

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ДЕТАЛИ МАШИН

Задание

1. Построить пространственную модель редуктора в системе Autodesk Inventor по чертежам общего вида, представленным на рис. 1 и 2.

Размеры валов, межосевые расстояния и делительные диаметры зубчатых колес представлены в отдельных файлах.

Недостающие размеры вычисляются через масштабный коэффициент. Линейкой измеряется не достающий размер и умножается на масштабный коэффициент. Единица измерения всех размеров — мм. При этом масштаб изображения на экране монитора не должен меняться.

Масштабный коэффициент равен отношению размера, указанного на чертеже, к тому же размеру в мм, измеренному линейкой.

Размеры крышек подшипников, подшипники, лаптерные кольца, болтовые соединения, толщина стенок корпуса и т.д. принимаются согласно стандартам или из справочников.

2. Определить число зубьев колес. Вычислить передаточное отношение редуктора и каждой его ступени.
3. Построить зубчатое зацепление двухступенчатого цилиндрического редуктора. Провести расчет на прочность каждой ступени редуктора. Определить максимальные крутящие моменты на промежуточном и тихоходном валах редуктора, удовлетворяющих условиям прочности.

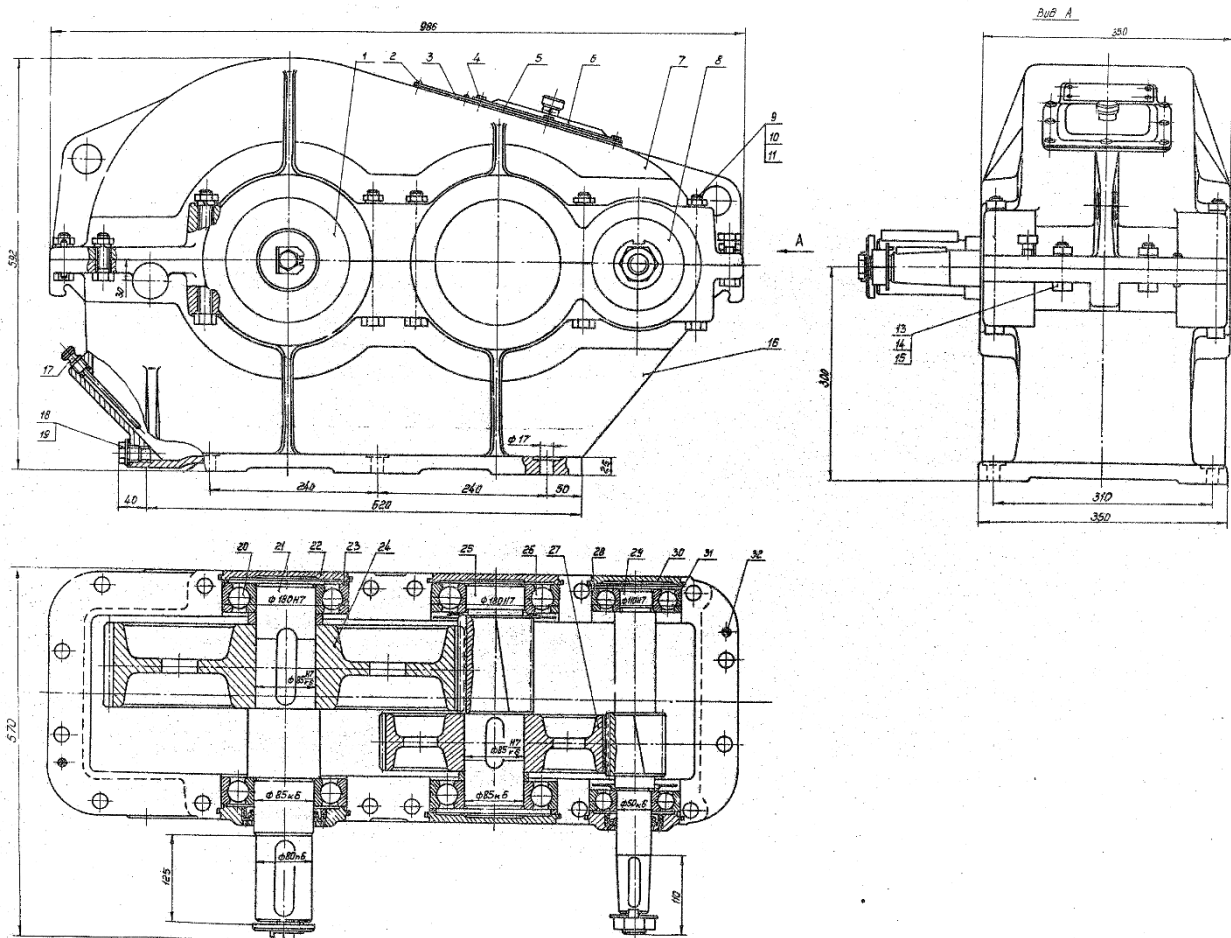


Рис. 1. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

- ✓ 1. В системе Autodesk Inventor построить валы по размерам, указанным в специальных файлах. Диаметры шестерен принять чуть больше диаметров вершин зубьев шестерни.
- ✓ 2. Суммарное число зубьев зубчатой передачи при внешнем зацеплении равно:

$$z_{1\Sigma} = z_2 + z_1 = \frac{2a}{m_n} \cdot \cos \beta, \quad \begin{array}{l} \text{тихоходный}=231 \\ \text{быстроходный}=193 \end{array} \quad (1)$$

где z_1 и z_2 — число зубьев соответственно шестерни и зубчатого колеса, a — межосевое расстояние (мм), m_n — нормальный модуль, β — угол наклона зуба.

