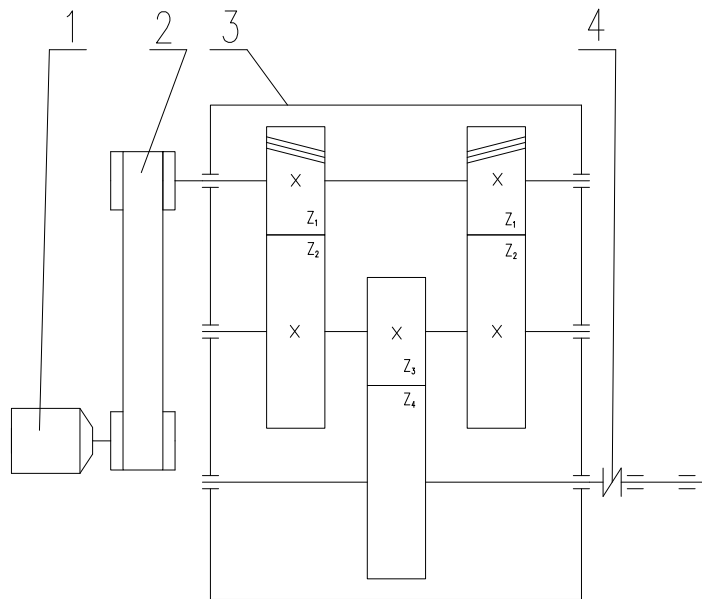


## Задание на курсовое проектирование



- 1 – электродвигатель
- 2 – ременная передача
- 3 – редуктор
- 4 – муфта

Спроектировать двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной первой ступенью

Исходные данные:

Снимаемая мощность  $N = 2,3$  кВт,

Частота вращения  $n=68$  об/мин,

Срок службы привода  $t = 16000$  ч,

Коэффициент перегрузки  $K_n=1,6$ ,

Тип ременной передачи – клиноременная.

## Содержание

Введение.....	4
1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.....	5
2 Расчет ременной передачи .....	7
3 Расчет зубчатых колес редуктора.....	10
4 Предварительный расчет валов редуктора.....	21
5 Конструктивные размеры шестерен и колес.....	22
6 Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	24
7 Компоновка редуктора .....	25
8 Проверка долговечности подшипников.....	27
9 Проверка прочности шпоночных соединений .....	34
10 Проверочный расчет валов.....	36
11 Посадки основных деталей редуктора .....	40
12 Вычерчивание редуктора .....	41
13 Выбор сорта масла .....	42
Заключение .....	44
Список использованных источников .....	45

## Введение

Создание машин, отвечающих потребностям народного хозяйства, должно предусматривать их наибольший экономический эффект и высокие технико-экономические и эксплуатационные показатели.

Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надежность, технологичность, ремонтпригодность, минимальные габариты и масса, удобство эксплуатации, экономичность, техническая эстетика. Все эти требования учитывают в процессе проектирования и конструирования.

Цель данного курсового проекта:

- систематизировать, закрепить и расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки учащихся
- ознакомить учащихся с конструкциями типовых деталей и узлов, привить навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач, умения рассчитать и сконструировать механизмы и детали общего назначения на основе полученных знаний по всем предшествующим общеобразовательным и общетехническим дисциплинам
- помочь овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования и конструирования;
- научить защищать самостоятельно принятое техническое решение.

## 1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

### 1.1 Выбор электродвигателя

Для привода применяем асинхронный электродвигатель. Эти двигатели выбирают в зависимости от требуемой мощности  $N_{вх}$  и частоты вращения  $n_{вх}$  на входе привода.

Выбираем значение КПД для каждой ступени двигателя и пары подшипников [1]:

$\eta_1=0,95$  – КПД ременной передачи;

$\eta_2=0,97$  – КПД зубчатой передачи;

$\eta_3=0,99$  – КПД пары подшипников качения;

$\eta_4=0,98$  – КПД муфты

Определяем общий КПД привода

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3^3 \cdot \eta_4 = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 = 0,85$$

Определяем требуемую мощность электродвигателя

$$N_{вх} = N_{вых} / \eta = 2,3 / 0,85 = 2,71 \text{ кВт}$$

Задаемся предварительными значениями передаточных чисел каждой отдельно взятой ступени передачи, ориентируясь на двигатель 4AM100S4Y3 с частотой вращения 1435 об/мин мощностью 3 кВт (ГОСТ 19523-81).

$u_1=3,15$  – передаточное число быстроходной ступени редуктора;

$u_2=3,15$  – передаточное число тихоходной ступени редуктора.

Общее передаточное число привода

$$u = n_{дв} / n_{вых} = 1435 / 68 = 21,1$$

Передаточное отношение ременной передачи

$$u_p = u / (u_1 \cdot u_2) = 21,1 / (3,15 \cdot 3,15) = 2,13$$

## 1.2 Кинематический и силовой расчет передачи

Определяем значения мощности  $N$ , вращающего момента  $T$ , угловой скорости  $\omega$  и частоты вращения  $n$  на каждом валу передачи:

а) значения угловых скоростей валов:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1435}{30} = 150,2 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} / u_p = 150,2 / 2,13 = 70,5 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u_1 = 70,5 / 3,15 = 22,4 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_2 = 22,4 / 3,15 = 7,1 \text{ с}^{-1}$$

б) значения частот вращения валов:

$$n_{\text{дв}} = 1435 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_{\text{дв}} / u_p = 1435 / 2,13 = 673,7 \text{ об/мин}$$

$$n_2 = n_1 / u_1 = 673,7 / 3,15 = 213,9 \text{ об/мин}$$

$$n_3 = n_2 / u_2 = 213,9 / 3,15 = 67,9 \text{ об/мин}$$

в) значения вращающих моментов на валах:

$$T_{\text{дв}} = N_{\text{вх}} / \omega_{\text{дв}} = 2,71 \cdot 10^3 / 150,2 = 18 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 \cdot u_p = 18 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 2,13 = 36,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot u_1 = 36,1 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 3,15 = 108,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot u_2 = 108,2 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 3,15 = 327,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

г) значения мощности для каждого вала

$$N_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 36,1 \cdot 70,5 = 2545 \text{ Вт}$$

$$N_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 108,2 \cdot 22,4 = 2423 \text{ Вт}$$

$$N_3 = T_3 \cdot \omega_3 = 327,1 \cdot 7,1 = 2322 \text{ Вт}$$

## 2 Расчет ременной передачи

Угловая скорость ведущего вала  $\omega_{дв}=70,5 \text{ с}^{-1}$

Вращающий момент на валу двигателя  $T_{дв}=18 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Выбираем сечение клинового ремня по номограмме [2, с.134].

При передаваемой мощности 2,71 кВт и частоте вращения малого шкива 1435 об/мин принимаем ремень сечения А.

Выбираем диаметр ведущего шкива  $d_1$

$$d_1 = (3...4) \cdot \sqrt[3]{T_{дв}} = (3...4) \cdot \sqrt[3]{18 \cdot 10^3} = 78...105 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение  $d_1=80 \text{ мм}$  [2, с.120].

Диаметр ведомого шкива

$$d_2 = u_p \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 2,13 \cdot 80 \cdot (1 - 0,01) = 168,7 \text{ мм}$$

где  $\varepsilon = 0,01$  - относительное скольжение.

Принимаем стандартное значение  $d_2=160 \text{ мм}$

Уточняем передаточное отношение

$$u_p = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{160}{80 \cdot (1 - 0,01)} = 2,02$$

расхождение с заданным

$$\Delta u_p = (2,13 - 2,02) \cdot 100 / 2,13 = 2,2 \%$$

(при допуске до 3%).

Межосевое расстояние  $a$  выбираем в интервале

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0 = 0,55 \cdot (80 + 160) + 8 = 140 \text{ мм}$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2 = 80 + 160 = 240 \text{ мм}$$

где  $T_0=8 \text{ мм}$  – высота сечения ремня [2, с.131]

Принимаем  $a=200 \text{ мм}$ .

Расчетная длина ремня определяется по формуле

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$= 2 \cdot 200 + 3,14 \cdot (80 + 160) / 2 + (160 - 80)^2 / 4 \cdot 200 = 785 \text{ мм}$$

Ближайшая по стандарту длина  $L = 800$  мм.

Межосевое расстояние с учетом стандартной длины ремня

$$a = 0,25 \cdot (L - \omega + \sqrt{(L - \omega)^2 - 2y})$$

где  $\omega = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (80 + 160) = 376,8$  мм

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (160 - 80)^2 = 6400 \text{ мм}^2$$

Таким образом

$$a = 0,25 \cdot (800 - 376,8 + \sqrt{(800 - 376,8)^2 - 2 \cdot 6400}) = 208 \text{ мм}$$

Предусматриваемое при монтаже уменьшение межосевого расстояния для облегчения надевания ремня  $\Delta a = 0,01 \cdot L = 0,01 \cdot 208 = 2$  мм;

и увеличение межосевого расстояния для натяжения ремня

$$\Delta a = 0,025 \cdot 208 = 5 \text{ мм}$$

Угол обхвата меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \frac{160 - 80}{208} = 158^\circ$$

Число ремней в передаче определим по формуле

$$z = P \cdot C_p / P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z$$

где  $P_0 = 0,84$  кВт – мощность, передаваемая одним ремнем [3, с.86];

$C_p$  – коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации привода, для двухсменного режима работы  $C_p = 1,1$  [2, с.136];

$C_L = 0,85$  – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня [2, с.135];

$C_\alpha = 0,95$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата [2, с.135];

$C_z$  – коэффициент, учитывающий влияние числа ремней в передаче, предполагая, что число ремней будет 4...6 принимаем  $C_z = 0,9$ .

Тогда

$$z = 2,71 \cdot 1,1 / 0,84 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,9 = 4,9$$

Примем  $z = 5$ .

Натяжение ветви

$$F = \frac{850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta \cdot v^2$$

где  $v$  - окружная скорость  $v = 0,5 \cdot \omega_{дв} \cdot d_1 = 0,5 \cdot 150,2 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 6,6$  м/с;

$\theta$  - коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, для ремня сечения А  $\theta = 0,1$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup> [2, с.136]

Тогда

$$F = \frac{850 \cdot 2,71 \cdot 1,1 \cdot 0,85}{5 \cdot 6,6 \cdot 0,95} + 0,1 \cdot 6,6^2 = 51 \text{ Н}$$

Усилие на валы

$$F_B = 2 \cdot F \cdot z \cdot \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 51 \cdot 5 \cdot \sin(158/2) = 500 \text{ Н}$$

Ширина шкивов

$$B_{ш} = (z-1) \cdot e + 2 \cdot f = (5-1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 80 \text{ мм}$$

где  $e$  и  $f$  – параметры канавки шкивов [2, с.138].



### 3 Расчет зубчатых колес редуктора

#### 3.1 Выбор материалов зубчатых колес

Желая получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, принимаем для изготовления шестерен колес редуктора легированную сталь 40Х.

По [2] назначаем:

для колес – термообработка – улучшение, твердость 240 НВ,  $\sigma_b=850$  МПа,  $\sigma_r=550$  МПа;

для шестерен – термообработка – улучшение, твердость 270 НВ,  $\sigma_b=950$  МПа,  $\sigma_r=700$  МПа.

При этом обеспечивается приработка зубьев обеих ступеней, так как выполняется условие

$$HB_1 \geq HB_2 + (10 \dots 15)$$

$$HB_1 = 270 > HB_2 = 240 + 15$$

#### 3.2 Допускаемые контактные напряжения

Определяем допустимые контактные напряжения по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim b} \cdot K_{HL}}{S_H}$$

Определим базовый предел контактной выносливости поверхности зубьев

$$\sigma_{Hlim b} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{Hlim b} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа.}$$

Согласно рекомендации [2], при однородной по объему структуре материала коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$ .

Определяем коэффициент долговечности  $K_{HL}$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}} \geq 1, \quad \text{но} \leq 2,6$$

где  $N_H$  – расчетное число циклов нагружения, определяем для каждого колеса

$$N_{H1} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 673,7 \cdot 1 \cdot 16000 = 647 \cdot 10^6$$

$$N_{H2} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 213,9 \cdot 1 \cdot 16000 = 205 \cdot 10^6$$

$$N_{H3} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 213,9 \cdot 1 \cdot 16000 = 205 \cdot 10^6$$

$$N_{H4} = 60 \cdot n \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 67,9 \cdot 1 \cdot 16000 = 65 \cdot 10^6$$

где  $t_{\Sigma} = 16000$  ч – срок службы привода.

