

ОГЛАВЛЕНИЕ

Определения, обозначения и сокращения	5
Введение.....	6
1 Расчет режимов резания	7
2 Кинематический расчет привода главного движения	12
3 Силовой расчет привода	16
4 Расчет шпинделя на точность	20
5 Система смазки привода главного движения.....	21
6 Порядок регулировки валов	22
Заключение, выводы	23
Список использованных источников	24
Приложение А Кинематическая схема коробки скоростей.....	25
Приложение Б Общий вид ПГД.....	26
Приложение В Развертка коробки скоростей	27
Приложение Г Шпиндельный узел	28
Приложение Д Шестерня цилиндрическая прямозубаяZA-3-30	29
Приложение Д Расчетные схемы.....	30

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СКОРАЩЕНИЯ

В настоящем текстовом документе используются следующие определения, обозначения и сокращения:

КПД – коэффициент полезного действия.

ПГД – привод главного движения.

Система СПИД – система «Станок-приспособление-инструмент-деталь».

ВВЕДЕНИЕ

Данный курсовой проект выполнен в соответствии с стандартами образования и на основе рабочей программы по дисциплине «Металлорежущие станки».

В ходе работы необходимо спроектировать привод главного движения станка.

Актуальность данной задачи состоит в том, что существующий токарно-карусельный станок-аналог не обладает заданными мощностными параметрами и, как следствие, не рассчитан на черновую обработку деталей, масса которых достигает 8 тонн. Ограничивающим фактором выступают габариты станка, которые должны быть сопоставимы со станком аналогом.

Целью данной работы является проектирование привода главного движения.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) охарактеризовать условия производства;
- 2) рассчитать режимы резания;
- 3) произвести кинематический расчет привода главного движения;
- 4) произвести силовой расчет валов и шестерен;
- 5) произвести расчет точности шпиндельного узла;
- 6) определить систему смазки привода;
- 7) описать порядок регулировки подшипниковых узлов;
- 8) разработать сборочные чертежи и комплект документации по эксплуатации привода главного движения;

1 РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ

В качестве аналога токарно-карусельного станка в задании предложен станок 1512. На данном станке можно выполнять следующие технологические операции: точение, растачивание, подрезка торцов, сверление, зенкерование, развертывание, прорезку канавок.

В данной работе был проведен анализ граничных условий режимов резания, пользуясь исходными данными и справочными формулами. При точении жёсткость системы СПИД выше, чем при растачивании и прорезании канавок за счет меньшего вылета инструмента, следовательно, можно применять более граничные условия при назначении режимов резания. Однако в соответствии с исходными данными указал разные максимальные диаметры обработки для операций точения и растачивания, следовательно, расчет режимов резания для точения и растачивания необходимо производить при черновых и чистовых параметрах. Сравнивая рекомендации из справочника по операциям сверления, зенкерования, развёртывания можно сделать вывод о том, что максимальные частоты вращения шпинделя будут при сверлении минимального диаметра отверстия, а минимальные обороты – при развертывании максимального по диаметру отверстия. Подрезка торцов является специфической операцией, поскольку при ней происходит линейное изменение обрабатываемого диаметра, в связи с чем рекомендуется назначать средние значения режимов резания.

Расчет режимов резания производился по справочнику технолога-машиностроителя А.Г. Косиловой, Р.П. Мещерякова [1].

Исходные данные:

$$D_{max} = 1100 \text{ (мм)}, t = 15 \text{ (мм)}, s = 1.8 \left(\frac{\text{мм}}{\text{об}} \right), T = 60 \text{ (мин)},$$

где D_{max} – максимальный диаметр обработки, мм;

t – глубина резания, мм;

s – подача при точении, мм/об;

T – период стойкости инструмента, мин.

Определим скорость резания при точении по формуле

$$v = \frac{C_v}{T^{m \cdot t x \cdot s y}} \cdot K_v, \quad (1.1)$$

где C_v – постоянная для скорости при точении $C_v = 340$;

K_v – поправочный коэффициент для скорости при точении, учитывающий условия обработки;

m – показатель степени для периода стойкости, $m = 0,2$;

y – показатель степени для подачи, $y = 0,45$;

x – показатель степени для глубины резания, $x = 0,15$;

K_v – поправочный коэффициент для скорости резания при точении, учитывающий условия обработки.

Коэффициент K_v определяется из формулы

$$K_v = K_{vm} \cdot K_{vi} \cdot K_{vt}, \quad (1.2)$$

где K_{vm} – коэффициент, учитывающий марку материала;

K_{vi} – коэффициент на инструментальный материал, $K_{vi} = 1,0$;

K_{vt} – коэффициент, зависящий от глубины сверления, $K_{vt} = 1,0$.

Коэффициент K_{vm} определяется по формуле

$$K_{vm} = K_g \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B}\right)^{n_v} = 0,7 \cdot \left(\frac{750}{750}\right)^{1,25} = 0,7, \quad (1.3)$$

где K_g – коэффициент, характеризующий группу стали по обрабатываемости;

σ_B – предел прочности заготовки;

n_v – показатель степени, для данной группы материалов.

Таким образом, коэффициент K_v будет равен

$$K_v = 0,7 \cdot 1 \cdot 1 = 0,7.$$

Определим скорость резания при сверлении по формуле

$$v = \frac{C_v \cdot D^q}{T^{m \cdot s y}} \cdot K_v, \quad (1.4)$$

где q – показатель диаметра, $q = 0,4$.

Определим скорость резания при развертывании по формуле

$$v = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} \cdot K_v. \quad (1.5)$$

Найдем частоту вращения по формуле

$$\eta = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D}. \quad (1.6)$$

Выберем ближайшую большую частоту вращения шпинделя, тогда действительное значение скорости определяется по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot \eta}{1000}. \quad (1.7)$$

Определим тангенциальную составляющую силы резания при точении по формуле

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot v^n \cdot t^x \cdot s^y \cdot K_p, \quad (1.8)$$

где C_p – постоянная для тангенциальной силы при точении, определяющаяся по таблице $C_p = 200$;

K_p – поправочный коэффициент для тангенциальной силы при точении, учитывающий условия обработки;

y – показатель степени для подачи, $y = 0.75$;

x – показатель степени для глубины резания, $x = 1$;

n – показатель степени для скорости, $n = 0$;

Коэффициент K_p определяется по формуле

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{rp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p}, \quad (1.9)$$

где K_{mp} – коэффициент, учитывающий марку обрабатываемого материала;

K_{rp} – коэффициент, учитывающий величину радиуса при вершине, $K_{rp} = 1$;

$K_{\varphi p}$ – коэффициент, учитывающий величину главного угла в плане, $K_{\varphi p} = 1$;

$K_{\gamma p}$ – коэффициент, учитывающий величину переднего угла, $K_{\gamma p} = 1$;

$K_{\lambda p}$ – коэффициент, учитывающий величину переднего угла, $K_{\lambda p} = 1$.