Принять угол наклона зуба $\beta = 15^\circ$. Минимальное значение числа зубьев шестерни принять равным: $z_1 = 17$. Модуль принимается согласно следующему ряду, указанному в таблице 1.

Таблица 1

Модули m зубчатого колеса
0.1, 0.12, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.8, 1.0, 1.25, 1.6, 2.0, 2.5, 3.15, 4.0, 5.0, 6.3, 8.0, 10, 12.5, 16, 20, 25

Делительный диаметр определяется по формуле:

$$d_i = \frac{z_i \times m_n}{\cos \beta}. \quad (2)$$

Согласно заданным исходным данным из выражения (2) можно определить число зубьев колеса:

$$z_i = \frac{d_i \times \cos \beta}{m_n}. \quad (3)$$

Значения модулей принять согласно таблице 2.

Таблица 2

Значения модулей (мм) к рис. 1						
Варианты	1	2	3	4	5	6
1 ступень	2	2.5	3.15	4	5	6.3
2 ступень	2.5	3.15	4	5	6.3	8
Значения модулей (мм) к рис. 2						
1 ступень	4	5	6.3	8	10	12.5
2 ступень	5	6.3	8	10	12.5	16

- ✓ 3. Вычислить передаточные отношения быстроходной и тихоходной ступеней редуктора по формулам:

$$u_B = z_2/z_1, \quad 153/40 = 3,825 \quad (4)$$

$$u_T = z_4/z_3, \quad 193/38 = 5,079 \quad (5)$$

- ✓ 4. Установить валы редуктора в одной горизонтальной плоскости и выровнять участки, на которых будут размещены зубчатые колеса. Построить зубчатое зацепление на всех валах редуктора,

используя исходные и расчетные данные: межосевые расстояния, число зубьев колес и передаточные функции каждой ступени.

Замечание. Межосевые расстояния в процессе проектирования не должны измениться, т.е. остаться постоянными и равными исходным значениям.

- ✓ 5. Провести проверочный расчет зубчатого зацепления и установить максимальный крутящий момент на выходном валу ступени редуктора, который удовлетворяет условию прочности.

Примечание 1. Улучшенные зубчатые колеса изготавливают из качественных углеродистых сталей 35, 40, 45, 50, 50Г и легированных сталей 35Х, 40Х 40ХН и др.

Примечание 2. Для всех вариантов задания зубчатые колеса выполнены из стали 50.