По табл.3.3 [3] базовое число циклов нагружения

для колес твердостью 240 HB  $N_{HO} = 16 \cdot 10^6$ ,

для шестерен твердостью 270 HB  $N_{HO} = 18,5 \cdot 10^6$ .

Сравнивая значения  $N_H$  и  $N_{HO}$  отмечаем, что для всех колес  $N_H > N_{HO}$ , следовательно  $K_{HL} = 1$ .

Определяем допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса быстроходной ступени

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{610 \cdot 1}{1,1} = 554,5 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{550 \cdot 1}{1,1} = 500 \text{ МПа}$$

Расчетное допускаемое контактное напряжение для косозубой быстроходной ступени

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{500 + 554,5}{2} = 527,3 \text{ МПа}$$

Так как  $527,3 < 1,23 \cdot 500 = 615$ , то за расчетное допускаемое контактное напряжение для быстроходной ступени принимаем  $[\sigma_H] = 527,3$  МПа.

Для тихоходной прямозубой ступени расчетное допускаемое контактное напряжение определим по материалу колеса, как более слабому звену

$$[\sigma_H] = 500 \text{ МПа}$$

### 3.3 Допускаемые напряжения изгиба

Определяем допускаемые напряжения изгиба по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot K_{FC} \cdot K_{FE}}{S_F}$$

Для стали 40Х базовый предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба

$$\sigma_{Flimb} = 260 + HB$$

Для колес обеих ступеней

$$\sigma_{Flimb} = 260 + 240 = 500 \text{ МПа}$$

Для шестерен обеих ступеней

$$\sigma_{Flimb} = 260 + 270 = 530 \text{ МПа}$$

Принимаем коэффициент безопасности  $K_{FE} = 1,75$

Примем, что передача нереверсивная  $K_{FC} = 1,0$

Расчетное число циклов нагружения при расчете на изгиб равно числу циклов, вычисленных ранее при определении допускаемых контактных напряжений. Так как во всех случаях расчетное число циклов нагружения больше базового

$$N_{FE} > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$$

принимаем

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} = 1$$

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерен обеих ступеней  $[\sigma_F] = 530 / 1,75 = 302,9 \text{ МПа}$

для колес обеих ступеней  $[\sigma_F] = 500 / 1,75 = 285,7 \text{ МПа}$

### 3.3 Проектный расчет цилиндрической передачи

Коэффициент ширины венцов по межосевому расстоянию для быстроходной ступени  $\psi_{ba} = 0,15$  (представляет собой раздвоенный шеврон) и

для тихоходной ступени  $\psi_{ba} = 0,4$  (так сделано потому, что тихоходная ступень более нагружена).

### 3.3.1 Расчет тихоходной ступени

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев

$$a_2 = Ka(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \Psi_{ba}}}$$

Определяем предварительные значения коэффициентов, входящих в эту формулу. Для стальных прямозубых колес  $Ka=49,5$  МПа. Для прирабатывающихся зубьев  $K_{H\beta}=1$ .

Таким образом

$$a_2 = 49,5 \cdot (3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{327,1 \cdot 10^3 \cdot 1}{3,15^2 \cdot 500^2 \cdot 0,4}} = 141,9 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного значения. Принимаем  $a=140$  мм.

Определяем ширину венца колеса

$$b = \Psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм}$$

Ширина венца шестерни  $b_3 = b_4 + (2 \dots 4)$ . Принимаем  $b_3 = 60$  мм.

Из условия сопротивления зуба изгибной усталости определяем предварительное значение модуля передачи

$$m \geq \frac{5 \cdot Ft}{b \cdot [\sigma_F]} = \frac{5 \cdot 3078}{56 \cdot 285,7} = 0,96 \text{ мм}$$

где  $Ft$  – окружная сила

$$Ft = \frac{T_3 \cdot (u_2 + 1)}{a_2 \cdot u_2} = \frac{327,1 \cdot 10^3 \cdot (3,15 + 1)}{140 \cdot 3,15} = 3078 \text{ Н}$$

$[\sigma_F] = 285,7$  МПа – допускаемое напряжение изгиба.

По рекомендации [2] принимаем стандартное значение  $m = 1$  мм.

Определяем числа зубьев шестерни и колеса

Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = 2 \cdot a_2 / m = 2 \cdot 140 / 1 = 280$$

Число зубьев колеса

$$z_3 = \frac{z_{\Sigma}}{u_2 + 1} = \frac{280}{3,15 + 1} = 67,4$$

Принимаем  $z_3 = 67$ . Тогда  $z_4 = z_{\Sigma} - z_3 = 280 - 67 = 213$ .

Фактическое значение передаточного числа второй ступени

$$u_2 = z_4 / z_3 = 213 / 67 = 3,18$$

Отклонение от заданного составляет 0,1 %, что допустимо.

Определяем делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_3 = m \cdot z_3 = 1 \cdot 67 = 67 \text{ мм,}$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 1 \cdot 213 = 213 \text{ мм.}$$

проверка

$$(d_3 + d_4) / 2 = a_2 = (67 + 213) / 2 = 140 \text{ мм}$$

Выполняем проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям.

Для прямозубой передачи должно выполняться условие [3]

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u + 1)}{d_4 \cdot b_4}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H]$$

где  $K = 436$  – вспомогательный коэффициент [3]

$F_t$  – окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_4} = \frac{2 \cdot 327,1 \cdot 10^3}{213} = 3071 \text{ Н}$$

где  $K_{HV} = 1,05$  – коэффициент динамической нагрузки, выбирается в зависимости от окружной скорости, степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Окружная скорость быстроходной ступени равна (для предварительного расчета принимаем  $d_1 = d_3$ )

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 673,7 \cdot 67}{60 \cdot 10^3} = 2,3 \text{ м/с}$$

по данной скорости назначаем 8-ю степень точности.

Окружная скорость тихоходной ступени равна

$$V = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 213,9 \cdot 67}{60 \cdot 10^3} = 0,8 \text{ м/с}$$

Таким образом

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{d_4 \cdot b_4}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 436 \cdot \sqrt{\frac{3071 \cdot (3,18+1)}{213 \cdot 56}} \cdot 1 \cdot 1,05 = 463 < [\sigma_H] = 500 \text{ МПа}$$

Недогрузка составляет 7 %, что допустимо.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F]$$

где  $Y_{F3}=3,61$  ,  $Y_{F4}=3,6$  – коэффициенты формы зуба [2, с. 42].

Определяем удельную силу по формуле

$$W_{Ft}=F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}/b_4=3071 \cdot 1 \cdot 1,25/60=64 \text{ Н/мм}$$

где  $K_{F\beta}=1,0$  – для прирабатывающихся зубьев

$K_{FV}=1,25$  – определяется по табл. 4.7 [2]

Расчет зубьев на прочность выполняем для колеса, так как

$$[\sigma_{F3}]/Y_{F3} > [\sigma_{F4}]/Y_{F4}$$

$$302,9/3,61=83,9 > 285,7/3,6=79,4$$

Тогда

$$\sigma_F = 3,6 \cdot \frac{64}{1} = 230 < [\sigma_F] = 285,7$$

что допустимо.

Определяем диаметры:

окружностей вершин зубьев

$$d_{a3}=d_3+2m=67+2 \cdot 1=69 \text{ мм}$$

$$d_{a4}=d_4+2m=213+2 \cdot 1=215 \text{ мм}$$

окружностей впадин зубьев

$$d_{f3}=d_3-2,5m=67-2,5 \cdot 1=64,5 \text{ мм}$$

$$d_{f4}=d_4-2,5m=213-2,5 \cdot 1=210,5 \text{ мм}$$

Определяем силы, действующие на валы зубчатых колес  
окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_4} = \frac{2 \cdot 327,1 \cdot 10^3}{213} = 3071 \text{ Н}$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3071 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1118 \text{ Н}$$

где  $\alpha = 20^\circ$  - угол зацепления.

### 3.3.2 Расчет быстроходной ступени

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев

$$a = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \Psi_{ba}}}$$

Определяем предварительные значения коэффициентов, входящих в эту формулу. Для стальных косозубых колес  $K_a = 43$  МПа. Для прирабатывающихся зубьев  $K_{H\beta} = 1$ .

Таким образом

$$a = 43 \cdot (3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{108,2 \cdot 10^3 \cdot 1}{3,15^2 \cdot 527,3^2 \cdot 0,16}} = 111,7 \text{ мм}$$

Полученное значение округляем стандартного значения. Принимаем  $a = 125$  мм.

Определяем ширину венца колеса

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a = 0,16 \cdot 125 = 20 \text{ мм}$$

Ширина венца шестерни  $b_1 = b_2 + (2 \dots 4)$ .

Принимаем  $b_1 = 24$  мм.

Из условия сопротивления зуба изгибной усталости определяем предварительное значение модуля передачи

$$m \geq \frac{5 \cdot F_t}{b \cdot [\sigma_F]} = \frac{5 \cdot 1140}{20 \cdot 285,7} = 0,998 \text{ мм}$$

где  $F_t$  – окружная сила

$$F_t = \frac{0,5 \cdot T_2 \cdot (u_1 + 1)}{a_1 \cdot u_1} = \frac{108,2 \cdot 10^3 \cdot (3,15 + 1)}{125 \cdot 3,15} = 1140 \text{ Н}$$

$[\sigma_F] = 285,7 \text{ МПа}$  – допускаемое напряжение изгиба.

По рекомендации [2] принимаем стандартное значение  $m = 1 \text{ мм}$ .

Определяем минимальный угол наклона зубьев

$$\beta_{\min} = \arcsin(3,5 \cdot m / b_2) = \arcsin(3,5 \cdot 1 / 20) = 4^\circ$$

Рекомендуемые значения  $\beta_{\min} = 8 \dots 16^\circ$ . Принимаем  $\beta = 8^\circ$ .

Определяем числа зубьев шестерни и колеса

Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = 2 \cdot a_1 \cdot \cos \beta / m = 2 \cdot 125 \cdot \cos 8^\circ / 1 = 247,5$$

Принимаем  $z_\Sigma = 247$ .

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u_1 + 1} = \frac{247}{3,15 + 1} = 59,5$$

Принимаем  $z_1 = 60$ . Тогда  $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 247 - 60 = 187$ .

Фактическое значение передаточного числа второй ступени

$$u_1 = z_2 / z_1 = 187 / 60 = 3,12$$

Отклонение от заданного составляет 1 %, что допустимо.

Уточняем значение угла подъема зубьев

$$\beta = \arccos(z_\Sigma \cdot m / 2a_1) = \arccos(247 \cdot 1 / 2 \cdot 125) = \arccos 0,988 = 8^\circ 53' 06''$$

Определяем делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta = 1 \cdot 60 / 0,988 = 60,73 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta = 1 \cdot 187 / 0,988 = 189,27 \text{ мм}.$$

проверка

$$(d_1 + d_2) / 2 = a_1 = (60,73 + 189,27) / 2 = 125 \text{ мм}$$

Выполняем проверочный расчет на усталость по контактным напряжениям.

Для косозубой передачи должно выполняться условие [3]

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u + 1)}{d_2 \cdot b_2}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H]$$



где  $K=436$  – вспомогательный коэффициент [3]

$K_{HV}=1,01$  – коэффициент динамической нагрузки, выбирается в зависимости от окружной скорости, степени точности и твердости рабочих поверхностей зубьев.

Окружная скорость быстроходной ступени равна

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 673,7 \cdot 60,73}{60 \cdot 10^3} = 2,1 \text{ м/с}$$

Таким образом

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{1140 \cdot (3,12 + 1)}{189,27 \cdot 20}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,01 = 488 < [\sigma_H] = 527,3$$

что допустимо.

Проверочный расчет по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F]$$

где  $Y_{F1}=3,62$ ,  $Y_{F2}=3,6$  – коэффициенты формы зуба [2, с.42].