Коэффициент K_{mp} определяется по формуле

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750}\right)^{n_p}, \quad (1.10)$$

где n_p – показатель степени для данной группы материалов.

Вычислим коэффициент K_{mp} :

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750}\right)^{n_p} = \left(\frac{750}{750}\right)^{0.75} = 1.$$

Определим осевую составляющую силы резания при сверлении по формуле

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p. \quad (1.11)$$

Определим осевую составляющую силы резания при разворачивании по формуле

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot K_p. \quad (1.12)$$

Определим момент при сверлении по формуле

$$M_{кр} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p. \quad (1.13)$$

Определим момент при развёртывании по формуле

$$M_{кр} = 10 \cdot C_M \cdot t^x \cdot s^y \cdot K_p. \quad (1.14)$$

Определим мощность необходимую для точения по формуле

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60}. \quad (1.15)$$

Определим мощность, необходимую для сверления и разворачивания по формуле

$$N = \frac{M_{кр} \cdot \eta}{9750}. \quad (1.16)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Режимы резания

Наименование операции	P , кН	N , кВт	n , об/мин
Точение черновое	46,7	39,7	14
Точение чистовое	0,05	0,3	260
Растачивание черновое	7,7	8,5	30
Растачивание чистовое	0,05	0,27	350
Сверление	13	3,7	170
Развертывание	0,8	0,38	15

По результатам расчетов можно сделать вывод о том, что самой нагруженной операцией является черновое точение. Полученные данные по этой операции будут являться основой для расчетов на прочность.

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Кинематический расчет ПГД необходим для определения передаточных отношений на всех ступенях регулирования.

Сначала необходимо определить диапазон частотного регулирования. Для этого берутся минимальное и максимальное значения частот вращения шпинделя. Далее определяется знаменатель ряда по формуле [2]

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R}, \quad (2.1)$$

где z – количество ступеней регулирования, $z = 12$;

R – отношение максимальной и минимальной частоты вращения шпинделя, $R = 25$.

Вычислим знаменатель ряда:

$$\varphi = \sqrt[12-1]{25} = 1,34.$$

Выберем стандартный меньший знаменатель $\varphi = 1,26$.

Определим частоты вращения шпинделя по формуле

$$\eta_n = \eta_{\min} \cdot \varphi^{z-n}. \quad (2.2)$$

где n – степень регулирования.

Так как в станке-аналоге предусмотрено разделение шпиндельного узла от коробки скоростей, то воспользуемся такой же схемой. При этом крайнее передаточное отношение равно 5. Поэтому полученные частоты вращения следует увеличить в 5 раз для получения диапазона частот регулирования на выходном вале коробки.

Далее необходимо произвести выбор электродвигателя по критерию мощности. Для этого определяется минимально необходимая мощность для механической обработки по формуле

$$'N = \frac{N}{\mu}. \quad (2.3)$$

где μ – КПД привода.

Вычислим минимально необходимую мощность:

$$'N = \frac{39,7}{0,886} = 44,7 \text{ кВт.}$$

Для данной мощности подходит электродвигатель АИР200L2 мощностью 45 кВт и с частотой вращения 2960 об/мин.

Далее определим передаточные отношения для каждой ступени графоаналитическим методом, используя следующие рекомендации:

- 1) количество ступеней регулирования должно уменьшаться с уменьшением частоты вращения;
- 2) наибольшие передаточные отношения следует сносить на низкочастотные валы.

В соответствии с рекомендациями были получены графики частот вращения валов (рисунок 2.1).

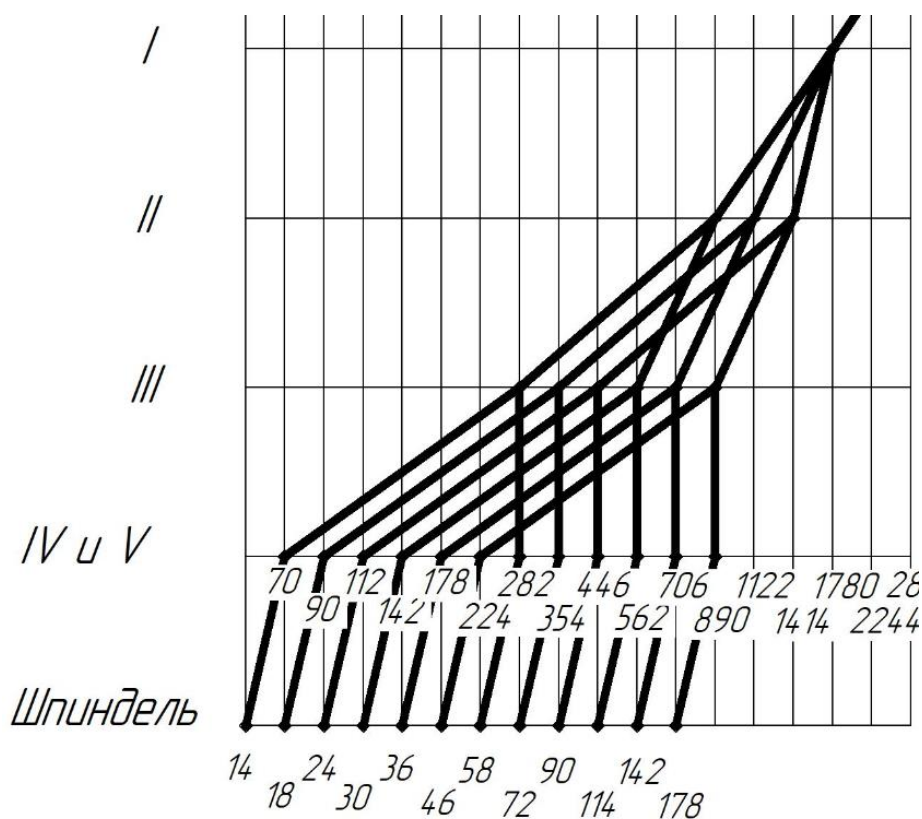


Рисунок 2.1 – График частот вращения валов (об/мин)

Далее необходимо определить количество зубьев шестерни, используя следующую рекомендацию: минимальное количество зубьев на первых валах следует увеличить на 50-30%, в запас размеров для расчетов валов на жесткость.