Примечание 3. Валы изготавливают из углеродистых и легированных конструкционных сталей: Ст3, Ст4, Ст5, 25, 30, 35, 40 и 45. Валы, к которым предъявляют повышенные требования к несущей способности и долговечности, выполняют из среднеуглеродистых или легированных сталей с улучшением: 35, 40, 40Х, 40НХ и др.

Примечание 4. Для всех валов принять сталь 45. $T_2 = 45,044 \text{ Н*м}$

Примечание 5. Вал-шестерня выполняется из стали 45. $T_1 = 2,31 \text{ Н*м}$

Примечание 6. При проведении прочностного расчета зубчатого зацепления следует учитывать, что в зацеплении зубчатое колесо и шестерня выполнены из разных материалов.

- ✓ 6. Рассчитать силы, действующие в зацеплении каждой ступени редуктора.

На рис. 3 представлены векторы сил, действующих в зацеплении прямозубой зубчатой передачи (рис. 3, а), конической передачи (рис. 3, б) и косозубой цилиндрической передачи (рис. 3, в). Для косозубой цилиндрической передачи силы, действующие в зацеплении, определяются по формулам:

$$\begin{aligned} & \text{1 - входной (быстр.)} & F_{t1} &= (2 \cdot 2,31) / (80 \cdot 10^{-3}) = 57,75 \text{ Н} \\ & \text{2 - выходной (тих.)} & F_{t2} &= (2 \cdot 45,044) / (498 \cdot 10^{-3}) = 180,89 \text{ Н} \\ & \text{п1 - промеж. входной} & F_{tn1} &= (2 \cdot 2,31) / (100 \cdot 10^{-3}) = 46,2 \text{ Н} \\ & \text{п2 - промеж. выходной} & F_{tn2} &= (2 \cdot 45,044) / (318 \cdot 10^{-3}) = 283,3 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$F_t = 2T_1 / d_{w1} \quad (6)$$

где T_1 — крутящий момент на входном валу, d_{w1} — делительный диаметр шестерни.

$$\begin{aligned} & \text{➤ Радиальная сила — } F_r \\ & F_r = F_t \tan \alpha_{wt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{r1} &= 57,75 \cdot \tan(20^\circ) = 21,02 \text{ Н} \\ F_{r2} &= 180,89 \cdot \tan(20^\circ) = 65,84 \text{ Н} \\ F_{rn1} &= 46,2 \cdot \tan(20^\circ) = 16,82 \text{ Н} \\ F_{rn2} &= 283,3 \cdot \tan(20^\circ) = 103,11 \text{ Н} \end{aligned} \quad (7)$$

где F_t — окружная сила, α_{wt} — угол наклона линии зацепления, который приблизительно равен 20° .

$$\begin{aligned} & \text{➤ Осевая сила — } F_a \\ & F_a = F_t \tan \beta \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{a1} &= 57,75 \cdot \tan(15^\circ) = 15,5 \text{ Н} \\ F_{a2} &= 180,89 \cdot \tan(15^\circ) = 48,47 \text{ Н} \\ F_{an1} &= 46,2 \cdot \tan(15^\circ) = 12,4 \text{ Н} \\ F_{an2} &= 283,3 \cdot \tan(15^\circ) = 75,91 \text{ Н} \end{aligned} \quad (8)$$

где F_t — окружная сила, β — угол наклона зуба (по заданию $\beta = 15^\circ$).

Примечание 1. На промежуточном валу будут действовать шесть сил по три силы в каждом зацеплении.

Примечание 2. Окружная сила, действующий на зубчатое колесо промежуточного вала, не равна окружной силе, действующей на шестерню, находящуюся в зацеплении с колесом тихоходного вала.