Определяем удельную силу по формуле

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} / b_2 = 1140 \cdot 1 \cdot 1,03 / 20 = 58,7 \text{ Н/мм}$$

где  $K_{F\beta}=1,0$  – для прирабатывающихся зубьев

$K_{FV}=1,03$  – определяется по табл. 4.7 [2]

Расчет зубьев на прочность выполняем для колеса, так как

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} > [\sigma_{F2}] / Y_{F2}$$

$$302,9 / 3,62 = 83,7 > 285,7 / 3,6 = 79,4$$

Тогда

$$\sigma_F = 3,6 \cdot \frac{58,7}{1} = 211 < [\sigma_F] = 285,7$$

что допустимо.

Определяем диаметры:

окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 60,73 + 2 \cdot 1 = 62,73 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 189,27 + 2 \cdot 1 = 191,27 \text{ мм}$$

окружностей впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 60,73 - 2,5 \cdot 1 = 58,23 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 189,27 - 2,5 \cdot 1 = 186,77 \text{ мм}$$

Определяем силы, действующие на валы зубчатых колес

окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 108,2 \cdot 10^3}{189,27} = 572 \text{ Н}$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 572 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 208 \text{ Н}$$

осевая сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 572 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ 53' 06'' = 89 \text{ Н}$$

### 3.3.3 Уточненные значения кинематических и силовых параметров

а) значения угловых скоростей валов:

$$\omega_2 = \omega_1 / u_1 = 70,5 / 3,12 = 22,60 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_2 = 22,60 / 3,18 = 7,11 \text{ с}^{-1}$$

б) значения частот вращения валов:

$$n_2 = n_1 / u_1 = 673,7 / 3,12 = 215,9 \text{ об/мин}$$

$$n_3 = n_2 / u_2 = 215,9 / 3,18 = 67,9 \text{ об/мин}$$

в) значения вращающих моментов на валах:

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2 \cdot u_1 = 36,1 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 3,12 = 107,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot u_2 = 107,1 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 3,18 = 327,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

г) окружные силы

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_4} = \frac{2 \cdot 327 \cdot 10^3}{213} = 3070 \text{ Н}$$

$$F_{t1} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{107,1 \cdot 10^3}{189,27} = 566 \text{ Н}$$

д) радиальные силы

$$F_{r2}=F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3070 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 1117 \text{ Н}$$

$$F_{r1}=F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 566 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 206 \text{ Н}$$

е) осевые силы

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 566 \cdot \operatorname{tg} 8^{\circ} 53' 06'' = 88 \text{ Н}$$

### 3.3.4 Параметры обеих ступеней редуктора

Таблица 1 – Параметры ступеней редуктора

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение параметра, его численное значение	
	Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
1. Момент на ведомом валу, Н·м	T <sub>3</sub> =327	
2. Момент на промежуточном валу, Н·м	T <sub>2</sub> =107,1	
3. Момент на ведущем валу, Н·м	T <sub>1</sub> =36,1	
4. Частота вращения вала, об/мин		
ведомого	n <sub>3</sub> =67,9	
промежуточного	n <sub>2</sub> =215,9	
ведущего	n <sub>1</sub> =673,7	
5. Передаточное число	u <sub>1</sub> =3,12	u <sub>2</sub> =3,18
6. Модуль зацепления	m=1	m=1
7. Угол наклона зубьев, °	-	β=8°53'06"
8. Делительный диаметр, мм		
шестерни	d <sub>1</sub> =60,73	d <sub>3</sub> =67
колеса	d <sub>2</sub> =189,27	d <sub>4</sub> =213
9. Материал колес	Сталь 40X	
10. Межосевое расстояние	a <sub>1</sub> =125	a <sub>2</sub> =140
11. Диаметры окружностей впадин, мм		
шестерни	d <sub>f1</sub> =58,23	d <sub>f3</sub> =64,5
колеса	d <sub>f2</sub> =186,77	d <sub>f4</sub> =210,5
12. Диаметры окружностей вершин, мм		
шестерни	d <sub>a1</sub> =62,73	d <sub>a3</sub> =69
колеса	d <sub>a2</sub> =191,27	d <sub>a4</sub> =215
13. Силы, действующие в зацеплении, Н		
окружная	F <sub>t1</sub> =566	F <sub>t2</sub> =3070
радиальная	F <sub>r1</sub> =206	F <sub>r2</sub> =1117
осевая	F <sub>a1</sub> =88	-

#### 4 Предварительный расчет валов редуктора

В качестве материала валов принимаем сталь 45, термообработка – улучшение.

Расчет выполняем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов:

ведущего  $T_1=36,1 \cdot 10^3$  Н·мм;

промежуточного  $T_2=107,1 \cdot 10^3$  Н·мм;

ведомого  $T_3=327 \cdot 10^3$  Н·мм.

Ведущий вал

Диаметр входного конца при допускаемом напряжении  $[\tau] = 20$  Н/мм<sup>2</sup>

$$d_{в1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{36,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 19,8 \text{ мм}$$

принимаем  $d_{в1} = 20$  мм.

Диаметр под подшипниками примем  $d_n = 25$  мм;

Промежуточный вал

$$d_{в2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{107,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 27,8 \text{ мм}$$

принимаем диаметр под подшипниками  $d_n = 30$  мм; под зубчатым колесом  $d_з=35$  мм.

Ведомый вал

$$d_{в3} \geq \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{327 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 39,4 \text{ мм}$$

принимаем  $d_{в3} = 40$  мм

диаметр под подшипниками  $d_n = 45$  мм; под зубчатым колесом  $d_з = 50$  мм.

## 5 Конструктивные размеры шестерен и колес

Быстроходная ступень:

Шестерни выполняются за одно целое с валом. Их размеры определены выше.

Колеса.

Зубчатое колесо кованое. Его размеры:

Толщина обода  $S=2,2 \cdot m+0,05 \cdot b_2=2,2 \cdot 1+0,05 \cdot 20=3,4$  мм, принимаем  $S=4$  мм

Внутренний диаметр ступицы  $d=35$  мм

Наружный диаметр ступицы  $d_{ст}=1,55d=1,55 \cdot 35=54,3$  мм, принимаем  $d_{ст}=55$  мм

Толщина ступицы  $\delta_{ст}=0,3d=0,3 \cdot 35=10,5$  мм, принимаем  $\delta_{ст}=10$  мм

Длина ступицы  $l_{ст}=(1,0 \dots 1,5)d=35 \dots 52,5$  мм, принимаем  $l_{ст}=b_2=20$  мм (принимаем меньшую длину для упрощения изготовления колес)

Толщина диска  $C=0,5 \cdot (S+\delta_{ст})>0,25 \cdot b_2$  принимаем  $C=7$  мм

Минимальный радиус закруглений 6 мм

Минимальный уклон  $7^\circ$

Направление наклона зубьев: для одного колеса – правое, для другого – левое.

Тихоходная ступень:

Шестерня выполняется за одно целое с валом. Ее размеры определены выше.

Колесо.

Зубчатое колесо кованое. Его размеры:

Толщина обода  $S=2,2 \cdot m+0,05 \cdot b_4=2,2 \cdot 1+0,05 \cdot 56=5$  мм

Внутренний диаметр ступицы  $d=50$  мм

Наружный диаметр ступицы  $d_{ст}=1,55d=1,55 \cdot 50=77,5$  мм, принимаем  $d_{ст}=80$  мм

Толщина ступицы  $\delta_{ст}=0,3d=0,3 \cdot 50=15$  мм

Длина ступицы  $l_{ст}=(1,0...1,5)d$  принимаем  $l_{ст}=56$  мм

Толщина диска  $C=0,5 \cdot (S + \delta_{ст}) > 0,25 \cdot b_4$  принимаем  $C=14$  мм

Минимальный радиус закруглений 6 мм

Минимальный уклон  $7^\circ$

## 6 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки:

$$\delta \approx 1,12 \cdot \sqrt[4]{T_3} = 1,12 \cdot \sqrt[4]{327} = 4,76 \text{ мм} \quad \delta_{\min}=6 \text{ мм}$$

принимаем  $\delta = 6 \text{ мм}$ ;

Толщина фланцев (поясов) корпуса и крышки:

$$b = 1,5\delta = 1,5 \cdot 6 = 9 \text{ мм}; \text{ принимаем } b = 10 \text{ мм}$$

Нижний пояс корпуса

$$p = 2,35\delta = 2,35 \cdot 6 = 14,1 \text{ мм}; \text{ принимаем } p = 15 \text{ мм}.$$

Диаметры болтов назначаем по табл. 10.17 [3], при  $100 < a < 160$  принимаем:

фундаментные болты с резьбой М14

болты, крепящие крышку к корпусу у подшипника М12

болты, соединяющие фланцы корпуса и крышки М10

болты, крепящие крышку смотрового окна к крышке корпуса М5.

Остальные конструктивные параметры корпусных деталей назначаем в соответствии с рекомендациями [3].

## 7 Компоновка редуктора

Выбираем способ смазки: зубчатой пары - путем окунания колеса в масло; подшипники смазываются пластичной смазкой. Раздельная смазка принята потому, что подшипники промежуточного вала удалены и это затрудняет попадание масляных брызг. Кроме того, раздельная смазка предохраняет подшипники от попадания вместе с маслом частиц металла.

Камеры подшипников отделяем от внутренней полости корпуса мазеудерживающими кольцами.

Намечаем для быстроходного и тихоходного валов шарикоподшипники радиальные однорядные легкой и особо легкой серии ГОСТ 8338-75 соответственно, для промежуточного вала – радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами легкой узкой серии ГОСТ 8328-75 (для самоустановки разнесенного шевронного колеса) [4].

Таблица 2 – Выбор подшипников.

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>
205	25	52	15	14	6,95
32206A	30	62	16	38	19,6
109	45	75	16	21,2	12,2

Устанавливаем возможность размещения одной проекции — разрез по осям валов. Проводим по середине листа горизонтальную линию – плоскость симметрии и три вертикальные линии – оси валов. Конструктивно оформляем по найденным выше размерам шестерни и колеса: диаметры участков валов под зубчатые колеса, подшипники и пр., назначаем в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку. Очерчиваем внутреннюю стенку редуктора, учитывая зазор между стенкой и колесом  $x=8$  мм. Наносим габариты подшипников, наметив предварительно зазор между стенкой корпуса и торцом подшипника  $y = 10$  мм (для размещения мазеудерживающего кольца). Мазеудерживающие кольца устанавливают так, чтобы они выходили за стенку внутрь корпуса на 1—2 мм.



Прочерчиваем гнезда под подшипники: для герметизации подшипниковых узлов применяем врезные крышки с жировыми канавками. Для регулировки подшипников устанавливаем компенсаторные кольца между наружным кольцом подшипника и торцом крышки. Для передачи крутящего момента от валов к колесам и муфте и шкиву применяем призматические шпонки со скругленными торцами, их длину назначаем на 5...10 мм короче длины ступени вала. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса.

Толщина фланца крышки подшипника на тихоходном валу  $\Delta=16$  мм [3, с. 396]. Глубину гнезда подшипника принимаем с запасом под кольцо  $l_f=\Delta+5=21$  мм. Устанавливаем зазор между крышкой подшипника и шкивом в 10 мм.

Путем измерения определяем длины участков валов, которые потребуются далее для расчета реакций подшипников, проставляем эти размеры на компоновке.