Для начала необходимо определить наибольшую из наименьших общих кратных сумм числителя и знаменателя передаточных отношений. Обозначим ее за переменную K . Далее определим количество зубьев в зацеплении по формуле

$$S = K \cdot E, \quad (2.4)$$

где E – коэффициент раздатка.

Коэффициент раздатка определяется по формуле

$$E = \frac{z_{min} \cdot (q + f)}{K \cdot f}, \quad (2.5)$$

где z_{min} – минимальное количество зубьев в зацеплении;

q – числитель передачи;

f – знаменатель передачи.

Количество зубьев для ведущей шестерни определяется по формуле

$$z = S \frac{q}{q+f}. \quad (2.6)$$

Количество зубьев для ведомой шестерни определяется по формуле

$$z = S \frac{f}{q+f}. \quad (2.7)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Количество зубьев шестерен

Валы	№ пары	Вид шестерни	Количество зубьев, шт.
I-II	1	Ведущая	30
		Ведомая	60
	2	Ведущая	36
		Ведомая	54
	3	Ведущая	40
		Ведомая	50
II-III	4	Ведущая	23
		Ведомая	67
	5	Ведущая	36
		Ведомая	54
III-IV	6	Ведущая	26
		Ведомая	104
	7	Ведущая	65
		Ведомая	65
V-Шпиндель	8	Ведущая	25
		Ведомая	125

3 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Валы и шестерни выполнены из одного материала: стали 40Х. Вид термообработки шестерен – улучшение.

Для начала необходимо произвести силовой расчет зубчатых шестерен. Он состоит следующих этапов [3]:

- 1) определить модуль колеса;
- 2) произвести геометрический расчет колеса;
- 3) определить изгибные и контактные напряжения колеса;
- 4) убедиться в наличии запаса прочности колеса.

Модуль зубчатого колеса рассчитывается по следующей формуле:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M \cdot K}{z \cdot \omega \cdot [\sigma]} \cdot Y}, \quad (3.1)$$

где M – крутящий момент на валу.

Крутящий момент на валу определяется по формуле

$$M = P \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i}, \quad (3.2)$$

где i – передаточное отношение на валу;

K – коэффициент нагрузки;

Y – коэффициент формы зуба;

ω – коэффициент ширины зуба;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Далее необходимо определить ширину венца по формуле

$$b = \omega \cdot m. \quad (3.3)$$

Затем необходимо рассчитать межосевое расстояние по формуле

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot S. \quad (3.4)$$

Далее необходимо проверить условие контактной и усталостной прочности:

$$[\sigma] > \sigma.$$

Контактное напряжение определяется в первую очередь по формуле

$$\sigma = \frac{300}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot K \cdot (i+1)^3}{b \cdot i}}. \quad (3.5)$$

Далее находится значение усталостной прочности по формуле

$$\sigma = \frac{2M \cdot K \cdot Y}{b \cdot z \cdot m^2}. \quad (3.6)$$

После того, как найдены значения контактного напряжения и усталостной прочности вычисляют силы в зацеплении. Так окружная сила определяется по формуле

$$F_t = \frac{2M}{z \cdot m}. \quad (3.7)$$

Радиальная сила в зацеплении рассчитывается по формуле

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (3.8)$$

где α – угол зацепления.

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры зубчатых зацеплений

Валы	m , мм	b , мм	a_w , мм	F_t , кН	F_r , кН
I-II	3	30	135	4,5	1,6
II-III	4	40	180	8,8	3,2
III-IV	6	60	390	16,5	6,0
V-Шпиндель	8	80	600	51,7	18,8

Затем производят подбор электромагнитных муфт для передачи крутящего момента на валах I и III. Учитывая величину крутящих моментов, были выбраны муфты ЭТМ112 и ЭТМ115 для I и III валов соответственно.

После выбора муфт назначают длины участков валов.

Далее производится прочностной расчет валов, который состоит из следующих этапов:

- 1) определение реакций в опорах валов (приложение Е);
- 2) определение изгибающих моментов в опасных сечениях на валу;
- 3) определение минимально необходимого диаметра вала из условия изгибной прочности.

Для определения реакции в опоре используют формулу:

$$\bar{R}_l = \frac{\sum(\bar{F} \cdot l_F)}{l_{Ri}}, \quad (3.9)$$

где \bar{F} – вектор силы в зацеплении;

l_F – плечо силы в зацеплении;

l_{Ri} – плечо реакции в опоре.

Далее определяют моменты в опасных сечениях по формуле

$$M_i = \sum(\bar{F} \cdot l_F + \bar{R}_l \cdot l_{Ri}). \quad (3.10)$$

Затем определяют эквивалентный изгибающий момент по формуле

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M^2 + 0.43M_{\text{кр}}^2}. \quad (3.11)$$

Для определения необходимого диаметра необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0.1 \cdot \sigma}}. \quad (3.12)$$

После определения необходимых параметров производится расчет валов на жесткость, так как условие жесткости в случае зубчатых сопряжений оказывается более строгим. Для этого необходимо из уравнения Мора выразить диаметр. Полученная формула выглядит следующим образом:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64}{6 \cdot E \cdot \pi \cdot \gamma} \cdot \sqrt{D + C^2 \cdot l + \sum(M \cdot l^2) + \sum(F \cdot l^3) + \sum(q \cdot l^4)}}, \quad (3.13)$$

где E – модуль Юнга материала;

γ – допускаемый прогиб;

D и C – постоянные, определяемые из граничных условий.

Полученные данные сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Параметры валов

Вал	d , мм	R_A , кН	R_B , кН
I	45	5,2	1,2
II	60	8,9	5,0
III	80	16,9	9,7
IV	100	26,2	6,6
V	100	88,1	9,7
Шпиндель	200	45,8	31,3

Шлицевые и шпоночные соединения назначают в соответствии с параметрами электродвигателя и электромагнитных муфт.

Далее производят расчет подшипниковых узлов на долговечность по следующей формуле

$$L = 10^6 \cdot \frac{\left(\frac{C_p}{R_i k}\right)^3}{v},$$

Где C_p – грузоподъемность подшипника;

R_i – реакция в опоре;

k – поправочный коэффициент, учитывающий схему закрепления;

v – частота вращения вала.

