснения при выходе из диффузора	$\tau_4 = 0.967$
44. Скорость воздуха при выходе из диффузора	$c_4 = 41.87 \frac{м}{с}$

Наименование параметра	Значение
Начальное значение переменной u для начала равнопрочного участка	$u_1 = 0.23$
Значение	$k = 0.538$
Константа C0	$C_0 = 0.0114$
Значение переменной u для конца равнопрочного участка	$u_2 = 0.9461$
Радиальные напряжения для конца равнопрочного участка	$\sigma_r = 281\,МПа$
Окружные напряжения для конца радиального участка	$\sigma_t = 316\,МПа$
Значения функций для начала и конца равнопрочного участка	$\Phi_1(u_1) = 0.158$ $\Phi_2(u_1) = 0.272$ $\Phi_1(u_2) = 0.418$ $\Phi_2(u_2) = 0.000116$
Минимальная толщина диска	$h_2 := 4мм$
Радиус, для которого задана минимальная толщина	$R_2 = 217\,мм$
Площадь сечения одной лопатки цилиндрической поверхностью, соосной диску	$F_{2л} = 128\,мм^2$
Число лопаток	$z := 18$
Эквивалентный радиус	$\rho_0 = 1.0017$
Показатель степени	$N = 0.146$
Отношения толщин	$kk := 0.365$

2.2 Расчет вала на кручение

Диаметр выходного конца вала нагнетателя 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

$$\omega = \frac{2\ \pi\ n}{60} = \frac{2 \times 3.14 \times 9315}{60} = 975 \text{ рад/с}$$

Тогда передаваемый момент

$$T_1 = \frac{6500}{975} = 0{,}6667 \text{ кН} \times \text{м} = 666{,}7 \text{ Н}\times\text{м}$$

Соответственно диаметр выходного конца вала

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 666{,}7}{3.14 \times 15 \times 10^6}} = 0{,}0652 \text{ м} = 65{,}2 \text{ мм}$$

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

2.3 Поверочный расчет вала

2.4 Ведущий вал

Суммарная сила, действующая перпендикулярно оси вала

$$F_1 = \sqrt{Ft^2 + Fr^2} = \sqrt{2330^2 + 810^2} = 2470 \text{ Н}$$

Тогда схема к расчету ведущего вала будет выглядеть следующим образом

Согласно этой схеме

$$\begin{cases} R_1 - G_1 - G_2 - G_3 + R_2 = 0 \\ 205G_1 + 290G_3 + (205+185)G_2 - (205+185+230)R_2 = 0 \end{cases}$$

Откуда

$$R_2 = \frac{205 \times 980 + 290 \times 3460 + (205+185) \times 760}{205 + 185 + 230} = 2420 \text{ Н}$$

$$R_1 = 980 + 3460 + 760 - 2420 = 2780 \text{ Н}$$

Моменты в характерных точках

$$M_A = 0 \text{ Нм}$$

$$M_B = 0.230\ R_2 = 0.230 \times 2420 = 557 \text{ Нм}$$

$$M_C = 0.330R_2 - 0{,}100G_2 = 0.330 \times 2420 - 0.100 \times 760 = 722 \text{ Нм}$$

$$M_D = 0.430R_2 - 0.185G_2 - 0.85G_3 =$$

$$= 0.430 \times 2420 - 0.185 \times 760 - 0.85 \times 3460 = -2041 \text{ Нм}$$

Предел выносливости для материала вала

$$\sigma_{-1} = 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \times 820 = 352 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений

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

где [n] = 1,8 – коэффициент запаса прочности; K_σ = 1,7 – эффективный коэффициент концентрации напряжений. Итого

$$[\sigma_и]_{-1} = \frac{352}{1{,}8 \times 1{,}7} = 115 \text{ МПа}$$

Наибольший изгибающий момент

$$M_и = M_B = 119 \text{ Нм}$$

Осевой момент круглого сечения в точке действия $M_и$:

$$W_x = \frac{\pi\ d_1^3}{32} = \frac{3.14 \times 0{,}120^3}{32} = 4{,}21 \times 10^{-6} \text{ м}^3$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_и = \frac{\sqrt{M_и^2 + T^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{119^2 + 116^2}}{4{,}21 \times 10^{-6}} = 39{,}4 \times 10^6 \text{ Па} = 39{,}4 \text{ МПа}$$