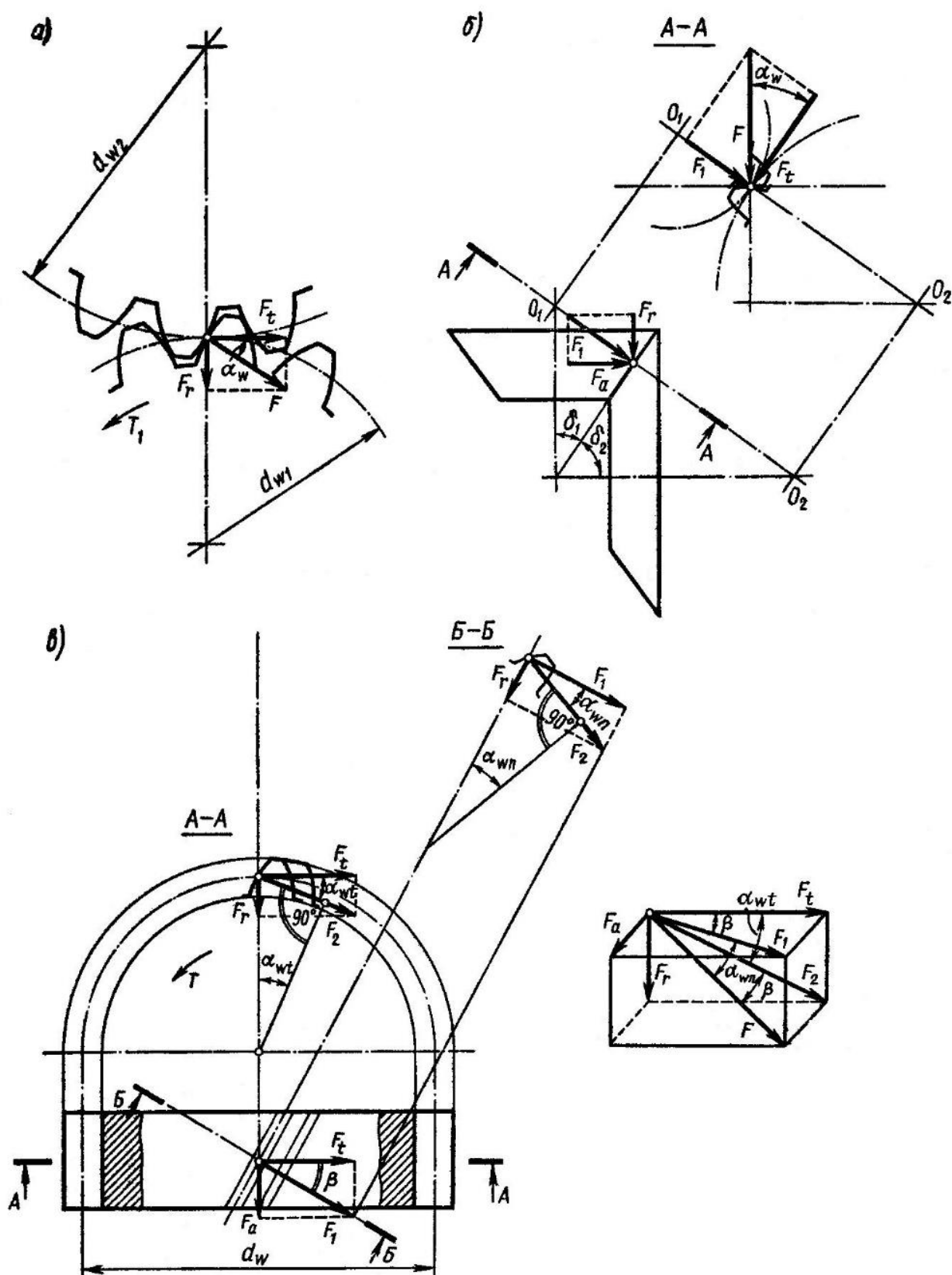


Рис. 3. Схемы сил, действующих в зацеплении зубчатых передач

7. Подобрать по ГОСТ и установить подшипники на валы. Провести проверочный расчет подшипников.
8. Откорректировать длины участков валов согласно установленным на них деталям.
9. Провести проверочный расчет всех валов редуктора.

10. Построить корпус и крышку редуктора.
11. Построить межудерживающие кольца подшипников.
12. Построить крышки подшипников.
13. Провести сборку редуктора.
14. Провести проектировочные расчеты болтовых соединений корпуса редуктора и крышек подшипников.
15. Построить чертежи общего вида редуктора, валов, крышек подшипников и зубчатых колес.