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты расчетов подшипниковых узлов на долговечность

Вал	Обозначение опоры	L , 10^4 ч.	Обозначение подшипников
I	A	7,9	212, 2212
	B	7,2	209
II	A	6,4	2312
	B	9,0	2512
III	A	15,2	2316
	B	4,8	2216
IV	A	6,1	2097724 2шт.
	B	6,0	120
V	A	8,9	2097724 2шт.
	B	7,8	42320
Шпиндель	A	15,0	2160
	B	14,0	2140

4 РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЯ НА ТОЧНОСТЬ

Так как в основании шпиндельного узла установлен гидростатический подшипник, закрепленный непосредственно в основании и планшайбе, то расчетом осевой жесткости можно пренебречь.

Для расчета радиальной жесткости шпиндельного узла необходимо определить биение, возникающие в планшайбе из-за подшипниковых узлов. Расчет радиального биения шпинделя в ненагруженном состоянии производится по следующей формуле:

$$\Delta_p = \Delta_B \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \Delta_A \cdot \frac{a}{l}, \quad (4.1)$$

где Δ_B – радиальное биение подшипника в узле B ;

Δ_A – радиальное биение подшипника в узле A ;

a – длина консольной части;

l – расстояние между опорами.

$$\Delta_p = 1,5 \cdot \left(1 + \frac{600}{1000}\right) + 1,5 \cdot \frac{600}{1000} = 3 \text{ мкм.}$$

Допускаемое радиальное биение шпинделя у станков класса точности Н с учетом нормального распределения составляет 7 мкм.

Условие точности выполнено.

5 СИСТЕМА СМАЗКИ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

Коробка скоростей и шпиндельный узел имеют централизованную систему смазки. Резервуаром для масла служит основание шпиндельного узла. При помощи системы насосов происходит подача масла к основным механическим зацеплениям, а также к гидростатическому подшипнику. При нехватке масла в гидростатическом подшипнике происходит автоматическое блокирование вращения планшайбы. Для смазки шпиндельного узла используется индустриальное масло И-50А. Шестерни коробки скоростей смазываются маслом ТЭп-15.

Во всех подшипниках качения перед сборкой необходимо смазать внутреннюю полость смазкой ЦИАТИМ-205.

6 ПОРЯДОК РЕГУЛИРОВКИ ВАЛОВ

Регулировка подшипников шпинделя сводится к уменьшению радиального зазора за счет увеличения наружных диаметров внутренних колец подшипников путем запрессовки их на конические шейки шпинделя. Порядок регулирования следующий:

- 1) планшайбу со шпинделем поднять краном и установить на подкладки шпинделем вверх;
- 2) отпустить стопорные винты и гайки;
- 3) вынуть полукольца проставные;
- 4) затянуть стопорные гайки;
- 5) произвести пригонку полуколец и установить их;
- 6) подтянуть стопорные гайки и винты.

Порядок регулировки промежуточных валов сводится к уменьшению осевых зазоров между стопорными кольцами и подшипниками при помощи набора втулок и колец.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ВЫВОДЫ

В ходе данной работы был произведен расчет режимов резания, в результате которого было выяснено, что точение при черновой обработке является самой нагруженной операцией. Требуемая мощность для точения составила 39,7 кВт. Далее был произведен выбор электродвигателя по критерию мощности и его КПД. Для полученного значения мощности 44,7 кВт был выбран электродвигатель АИР200L2 мощностью 45 кВт с частотой вращения 2960 об/мин. При проектировании ПГД было также определено количество зубьев зубчатых колес для каждого вала, составлен график частот вращения валов, произведен подбор электромагнитных муфт для передачи крутящего момента на валах I и III. Учитывая величину крутящих моментов, были выбраны муфты ЭТМ112 и ЭТМ115.

При проектировании ПГД необходимо выполнение условий на жесткость валов, контактную прочность зубчатых колес. По результатам расчетов все условия выполняются.

Так как в основании шпиндельного узла установлен гидростатический подшипник, закрепленный непосредственно в основании и планшайбе, то расчетом осевой жесткости можно пренебречь.

Для расчета радиальной жесткости шпиндельного узла было определено биение, возникающее в планшайбе из-за подшипниковых узлов. Допускаемое радиальное биение шпинделя для станков класса точности Н оказалось выше расчетного. Условие точности выполнено.

В расчетной части также была определена долговечность подшипниковых узлов.

Для спроектированного ПГД была описана схема смазки и регулировки валов.

По полученным данным был разработан пакет конструкторской документации приведенный в приложениях А-Д.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Косилова, А.Г. Справочник технолога-машиностроителя [Текст] : в 2 т. / А.Г. Косилова, Р.К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1986. – 2 т.
- 2 Тарзиманов, Г.А. Проектирование металлорежущих станков [Текст] Г.А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1972 г. – 312 с.
- 3 Курмаз, Л.В. Детали машин [Текст] : справ. Уч-мет. Пос. / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2005 – 309 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Кинематическая схема коробки скоростей

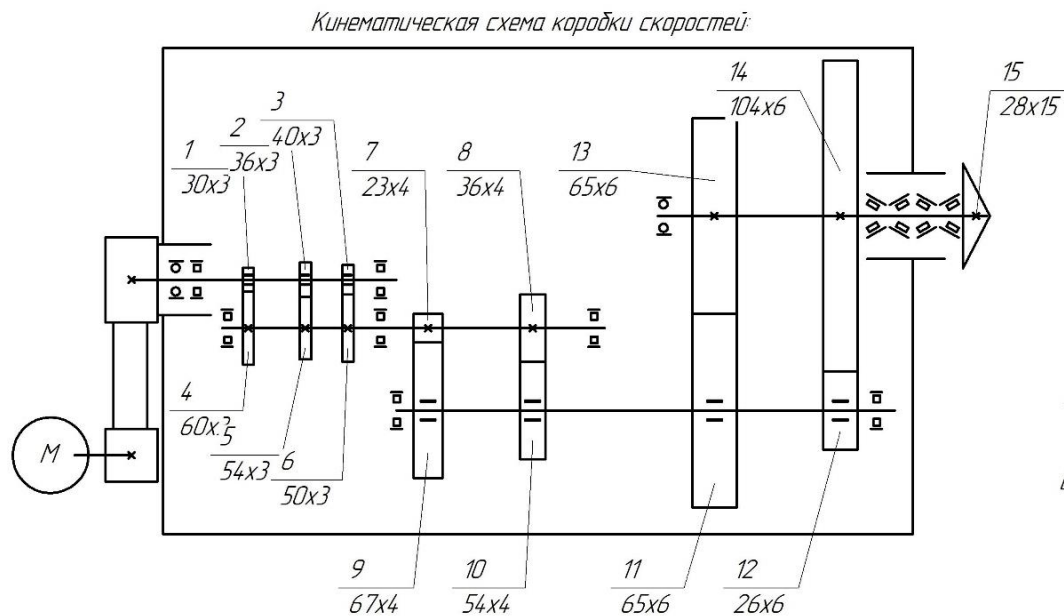


График частот вращения валов:

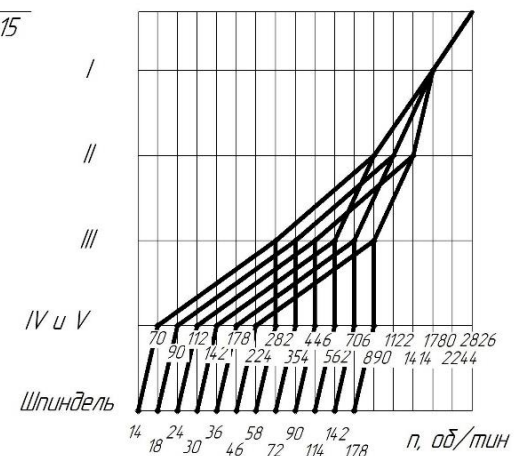
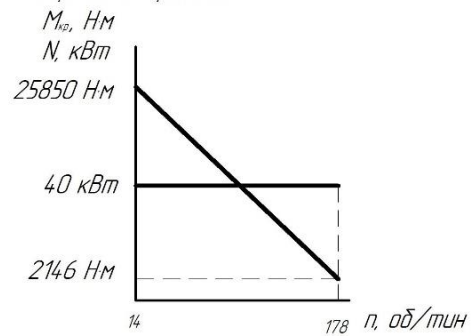
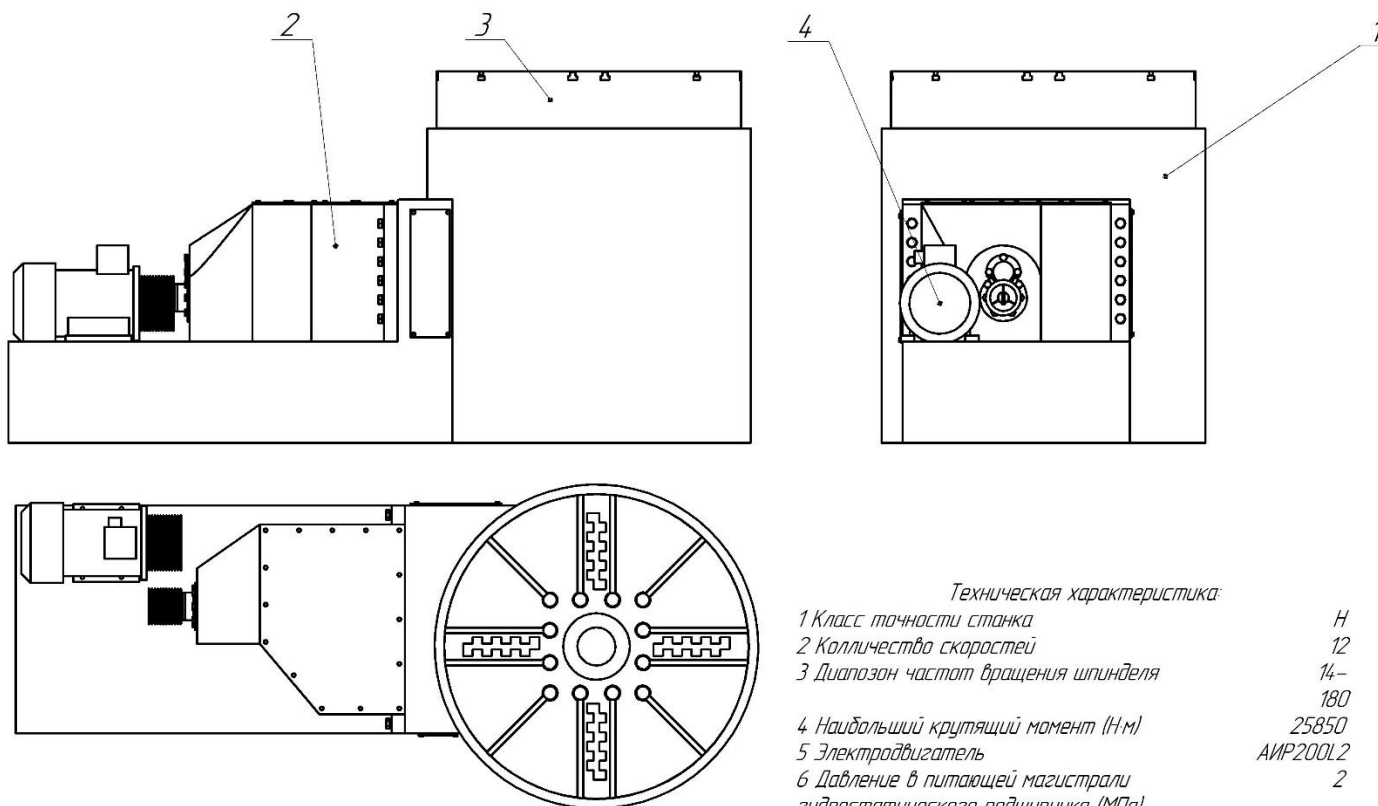


График мощности и момента коробки скоростей:



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Общий вид ПГД



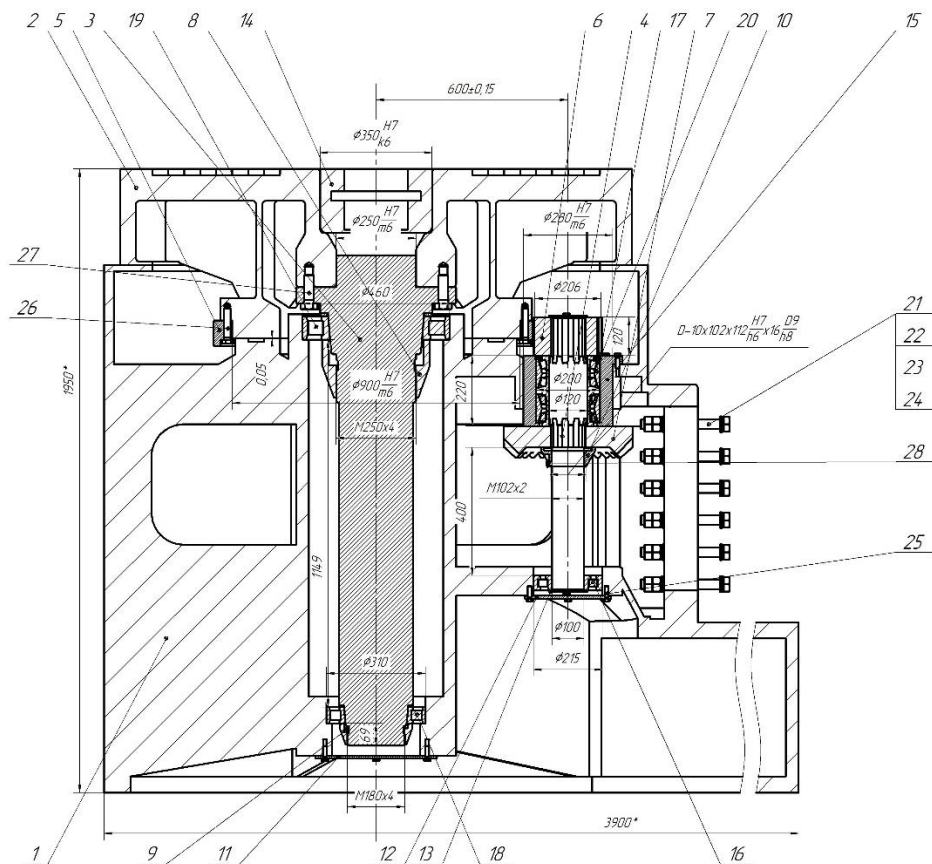
Техническая характеристика:

1 Класс точности станка	H
2 Количество скоростей	12
3 Диапазон частот вращения шпинделя	14–180
4 Наибольший крутящий момент (Н·м)	25850
5 Электродвигатель	AIP200L2
6 Давление в питающей магистрали гидростатического подшипника (МПа)	2
7 Максимальный вес заготовки (кг)	6300

Поз.	Наименование
1	Основание
2	Коробка скоростей
3	Планшайба
4	Электродвигатель

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Шпиндельный узел



Техническая характеристика:

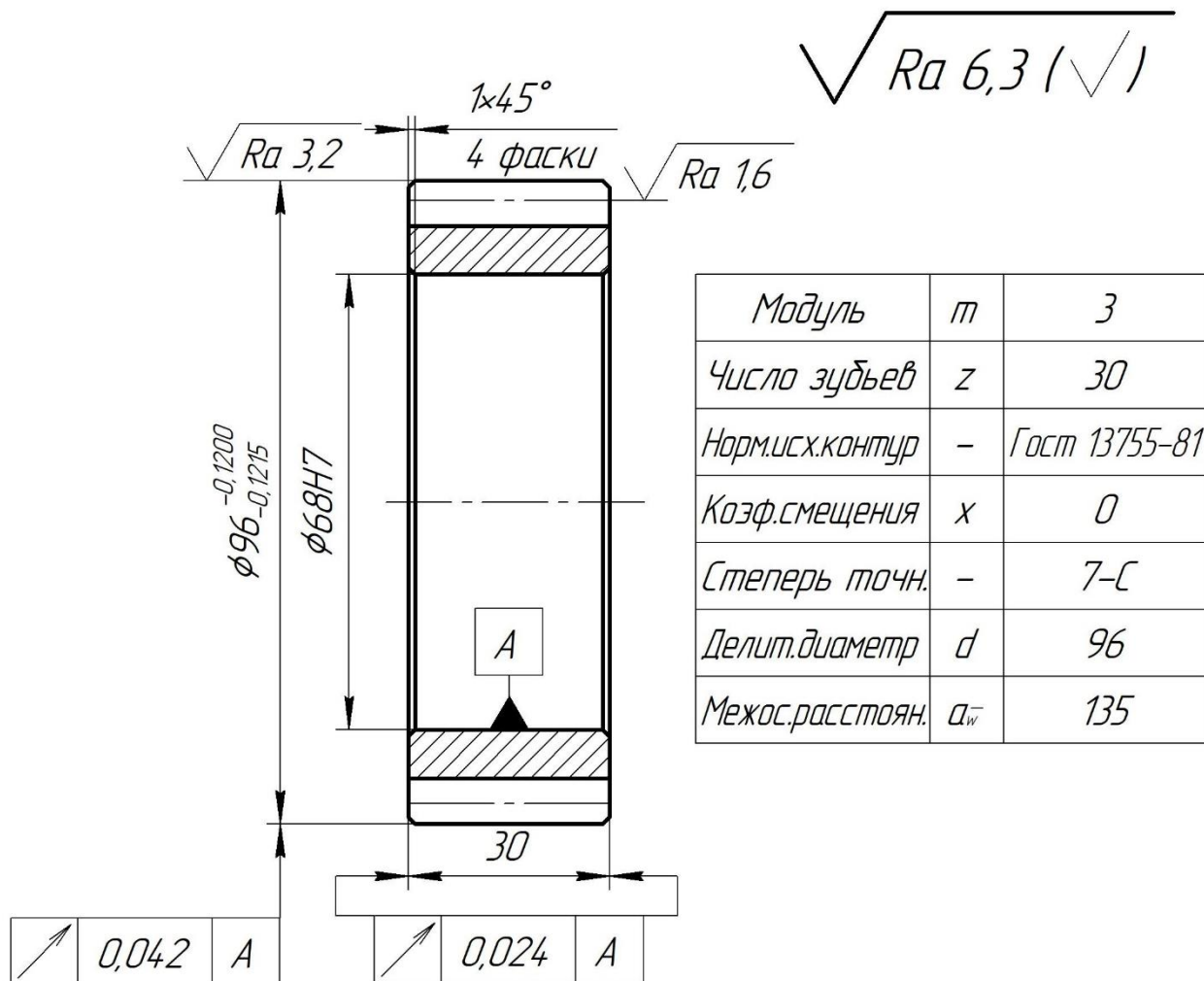
- 1 Шпиндельный узел токарно-карусельного станка 1512.
- 2 Давление в питающей магистрали гидростатического подшипника 2МПа
- 3 Грузоподъемность планшайбы 7 т.