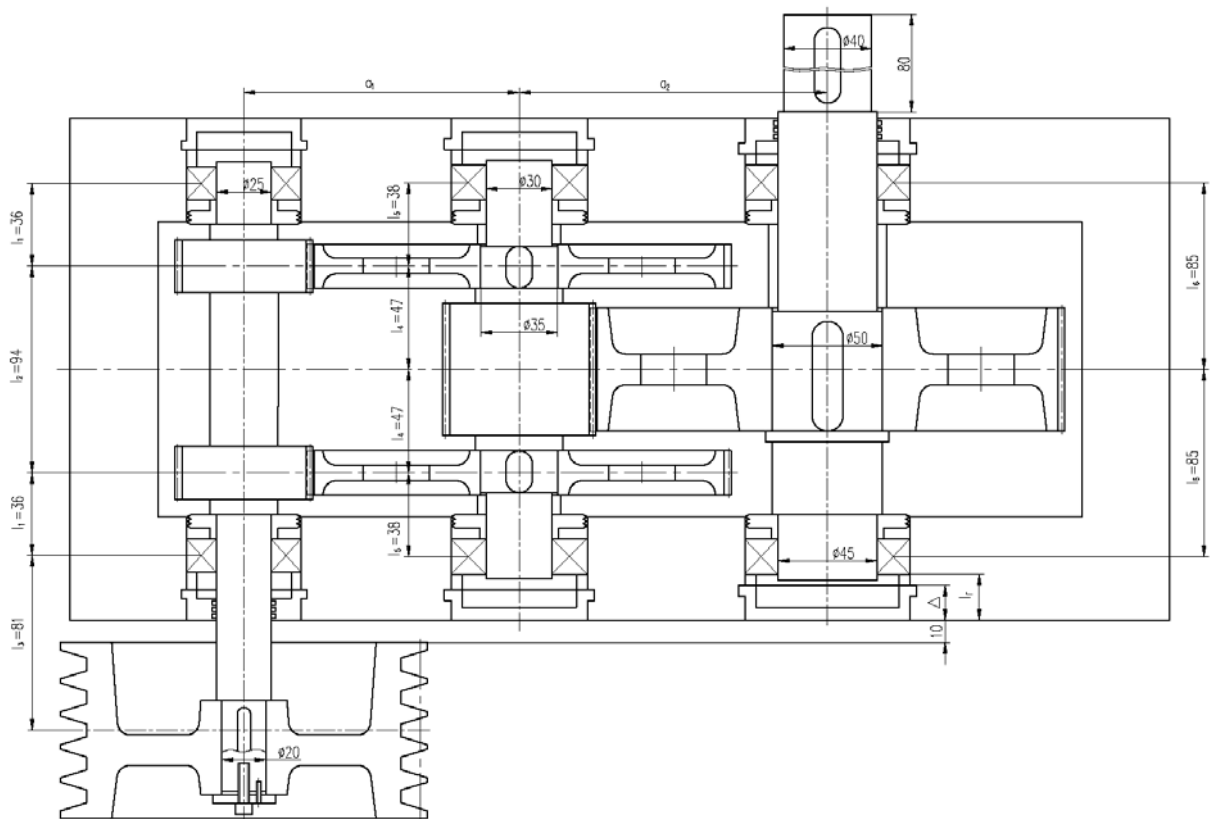


Рисунок 1 – Компоновка редуктора

## 8 Проверка долговечности подшипников

### 8.1 Определение реакций в опорах подшипников. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Ведущий вал

Вычерчиваем расчетную схему вала в соответствии с разработанной ранее компоновкой редуктора.

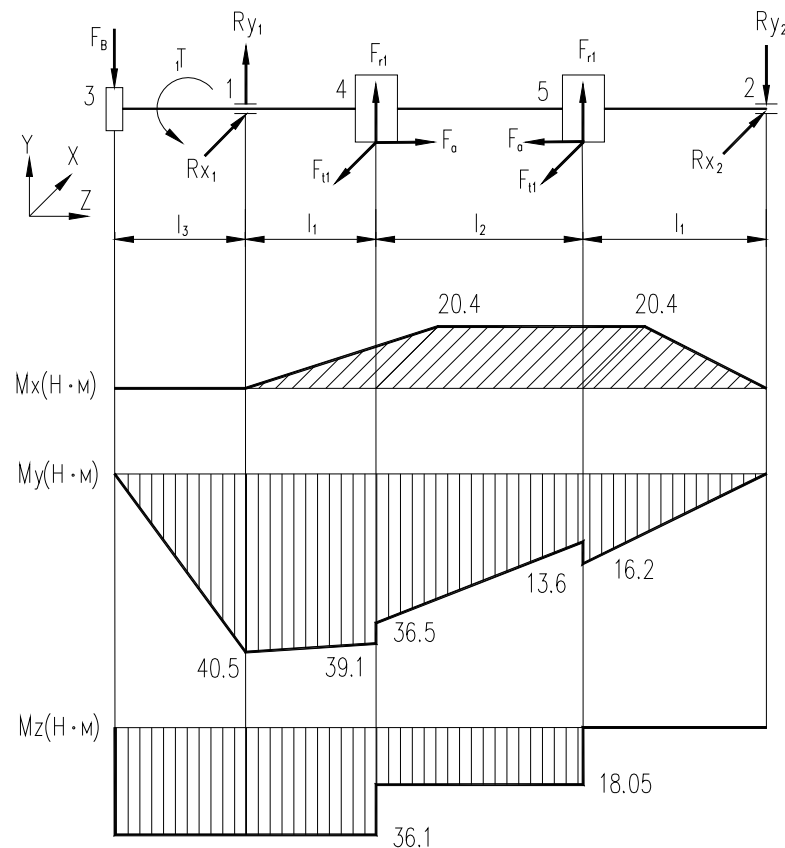


Рисунок 2 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов быстроходного вала

Определяем опорные реакции.

Плоскость XOZ.

$$\Sigma M_2 = 0 \quad R_{x1} \cdot (2l_1 + l_2) - F_{t1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t1} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t1} \cdot (2 \cdot l_1 + l_2)}{(2 \cdot l_1 + l_2)} = F_{t1} = 566 \text{ Н}$$

$$R_{x2} = R_{x1} = 566 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } 2 \cdot F_{t1} - R_{x2} - R_{x1} = 0$$

$$2 \cdot 566 - 566 - 566 = 0$$

Строим эпюру изгибающих моментов

$$\Sigma M_3 = 0 \quad \Sigma M_1 = 0$$

$$\Sigma M_4 = R_{x1} \cdot l_1 = 566 \cdot 0,036 = 20,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_5 = R_{x1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t1} \cdot l_2 = 566 \cdot 0,13 - 566 \cdot 0,094 = 20,4$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

Плоскость YOZ.

$$\Sigma M_2 = 0 \quad F_{r1} \cdot l_1 + F_{r1} \cdot (l_1 + l_2) + R_{y1} \cdot (2l_1 + l_2) - F_B \cdot (2 \cdot l_1 + l_2 + l_3)$$

$$R_{y1} = \frac{F_B \cdot (2 \cdot l_1 + l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot (2 \cdot l_1 + l_2)}{(2 \cdot l_1 + l_2)} = \frac{500 \cdot 0,247 - 206 \cdot 0,166}{0,166} = 538 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_1 = 0 \quad R_{y2} \cdot (2l_1 + l_2) - F_{r1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r1} \cdot l_1 - F_B \cdot l_3 = 0$$

$$R_{y2} = \frac{F_{r1} \cdot (2 \cdot l_1 + l_2) - F_B \cdot 2 \cdot l_3}{(2 \cdot l_1 + l_2)} = \frac{206 \cdot 0,166 + 500 \cdot 0,081}{0,166} = 450 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка: } R_{y1} + 2F_{r1} - F_B - R_{y2} = 0$$

$$538 + 2 \cdot 206 - 500 - 450 = 0$$

Строим эпюру изгибающих моментов

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$\Sigma M_1 = -F_B \cdot l_3 = -500 \cdot 0,081 = -40,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_{4л} = -F_B \cdot (l_1 + l_3) + R_{y1} \cdot 2l_1 = -500 \cdot 0,117 + 538 \cdot 0,036 = -39,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_{4п} = -F_B \cdot (l_1 + l_3) + R_{y1} \cdot 2l_1 + F_a \cdot d_1 / 2 = -500 \cdot 0,117 + 538 \cdot 0,036 + 88 \cdot 0,03 = -36,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{5л} &= -F_B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_{y1} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r1} \cdot l_2 + F_a \cdot d_1 / 2 = \\ &= -500 \cdot 0,211 + 538 \cdot 0,13 + 206 \cdot 0,094 + 88 \cdot 0,03 = -13,6 \text{ Н}\cdot\text{м} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{5п} &= -F_B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_{y1} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r1} \cdot l_2 = \\ &= -500 \cdot 0,211 + 538 \cdot 0,13 + 206 \cdot 0,094 = -16,2 \text{ Н}\cdot\text{м} \end{aligned}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

Строим эпюру крутящих моментов

$$M_{z3-4} = T_1 = 36,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{z4-5} = T_1 - F_t \cdot d_1 / 2 = 36,1 - 566 \cdot 0,03 = 18,05 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{566^2 + 538^2} = 781 \text{ Н}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{566^2 + 450^2} = 723 \text{ Н}$$

Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях

$$M_4 = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{20,4^2 + 39,1^2} = 44 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Промежуточный вал

Вычерчиваем расчетную схему вала в соответствии с разработанной ранее компоновкой редуктора.

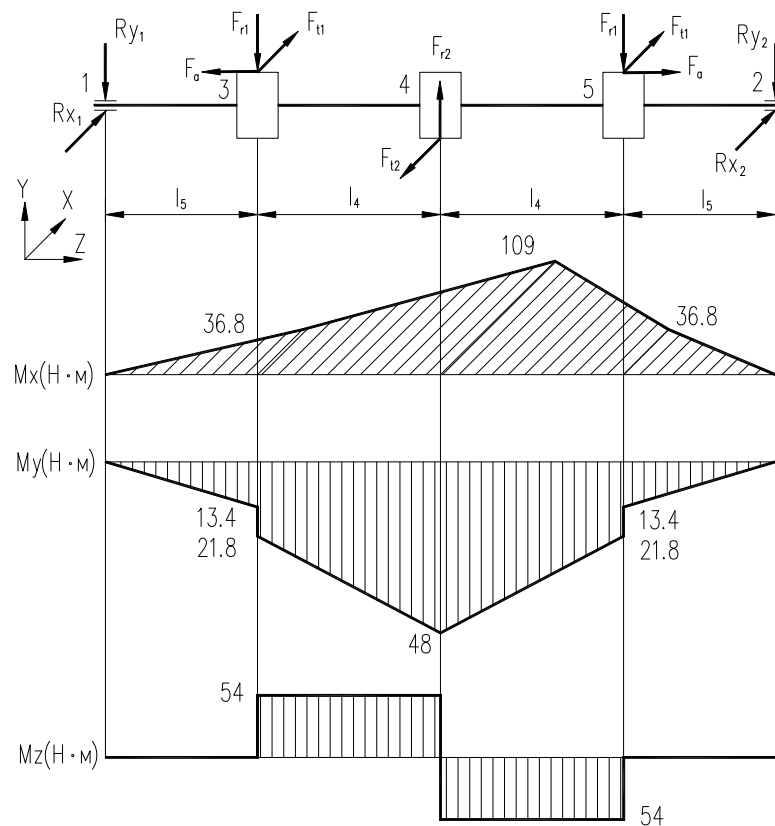


Рисунок 3 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов промежуточного вала

Определяем опорные реакции.