Напряжение кручения

Допускаемое напряжение смятия для посадки втулки колеса

$$[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4{,}4\ T_3}{d_2\ l_p\ h} = \frac{4{,}4 \times 337}{0{,}120 \times 0{,}047 \times 0{,}010} = 26{,}3 \times 10^6 \text{ Па} = 26{,}3 \text{ МПа}$$

$$26{,}3 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

2.6 Расчет подшипников

Принимаем подшипники качения. Задачей расчета является определение длины опорной поверхности подшипника. Длина опорной поверхности исходя из условия допустимого удельного давления

$$L = \frac{R}{\pi\ d\ \psi\ [p]}$$

где R – радиальная нагрузка, воспринимаемая подшипником;

ψ – коэффициент соприкосновения опорной поверхности с валом;

[p] – допускаемое давление для материала подшипника, [p] = 3 МПа.

Для левого подшипника, воспринимающего радиальную нагрузку и осевую значения этих величин

$$R = R_1 = 2780 \text{ Н}$$

$$\psi = 0{,}022$$

Соответственно

$$L_1 = \frac{2780}{3.14 \times 0.120 \times 0.022 \times 3 \times 10^6} = 0{,}1117 \text{ м} = 112 \text{ мм}$$

Принимаем L_1 = 115 мм. Для правого подшипника, воспринимающего только радиальную нагрузку

$$R = R_2 = 2420 \text{ Н}$$

$$\psi = 0{,}028$$

Соответственно

$$L_2 = \frac{2420}{3.14 \times 0.120 \times 0.028 \times 3 \times 10^6} = 0{,}0764 \text{ м} = 77 \text{ мм}$$

Принимаем L_2 = 80 мм. Схемы к расчетам подшипников приведены ниже.

2.7 Расчет зубчатой передачи

Для привода маслонасоса используется пара зубчатых шестерен отбора мощности от вала нагнетателя.

Выбор материала. Принимаем термическую обработку зубьев передачи по варианту I. Материал зубчатых колес - сталь 40Х. ТО шестерни улучшение НВ 290, колеса - улучшение НВ 250. Далее индекс 1 относится к шестерне, а индекс 2 – к колесу. Предел текучести материала

$$\sigma_{т1} := 750 МПа$$

$$\sigma_{т2} := 640 МПа$$

Твердость зубчатых колес

$$HB_1 := 290$$

$$HB_2 := 250$$

Допускаемые контактные напряжения

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

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

Допускаемые изгибные напряжения

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

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

Максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{H1max} := 2.8\sigma_{т1} = 2{,}8 \times 750 = 2100 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2max} := 2.8\sigma_{т2} = 2{,}8 \times 640 = 1792 \text{ МПа}$$

Максимальные изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1max} := \left(2.74 \cdot HB_1\right) МПа = 2{,}74 \times 290 = 795 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2max} := \left(2.74 \cdot HB_2\right) МПа = 2{,}74 \times 250 = 685 \text{ МПа}$$

Минимальное значение напряжений

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

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

$$m = \frac{2\ K_m\ T_{FE3}}{d_2\ b_2\ [\sigma]_F} = \frac{2 \times 6.6 \times 1062}{0.347 \times 0.070 \times (258 \times 10^6)^2} = 2.2 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение

$$m = 2.5 \text{ мм}$$

Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_\Sigma = 2a_w/m = 2*225/2.5 = 180$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_\Sigma / (1 + u) = 225 / (1 + 3.4) = 41$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 180 - 41 = 139$$

Определим основные размеры шестерни и колеса. Делительные диаметры

$$d_1 = mz_1 = 2.5*41 = 102.5 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 2.5*139 = 347.5 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = m\ (z_1 + 2) = 2.5 * (41 + 2) = 107.5 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = m\ (z_2 + 2) = 2.5 * (139 + 2) = 352.5 \text{ мм}$$

Диаметры впадин зубьев

$$d_{f1} = m\ (z_1 - 2{,}5) = 2.5 * (41 - 2{,}5) = 96.25 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = m\ (z_2 - 2{,}5) = 2.5 * (139 - 2{,}5) = 341.25 \text{ мм}$$

Окружная скорость колес и степень точности передачи

$$v = \omega_2\ d_1 / 2 = 975 * 0{,}1025 / 2 = 50 \text{ м/с}.$$

При такой скорости следует принять 6-ю степень точности.