Технические требования:

- 1 *Размеры для справок.
- 2 Элементы шпиндельного узла предварительно комплектовать в соответствии со спецификацией.
- 3 Сборку осуществлять на сборочном участке.
- 4 Пosaдки подшипников: вал I0/k6, корпус Js7/I0.
- 5 Пosaдки резьбовых соединений: ТН/бг.
- 6 Неуказанные предельные отклонения размеров: $H14, h14, \pm \frac{IT14}{2}$.
- 7 Нанести на внутренние полости подшипников смазку ЦИАТИМ-205 ГОСТ 8551-74.
- 8 Герметичность крышек обеспечить герметиком ТУ 38.303-04-04-90.
- 9 Залить масло трансмиссионное ТЭп-15 ТУ 0253-001-82637276-2011 35л.
- 10 Болты затянуть до упора.
- 11 Предварительно произвести обкатку в течении 2-ух часов.
- 12 Радиальное биение планшайбы не более 20 мкм.
- 13 Маркировать на доковой поверхности корпуса:
- 14 №чертежа
- 15 №изделия
- 16 Транспортировку осуществлять при помощи транспортных средств.
- 17 Стравливание осуществлять по 2-ум ребрам жесткости и консоли.
- 18 Разгрузочно-погрузочные работы проводить с использованием крана.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Шестерня цилиндрическая прямозубая ZA-3-30



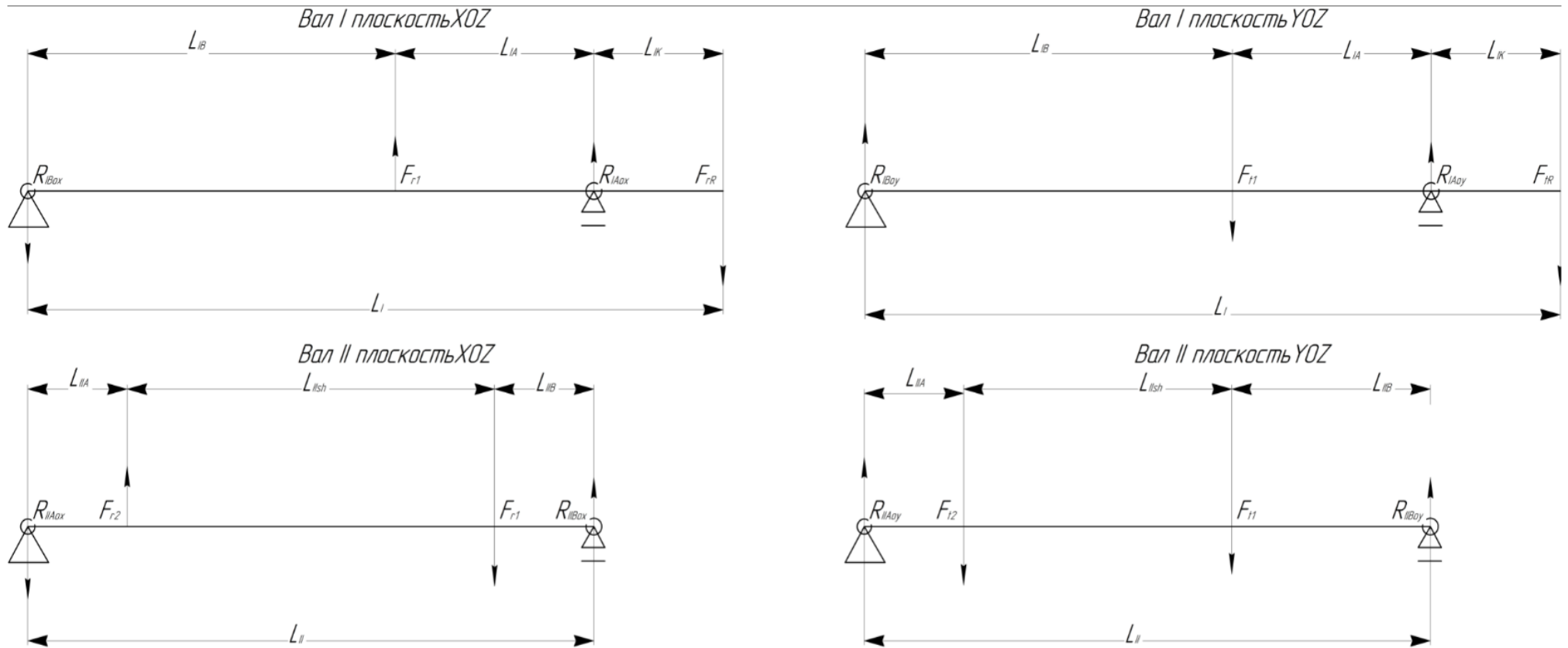
1 280...300 НВ.

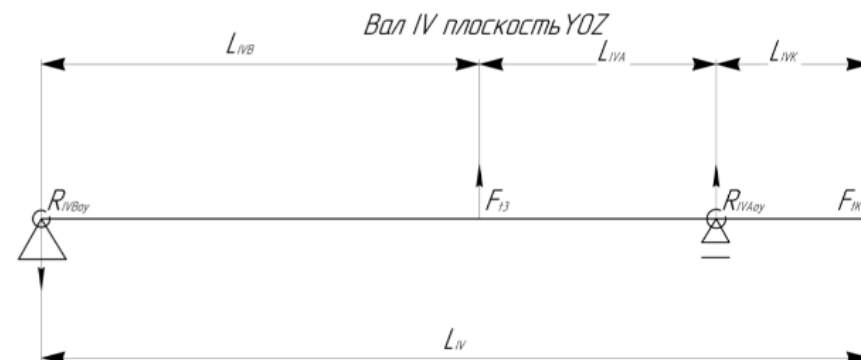
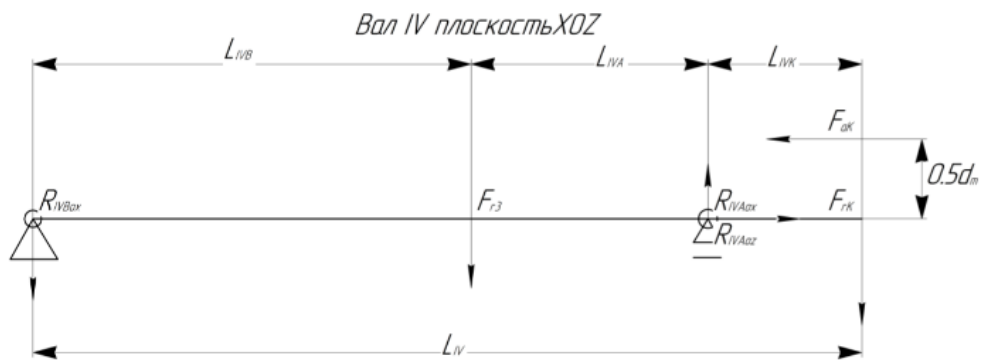
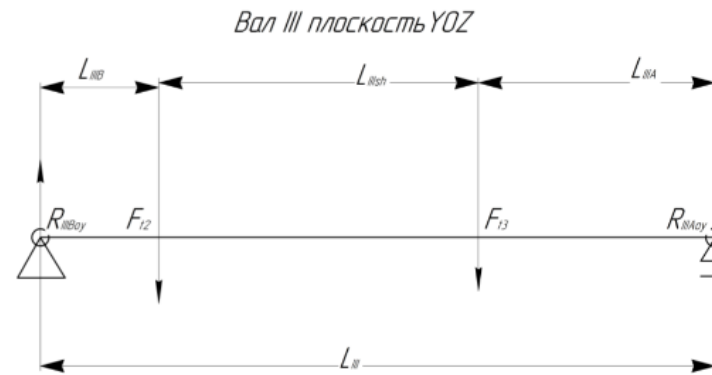
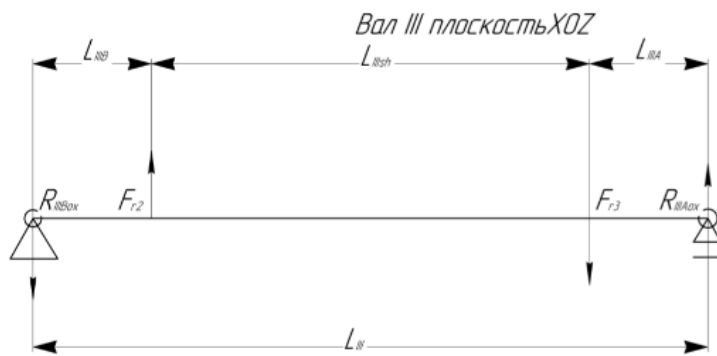
2 $h14, \pm \frac{IT14}{2}$.