Плоскость XOZ.

$$\Sigma M_2 = 0 \quad R_{x1} \cdot (2 \cdot l_4 + 2 \cdot l_5) + F_{t1} \cdot (l_5 + 2 \cdot l_4) - F_{t2} \cdot (l_5 + l_4) + F_{t1} \cdot l_5 = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t2} \cdot (l_4 + l_5) - F_{t1} \cdot (2 \cdot l_4 + 2 \cdot l_5)}{(2 \cdot l_4 + 2 \cdot l_5)} = \frac{3070 \cdot 0.085 - 566 \cdot 0.17}{0.17} = 969 \text{ Н}$$

$$R_{x2} = R_{x1} = 969 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка } R_{x1} + 2 \cdot F_{t1} - F_{t2} + R_{x2} = 0$$

$$969+2\cdot 566-3070+969=0$$

Строим эпюру изгибающих моментов

$$\Sigma M_1=0 \quad \Sigma M_2=0$$

$$\Sigma M_3= \Sigma M_5= R_{x1}\cdot l_5=969\cdot 0,038=36,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_4= R_{x1}\cdot(l_4+l_5)+ F_{t1}\cdot l_4= 969\cdot 0,085+566\cdot 0,047=109 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Плоскость YOZ.

$$\Sigma M_2=0 \quad -R_{y1}\cdot(2\cdot l_4+2\cdot l_5)-F_{r1}\cdot(l_5+2\cdot l_4)+F_{r2}\cdot(l_5+l_4)-F_{r1}\cdot l_5=0$$

$$R_{y1}=\frac{F_{r2}\cdot(l_4+l_5)-F_{r1}\cdot(2\cdot l_4+2\cdot l_5)}{(2\cdot l_4+2\cdot l_5)}=\frac{1117\cdot 0,085-206\cdot 0,17}{0,17}=353 \text{ Н}$$

$$R_{y2}=R_{y1}=353 \text{ Н}$$

$$\text{Проверка } -R_{y1}\cdot 2\cdot F_{r1}+F_{r2}\cdot R_{y2}=0$$

$$-353\cdot 2\cdot 206+1117\cdot 353=0$$

Строим эпюру изгибающих моментов

$$\Sigma M_1=0 \quad \Sigma M_{3л}=-R_{y1}\cdot l_5=-353\cdot 0,038=-13,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_{3п}=-R_{y1}\cdot l_5-F_a\cdot d_2/2=-353\cdot 0,038-88\cdot 0,095=-21,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_4=-R_{y1}\cdot(l_5+l_4)-F_{r1}\cdot l_4-F_a\cdot d_2/2=-353\cdot 0,085-206\cdot 0,047-88\cdot 0,095=-48 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_{5л}=\Sigma M_{3п}=-21,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Sigma M_{5п}=\Sigma M_{3л}=-13,4 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad \Sigma M_2=0$$

Строим эпюру крутящих моментов

$$M_{z3-4}=F_{t1}\cdot d_2/2=566\cdot 0,095=54 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{z3-4}=F_{t1}\cdot d_2/2-F_{t2}\cdot d_3/2=566\cdot 0,095-3070\cdot 0,034=-54 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_1=R_2=\sqrt{R_{x1}^2+R_{y1}^2}=\sqrt{969^2+353^2}=1031 \text{ Н}$$

Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях

$$M_3=\sqrt{M_{x3}^2+M_{y3}^2}=\sqrt{36,8^2+21,8^2}=42,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_4=\sqrt{M_{x4}^2+M_{y4}^2}=\sqrt{109^2+48^2}=119 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Ведомый вал

Вычерчиваем расчетную схему вала в соответствии с разработанной ранее компоновкой редуктора.

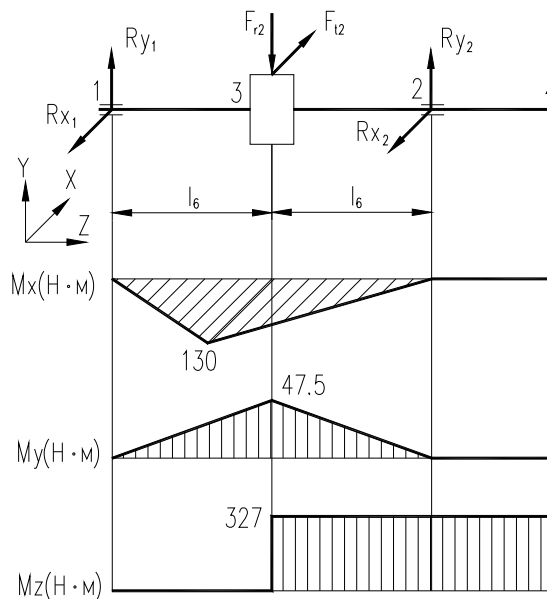


Рисунок 4 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов тихоходного вала

Определяем опорные реакции.

Плоскость XOZ.

$$R_{x1} = R_{x2} = F_{t1}/2 = 3070/2 = 1535 \text{ Н}$$

Строим эпюру изгибающих моментов

$$\Sigma M_1 = 0 \quad \Sigma M_3 = -R_{x1} \cdot l_6 = -1535 \cdot 0,085 = -130 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad \Sigma M_3 = 0 \quad \Sigma M_4 = 0$$

Плоскость YOZ.

$$R_{y1} = R_{y2} = F_{r1}/2 = 1117/2 = 559 \text{ Н}$$

Строим эпюру изгибающих моментов

$$\Sigma M_1 = 0 \quad \Sigma M_3 = R_{y1} \cdot l_6 = 559 \cdot 0,085 = 47,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Строим эпюру крутящих моментов

$$M_{z3-4} = T_3 = 327 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_1 = R_2 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1535^2 + 559^2} = 1634 \text{ Н}$$

Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{130^2 + 47,5^2} = 138 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

## 8.2 Проверочный расчет подшипников

Пригодность подшипников определяем сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{гр}$  с базовой  $C_r$  по условию

$$C_{гр} < C_r$$

$$C_{гр} = Re \sqrt[3]{573 \omega \frac{L_h}{10^6}}$$

где  $Re$  – эквивалентная динамическая нагрузка, при отсутствии осевой нагрузки на подшипник определяется по формуле

$$Re = V \cdot R_r \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

где  $V=1$  – коэффициент вращения

$R_r$  – реакция опоры

$L_h$  – долговечность подшипника, принимаем  $L_h=16000$  ч (ресурс редуктора)

$K_\sigma=1,8$  – коэффициент запаса [3]

$K_T=1,0$  – температурный коэффициент

Расчет проводим для каждого вала по наиболее нагруженному подшипнику

Ведущий вал

$$Re = 1 \cdot 781 \cdot 1,8 \cdot 1 = 1400 \text{ Н}$$

$$C_{гр} = 1400 \sqrt[3]{573 \cdot 70,5 \frac{16000}{10^6}} = 12100 \text{ Н}$$

$$C_{гр} < C_r = 14 \text{ кН}$$

Подшипник пригоден.

Промежуточный вал

$$Re = 1 \cdot 1031 \cdot 1,8 \cdot 1 = 1856 \text{ Н}$$

$$C_{гр} = 1856 \sqrt[3]{573 \cdot 22,6 \frac{16000}{10^6}} = 10983 \text{ Н}$$

$$C_{гр} < C_r = 38 \text{ кН}$$

Подшипник пригоден.

Ведомый вал

$$Re = 1 \cdot 1634 \cdot 1,8 \cdot 1 = 2941 \text{ Н}$$

$$C_{гр} = 2941 \sqrt[3]{573 \cdot 7,11 \frac{16000}{10^6}} = 11836 \text{ Н}$$

$$C_{гр} < C_r = 21,2 \text{ кН}$$

Подшипник пригоден.



## 9 Проверка прочности шпоночных соединений

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по ГОСТ 23360-78.

Материал шпонок — сталь 45 нормализованная. Напряжения смятия и условие прочности

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} \approx \frac{2M}{d_{\text{B2}}(h - t_1) \cdot (l - b)} \leq \sigma_{\text{см}}$$

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице  $[\sigma_{\text{см}}] = 100 - 120 \text{ Н/мм}^2$ .

Ведомый вал.

Диаметр вала под шестерней 50 мм. Сечение и длина шпонки  $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 50$   
глубина паза  $t_1 = 5,5$  мм. Момент  $M = 327 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 327 \cdot 10^3}{50 \cdot (9 - 5,5) \cdot (50 - 14)} = 104 \text{ Н/мм}^2$$

что допустимо.

Диаметр вала под муфтой 40 мм. Сечение и длина шпонки  $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 70$   
глубина паза  $t_1 = 5$  мм. Момент  $M = 327 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 327 \cdot 10^3}{40 \cdot (8 - 5) \cdot (70 - 12)} = 94 \text{ Н/мм}^2$$

что допустимо.

Промежуточный вал.

Диаметр вала под шестерней 35 мм. Сечение и длина шпонки  $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 18$   
глубина паза  $t_1 = 5$  мм. Момент  $M = 54 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 54 \cdot 10^3}{35 \cdot (8 - 5) \cdot (35 - 10)} = 41 \text{ Н/мм}^2$$

что допустимо.

Ведущий вал.

Диаметр вала под шкивом 20 мм. Сечение и длина шпонки  $b \times h \times l = 6 \times 6 \times 35$   
глубина паза  $t_1 = 3,5$  мм. Момент  $M = 36,1$  Н·м

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 36,1 \cdot 10^3}{20 \cdot (6 - 3,5) \cdot (35 - 6)} = 50 \text{ Н/мм}^2$$

что допустимо.

## 10 Проверочный расчет валов

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения — по отнулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности  $n$  для опасных сечений и сравнении с требуемыми (допускаемыми) значениями  $[n]$ . Прочность соблюдена при  $n \geq [n]$ . Принимаем  $[n]=1,6$ .

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведомый вал.

Материалы вала — сталь 45 нормализованная;  $\sigma_b = 590 \text{ Н/мм}^2$ .

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_b = 0,43 \cdot 590 = 254 \text{ Н/мм}^2.$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 254 = 147 \text{ Н/мм}^2.$$

Определять коэффициент запаса прочности в нескольких сечениях нецелесообразно, достаточно выбрать одно сечение с наименьшим коэффициентом запаса, а именно сечение в месте посадки колеса на вал. В этом опасном сечении действуют максимальные изгибающие моменты  $M_y$  и  $M_x$  и крутящий момент.

Концентрация напряжений вызвана шпоночным пазом.

Суммарный изгибающий момент  $M_3 = 138 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Крутящий момент  $M_k = 327 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Момент сопротивления сечения

$$W = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 10975 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \frac{M_3}{W} = \frac{138 \cdot 10^3}{10975} = 12,6 \text{ Н/мм}^2$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 0,2 \cdot 50^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 23475 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{M_k}{2W_p} = \frac{327 \cdot 10^3}{2 \cdot 23475} = 7,0 \text{ Н/мм}^2$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

$$(K_\sigma)_3 = K_\sigma / K_d + K_F - 1 = 1,6 / 0,81 + 1,05 - 1 = 2,03$$

$$(K_\tau)_3 = K_\tau / K_d + K_F - 1 = 1,4 / 0,81 + 1,05 - 1 = 1,78$$

где коэффициенты  $K_\sigma$ ,  $K_d$ ,  $K_\tau$ ,  $K_F$  определяем по таблицам [3]

Пределы выносливости в расчетном сечении

$$(\sigma_{-1})_3 = \sigma_{-1} / (K_\sigma)_3 = 254 / 2,03 = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$(\tau_{-1})_3 = \tau_{-1} / (K_\tau)_3 = 147 / 1,78 = 82,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$n_\sigma = (\sigma_{-1})_3 / \sigma_v = 125 / 12,6 = 9,9$$

$$n_\tau = (\tau_{-1})_3 / \tau_v = 82,6 / 7,0 = 12$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{9,9 \cdot 12}{\sqrt{9,9^2 + 12^2}} = 7,6 > [n]$$

Промежуточный вал.

Для промежуточного вала проверим сечение воспринимающее максимальную нагрузку, концентраторами напряжений которого являются зубья.

Материалы вала — сталь 40Х нормализованная;  $\sigma_B = 950 \text{ Н/мм}^2$ .

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 950 = 408 \text{ Н/мм}^2.$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 408 = 123 \text{ Н/мм}^2.$$

Суммарный изгибающий момент  $M_4=119 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Крутящий момент  $M_k=54 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Момент сопротивления сечения

$$W = 0,1 \cdot \frac{(d_a + d_f)^3}{2} = 0,1 \cdot \frac{(69 + 64,5)^3}{2} = 118964 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \frac{M_4}{W} = \frac{119 \cdot 10^3}{118964} = 1,00 \text{ Н/мм}^2$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 0,2 \cdot d_f^3 = 0,2 \cdot 64,5^3 = 53667 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{M_k}{2W_p} = \frac{54 \cdot 10^3}{2 \cdot 53667} = 0,50 \text{ Н/мм}^2$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

$$(K_\sigma)_4 = K_\sigma / K_d + K_F - 1 = 1,7 / 0,76 + 1,05 - 1 = 2,29$$

$$(K_\tau)_4 = K_\tau / K_d + K_F - 1 = 1,55 / 0,76 + 1,05 - 1 = 2,09$$

где коэффициенты  $K_\sigma$ ,  $K_d$ ,  $K_\tau$ ,  $K_F$  определяем по таблицам [3]

Пределы выносливости в расчетном сечении

$$(\sigma_{-1})_4 = \sigma_{-1} / (K_\sigma)_4 = 408 / 2,29 = 178 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$(\tau_{-1})_4 = \tau_{-1} / (K_\tau)_4 = 123 / 2,09 = 113 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$n_\sigma = (\sigma_{-1})_3 / \sigma_v = 178 / 1,0 = 178$$

$$n_\tau = (\tau_{-1})_3 / \tau_v = 113 / 0,5 = 226$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{178 \cdot 226}{\sqrt{178^2 + 226^2}} = 140 > [n]$$

Проверяем сечение в месте посадки колеса на вал.