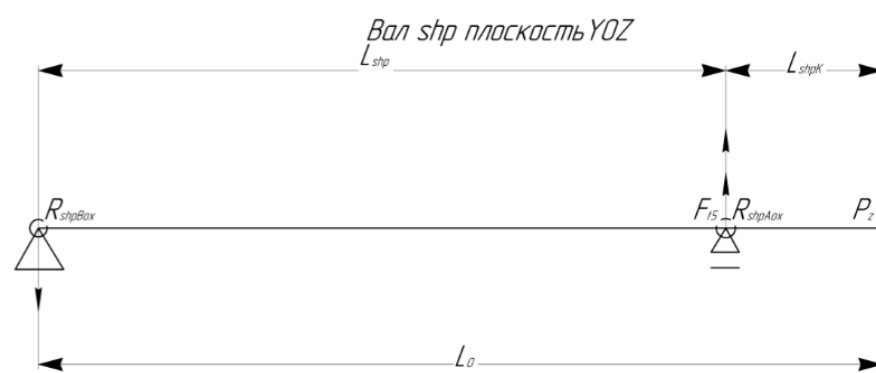
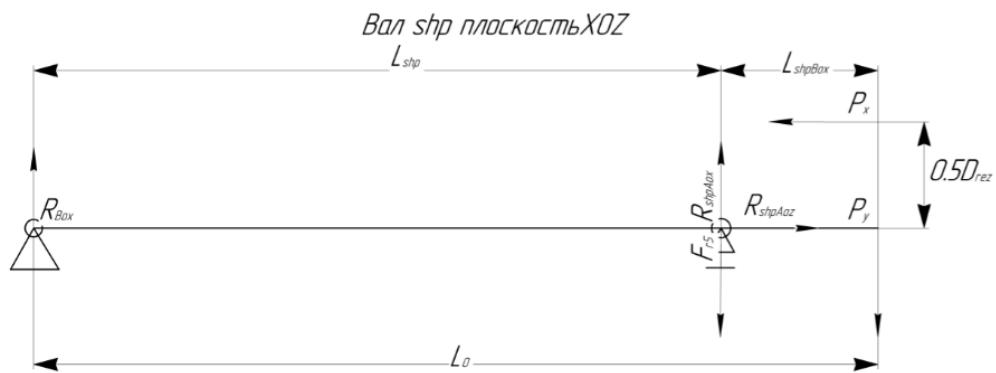
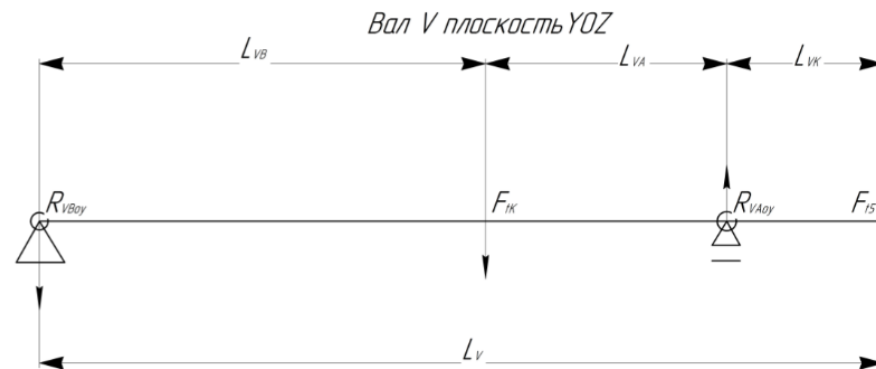
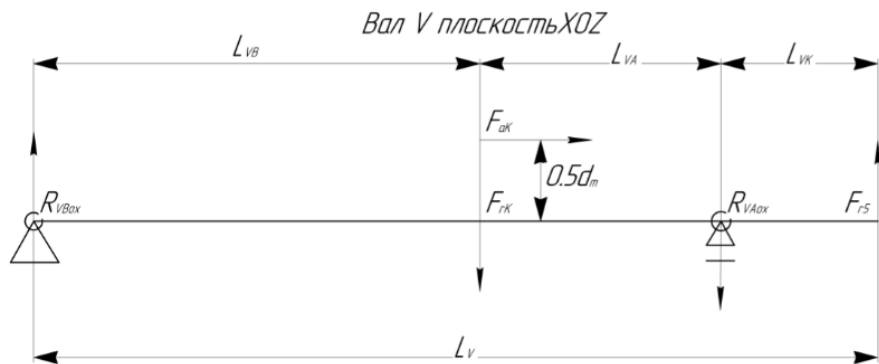
3 Точность зубчатого колеса по ГОСТ 1643-81.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Расчетные схемы







Сведения о самостоятельности выполнения работы

Работа «Проектирование привода главного движения» выполнена мной самостоятельно.

Один печатный экземпляр работы и электронный вариант работы на цифровом носителе преданы мной на кафедру.

«__» _____ 20__

_____ (подпись)

_____ (инициалы, фамилия)