Суммарный изгибающий момент  $M_3=42,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Момент сопротивления сечения

$$W = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 35^3 - \frac{10 \cdot 5 \cdot (35 - 5)^2}{2 \cdot 35} = 3644 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \frac{M_3}{W} = \frac{42,8 \cdot 10^3}{3644} = 11,7 \text{ Н/мм}^2$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 0,2 \cdot 35^3 - \frac{10 \cdot 5 \cdot (35 - 5)^2}{2 \cdot 35} = 7932 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{M_k}{2W_p} = \frac{54 \cdot 10^3}{2 \cdot 7932} = 3,4 \text{ Н/мм}^2$$

$$(K_\sigma)_3 = K_\sigma / K_d + K_F - 1 = 2,15 / 0,86 + 1,05 - 1 = 2,55$$

$$(K_\tau)_3 = K_\tau / K_d + K_F - 1 = 2,05 / 0,86 + 1,05 - 1 = 2,43$$

где коэффициенты  $K_\sigma$ ,  $K_d$ ,  $K_\tau$ ,  $K_F$  определяем по таблицам [3]

Пределы выносливости в расчетном сечении

$$(\sigma_{-1})_3 = \sigma_{-1} / (K_\sigma)_3 = 408 / 2,55 = 160 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$(\tau_{-1})_3 = \tau_{-1} / (K_\tau)_3 = 237 / 2,43 = 98 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$n_\sigma = (\sigma_{-1})_3 / \sigma_v = 160 / 11,7 = 14$$

$$n_\tau = (\tau_{-1})_3 / \tau_v = 98 / 3,4 = 28$$

Коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{14 \cdot 28}{\sqrt{14^2 + 28^2}} = 12,5 > [n]$$

Ведущий вал из-за невысокого его нагружения проверять нет смысла.

## **11 Посадки основных деталей редуктора**

Посадка зубчатого колеса на вал H7/p6.

Посадка полумуфты на вал H7/h6.

Посадка шкива на вал H7/h6.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала к6.

Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца H7.

## 12 Вычерчивание редуктора

Вычерчиваем редуктор в двух проекциях в масштабе 1 : 1

Укажем некоторые конструктивные особенности проектируемого редуктора.

Подшипниковые узлы валов уплотнены изнутри мазеудерживающими кольцами, а с другой — врезными крышками.

Шариковые и роликовые радиальные подшипники регулируют компенсаторными кольцами, устанавливаемыми между подшипниковыми крышками и наружными кольцами подшипников.

Для осмотра зацепления и заливки масла служит окно в крышке редуктора. Окно закрыто крышкой с уплотняющей под ней прокладкой из картона. Маслоспускное отверстие закрывают пробкой. Уровень масла проверяется маслоуказателем.

Относительное расположение основания и крышки корпуса фиксируется двумя коническими штифтами.

Редуктор крепят к фундаменту четырьмя болтами с резьбой М14. Для удобства монтажа предусмотрены два отверстия для строповки.



### 13 Выбор сорта масла

Смазка зубчатого зацепления производится окунанием зубчатых колес в масло.

По [1] при окружной скорости 2,1 м/с рекомендуемая вязкость масла  $28 \cdot 10^6$  м<sup>2</sup>/с. Принимаем масло индустриальное И-30А по ГОСТ 20799-75.

Подшипники смазываем пластичной смазкой, закладываемой в подшипниковые камеры при монтаже. Сорт смазки - УТ-1 ГОСТ 1957-73.

## 14 Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида.

Начинают сборку с валов. На быстроходный вал-шестерню надевают мазеудерживающие кольца и подшипники, предварительно нагрев их в масле до 80 - 100°C. Вначале сборки промежуточного вала закладывают шпонки и напрессовывают колеса до упора в бурт вала; затем надевают мазеудерживающие кольца и напрессовывают подшипники, нагретые в масле. Тихоходный вал собирают аналогично промежуточному.

Собранные валы укладывают в основание корпуса, устанавливают компенсаторные кольца, врезные крышки. Закладывают в подшипниковые камеры пластичную смазку. Надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка фланцев спиртовым лаком. Центровка двух корпусных деталей осуществляется с помощью двух конических штифтов, после чего затягивают винты.

Ввертывают пробку маслоспускного отверстия и прикручивают маслоуказатель. Заливают в редуктор масло и закрывают смотровое отверстие крышкой. Собранный редуктор обкатывают и испытывают на стенде в соответствии с техническими условиями.

## Заключение

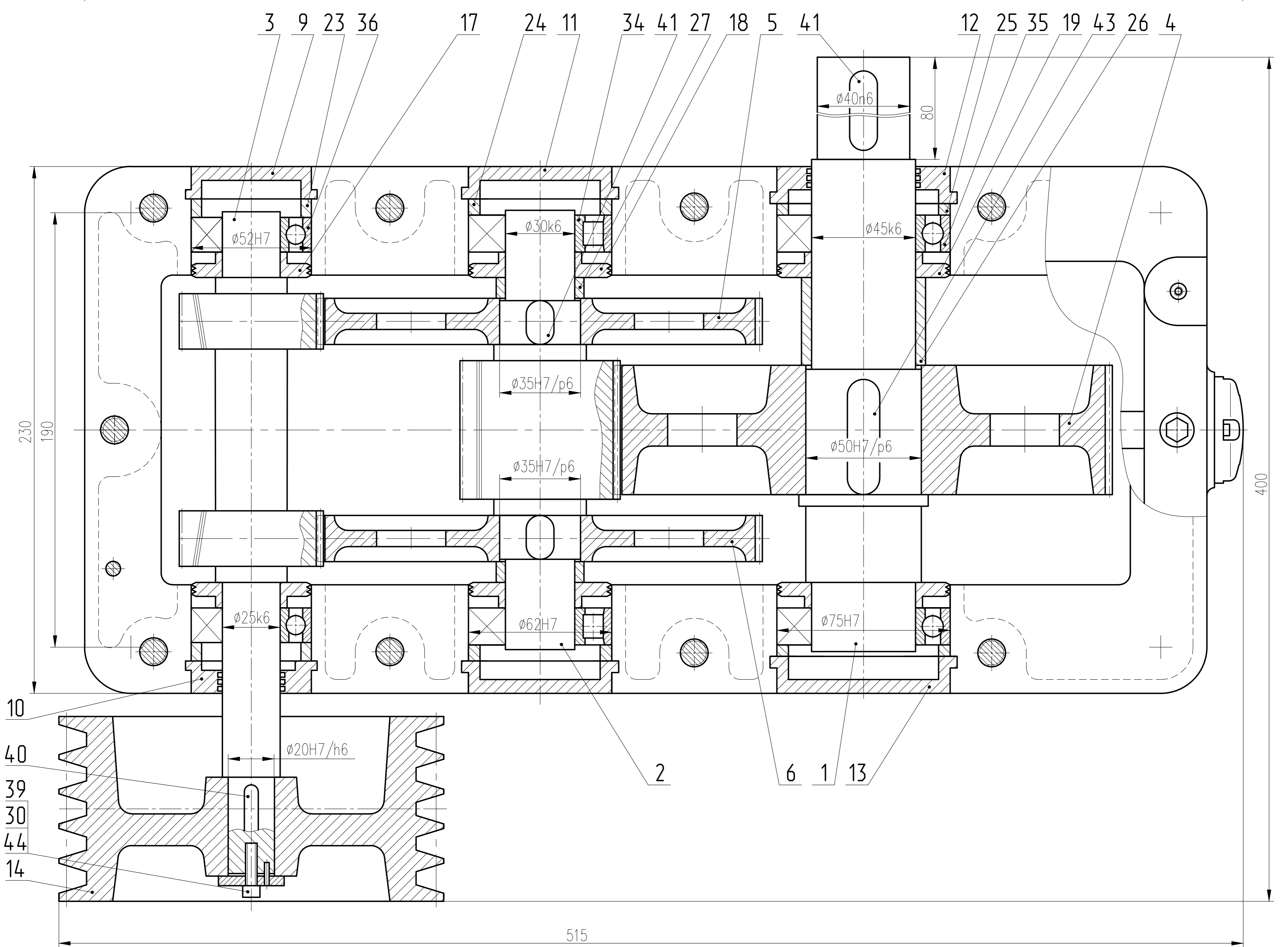
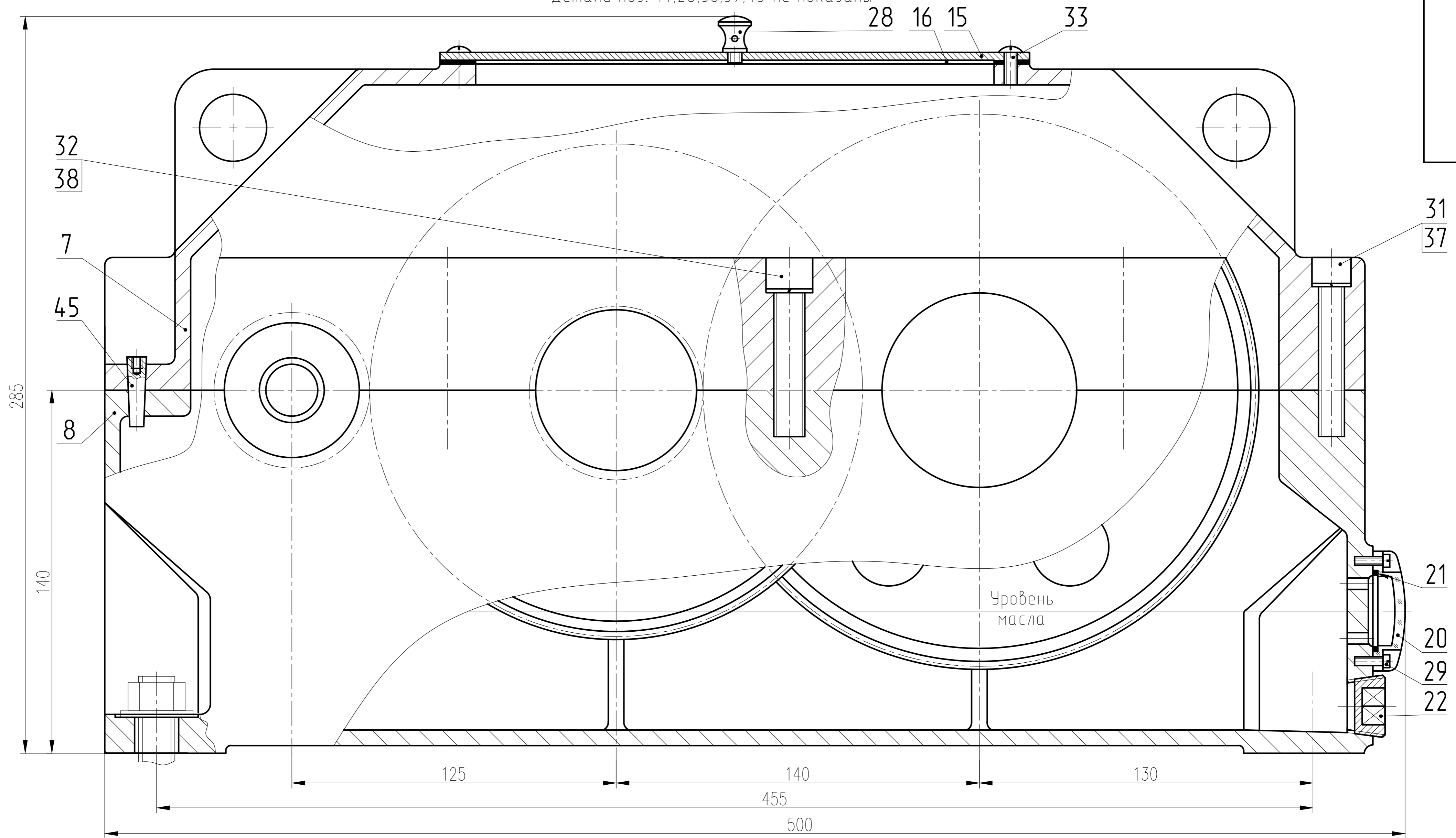
В данном курсовом проекте был спроектирован двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной первой ступенью, выполнен сборочный чертеж редуктора, общий вид привода и чертежи двух деталей.

В результате выполнения данного проекта было выполнено следующее: дан анализ назначения и условий, в которых находится каждая проектируемая деталь и наиболее рациональное конструктивное решение с учетом технологических, монтажных, эксплуатационных и экономических требований; произведены кинематические расчеты, определены силы, действующие на звенья узла, произведен расчет конструкции на прочность, решены вопросы, связанные с выбором материалов и наиболее технологичных форм деталей, продуман процесс сборки редуктора. При этом мы работали со справочной литературой, действующими стандартами и нормами и приобрели навыки пользования ими при выборе конструкции и размеров деталей.

### Список использованных источников

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд. перераб. и доп. – М.:Издательский центр «Академия», 2004, - 496 с.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов / С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. – М: Машиностроение, 1979- 351 с. ил
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов- М: Высш. Школа, 1991.- 432с.: ил.
4. Подшипники качения: справочник-каталог / ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
5. Иванов М.Н. и Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учеб. пособие для машиностроит. вузов. М., «Высш. школа», 1975. 551 с.
6. Курсовое проектирование деталей машин/ В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ ред. В.Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, 1984. 400 с.

Детали поз. 14,28,30,39,43 не показаны



Технические требования

Техническая характеристика

1. Передаточное число редуктора	9.92
2. Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	327
3. Частота вращения быстроходного вала, об/мин	674
4. Частота вращения тихоходного вала, об/мин	67.9

1. Размеры для справок
2. Редуктор залить маслом индустриальным И-30А ГОСТ 20799-75
3. Допускается эксплуатировать редуктор с отклонением от горизонтального положения на угол до 5°, при этом должен быть обеспечен уровень масла, достаточный для смазки зацепления

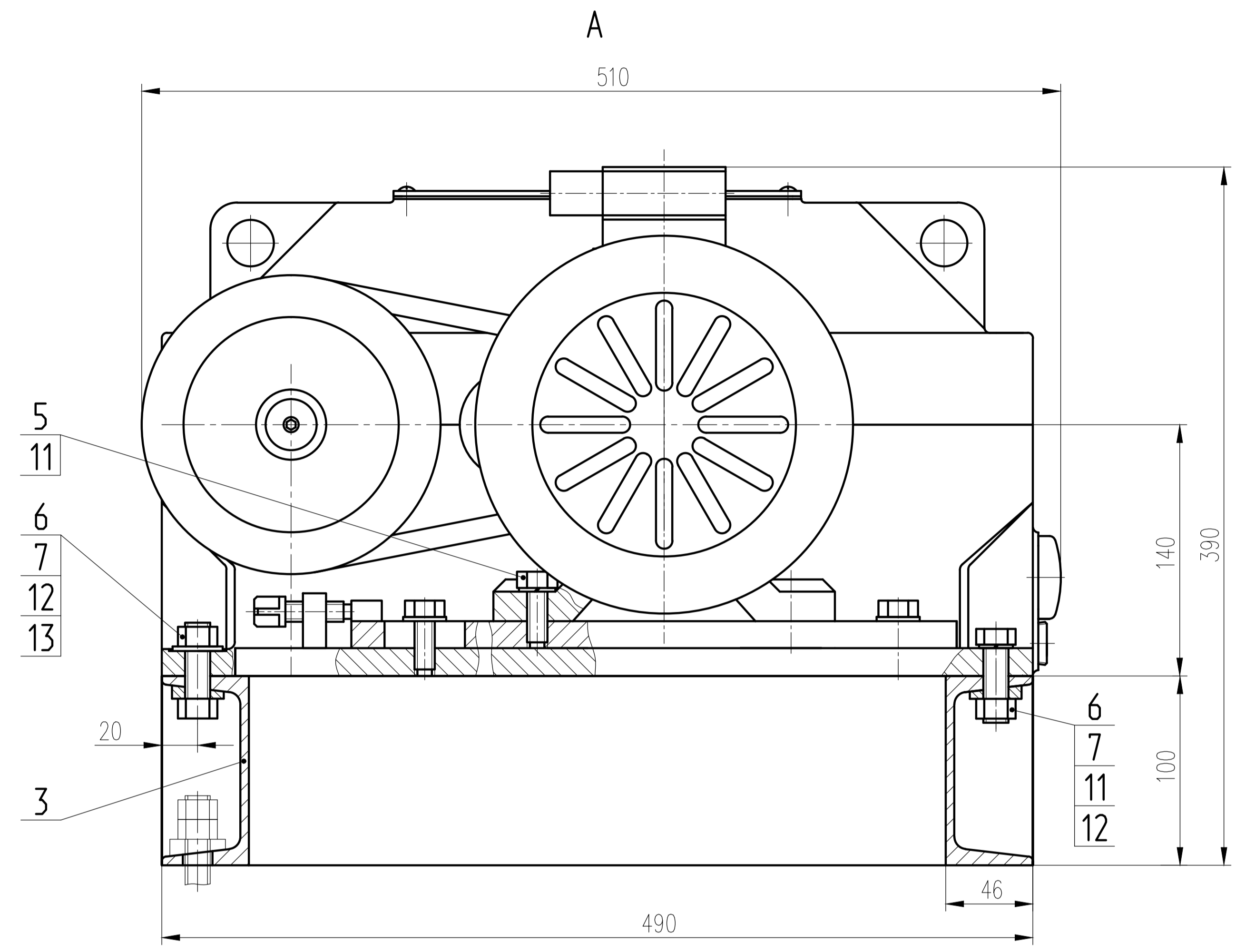
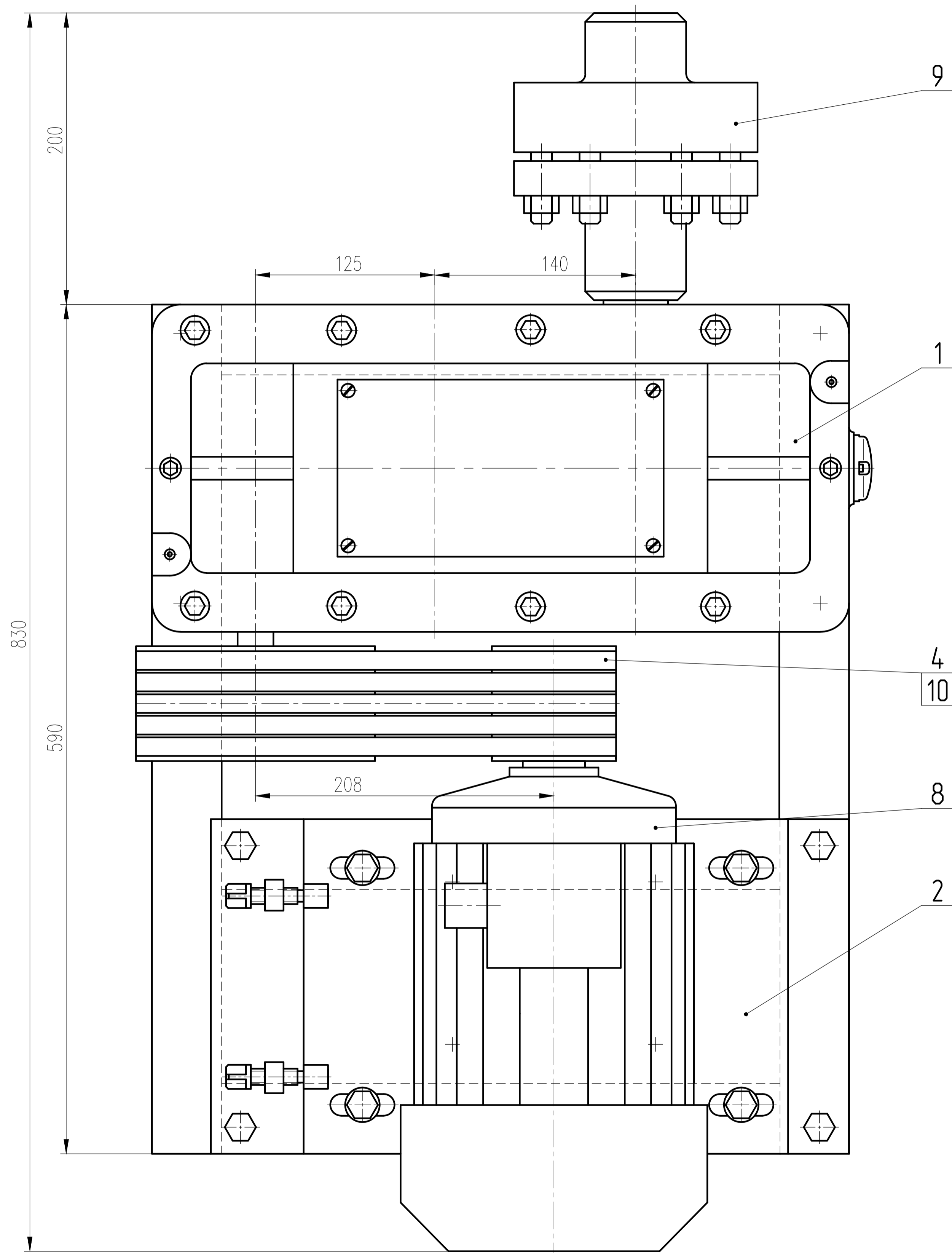
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Редуктор цилиндрический Сборочный чертёж	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Худирова					К	60	1:1
Проб.	Чернов					Лист	Листов 1	
Н.контр.						ТГУ гр. ИЭ-301		
Этб.					Формат А1			

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.	
				<u>Документация</u>			
A1				Сборочный чертеж	1		
				<u>Детали</u>			
A3		1		Вал	1		
		2		Вал-шестерня	1		
		3		Вал-шестерня	1		
A3		4		Колесо зубчатое	1		
		5		Колесо зубчатое	1		
		6		Колесо зубчатое	1		
		7		Крышка корпуса	1		
		8		Основание корпуса	1		
		9		Крышка подшипника	1		
		10		Крышка подшипника	1		
		11		Крышка подшипника	2		
		12		Крышка подшипника	1		
		13		Крышка подшипника	1		
		14		Шкив	1		
		15		Крышка смотрового окна	1		
		16		Прокладка	1		
		17		Кольцо мазеудерживающее	2		
		18		Кольцо мазеудерживающее	2		
		19		Кольцо мазеудерживающее	2		
		20		Стекло маслоуказателя	1		
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			
Разработал	Хидирова						
Проверил	Чернов						
Н. контр.							
Утв.							
Редуктор цилиндрический					Лит.	Лист	Листов
					к	1	3
					ТГУ ар. ИЭ-301		









Техническая характеристика

1. Вращающий момент на выходном валу, Н·м	327
2. Общее передаточное число привода	21,1
3. Частота вращения выходного вала, об/мин	68
4. Мощность электродвигателя, кВт	3
5. Частота вращения вала электродвигателя, об/мин	1435

Технические требования

1. Допускаемое осевое смещение валов редуктора и электродвигателя не более 1 мм.
2. Допускаемый перекос валов не более 1°

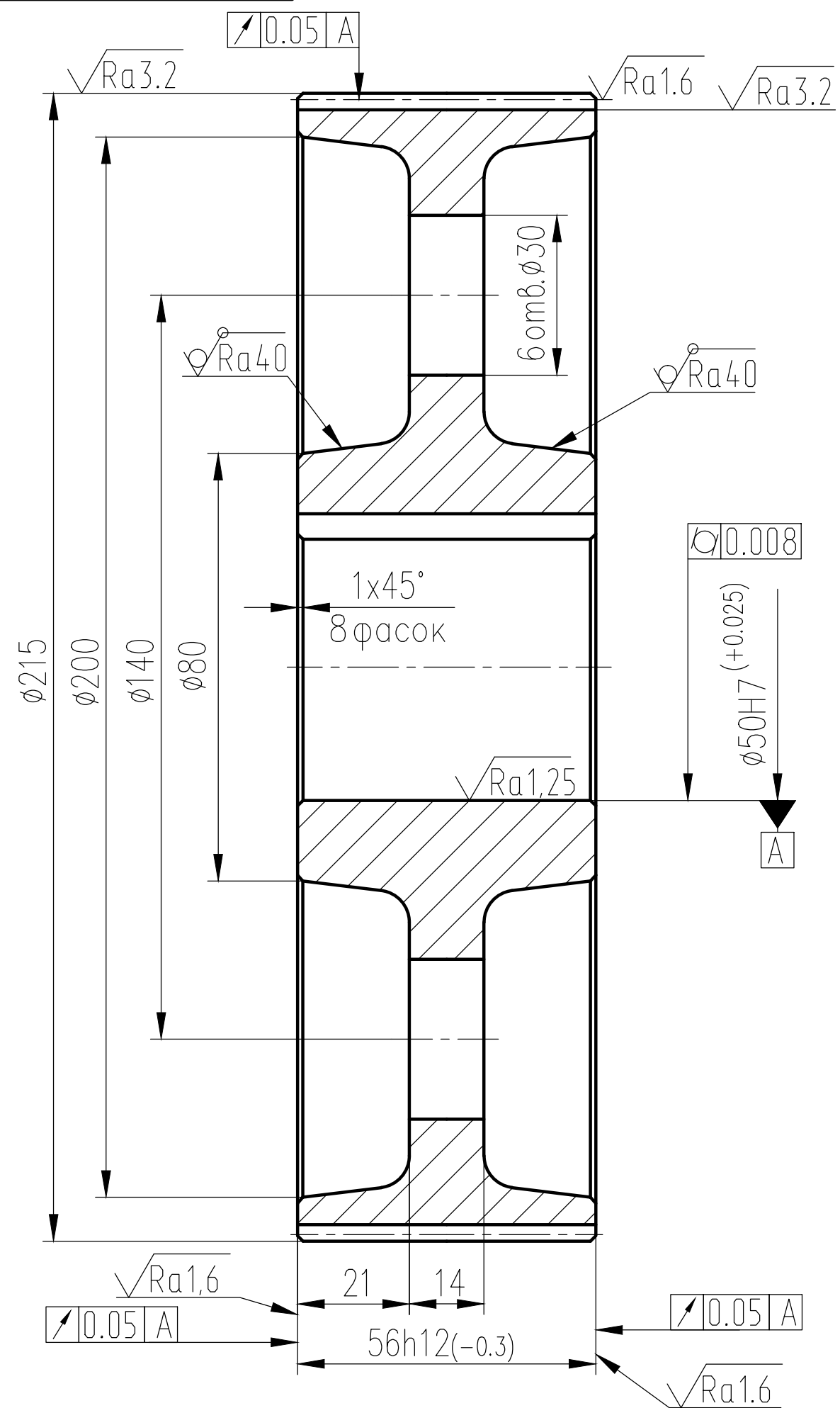
Изд. и дата: \_\_\_\_\_  
 Внеск. и дата: \_\_\_\_\_  
 Изм. и дата: \_\_\_\_\_  
 Провер. и дата: \_\_\_\_\_  
 Спроект. и дата: \_\_\_\_\_  
 Провер. и дата: \_\_\_\_\_

Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Привод Сборочный чертеж	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Хидорова					110	1:2	
Пров.	Чернов					Лист	Листов 1	
Т.контр.						ТГУ зр. ИЭ-301		
Н.контр.						Формат А1		



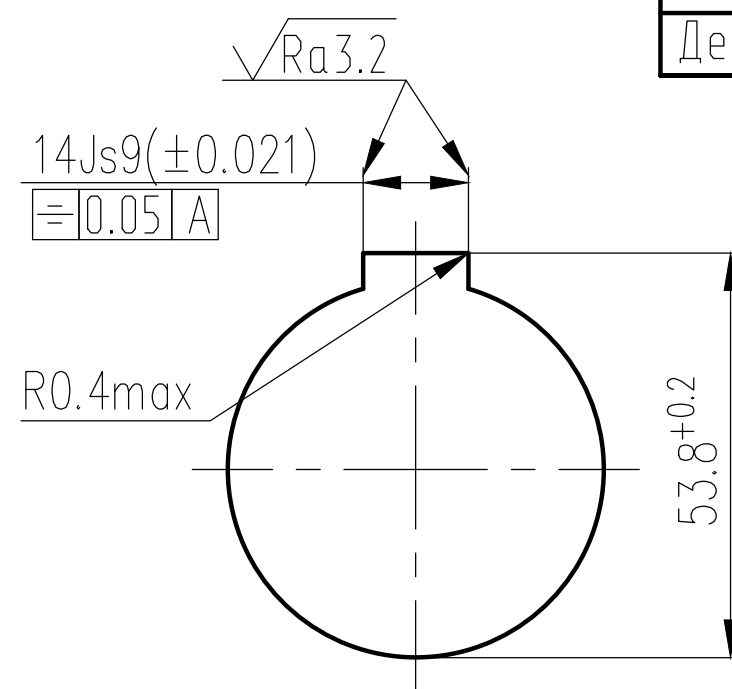


Перв. примен.
Справ. N
Подп. и дата
Инд. N дробл.
Взам. инв. N
Подп. и дата
Инд. N подл.



$\sqrt{Ra12.5}(\checkmark)$

Модуль	m	1
Число зубьев	z	213
Угол профиля	$\alpha$	20°
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-B
Делительный диаметр d	d	213



1. 225...255 НВ
2. Неуказанные штамповочные уклоны - 7°, радиусы - 6 мм
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: h14, H14, ±IT14/2.

Изм.	Лист	N докум.	Подп.	Дата	Колесо зубчатое	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Хидирова						8,5	1:1
Проб.	Чернов					Лист	Листов 1	
Т.контр.								
Н.контр.					Сталь 40X ГОСТ 4543-71			
Утв.								

$\sqrt{Ra12.5}$  (✓)

Перв. примен.

Справ. N

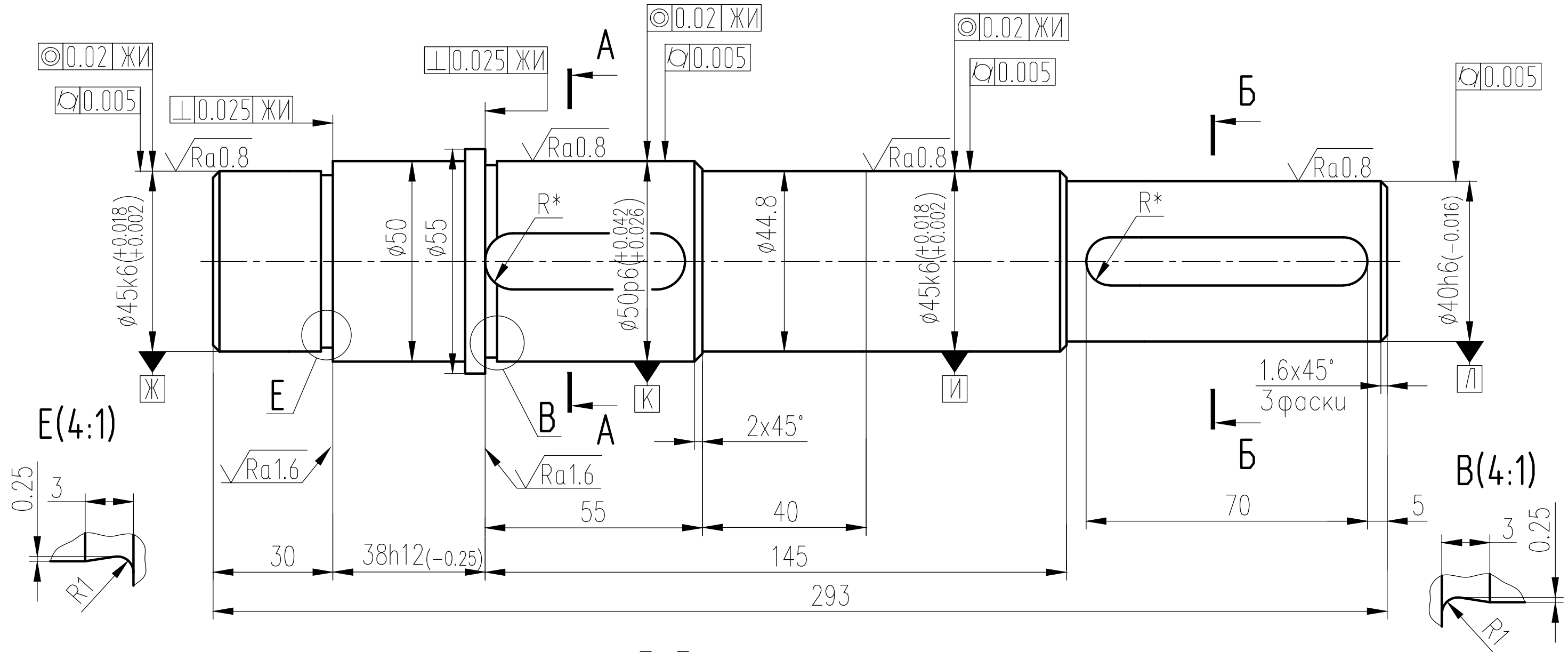
Подп. и дата

Изм. N д/дл.

Взам. инв. N

Подп. и дата

Изм. N подл.

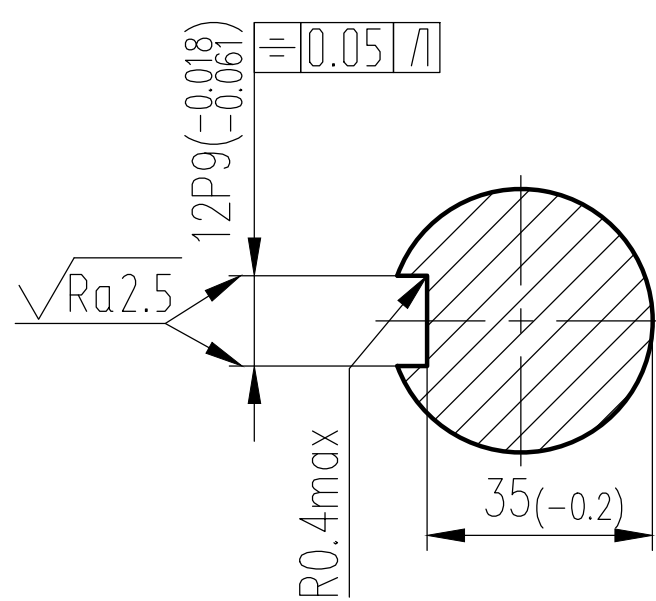
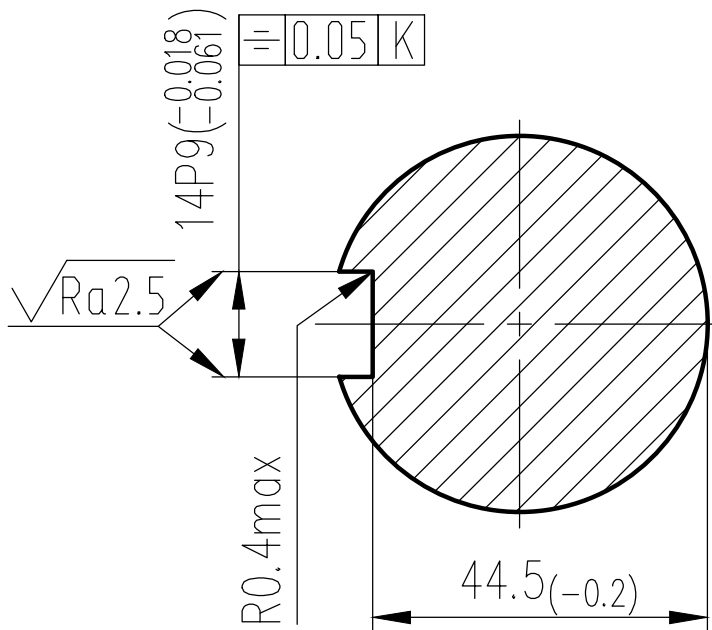


E(4:1)

B(4:1)

A-A

B-B



1. 215...245 15 НВ
2. \* Размер обеспеч. инстр.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: h14, H14, ±IT14/2.

Изм. Лист	N докум.	Подп.	Дата	<b>Вал</b>					
Разраб.	Хидирова						Лист	Масса	Масштаб
Проб.	Чернов							2.5	1:1
Т.контр.							Лист	Листов 1	
Н.контр.				Сталь 45 ГОСТ 1050-88					
Утв.				ТГУ зр. ИЭ-301					