Ульяновский государственный технический университет

Кафедра «***Инновационные технологии в машиностроении***»

Курсовая работа

по Металлорежущим станкам

Студент Кустов В.С.

Факультет Машиностроительный

Группа УМЗ-17-Тмбу

Ульяновск 2020г.

УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «***Инновационные технологии в машиностроении***»

Дисциплина «Металлорежущие станки»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовой работе

Студент _____(В.С. Кустов)

Факультет Машиностроительный

Группа УМЗ-17-Тмбу

Консультант _____(Ю. В. Кирилин)

Ульяновск 2020г.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ИНСТИТУТ ДИСТАНЦИОННОГО И ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Дисциплина МРС

Задание на курсовой проект (работу)

Студенту(ке) Кустову Л.С.

фамилия, инициалы

Тема проекта (работы) Модернизация привода главного движения станка мод. 6Р12.

Срок сдачи законченного проекта(работы) «23» 01. 2020 г.

Исходные данные к проекту (работе)

(базовое предприятие, характер курсового проекта(работы): задание кафедры, инициативная НИР, рекомендуемая литература, материалы практики)

$z=18$; $\varphi=1{,}26$ и $\sqrt{1{,}26}$; $n_{min}=12{,}5$ об/мин; $n_э=1460$ об/мин

$N_э=7{,}5$ кВт; $T=12000$ г.

Содержание пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов) Типовое с подробным описанием устройства коробки скоростей.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Графики частотвращения и кинематич-е схемы — 1л
2. Развертка и свертка коробки скоростей — 1,5л
3. Общий вид коробки скоростей — 0,5л

Руководитель [подпись] / Ю.В. Кирилин /

подпись инициалы, фамилия

«19» 12 2019 г.

Студент [подпись] / Л.С. Кустов /

подпись инициалы, фамилия

«20» 12 2019 г.

АННОТАЦИЯ

курсового проекта по металлорежущим станкам студента
гр УМЗ-17-Тмбу. Кустова В.С.

Пояснительная записка на 23 с., в том числе 7 ил.; 2,5 листа чертежей.
Ульяновский государственный технический университет, 2020 г.

В курсовом проекте, согласно заданию, выполнена модернизация привода главного движения вертикального консольно-фрезерного станка модели 6Р12.

Разработана кинематическая схема привода и график частот вращения шпинделя.

Определены недостающие параметры для прочностного расчета и выполнены проектные расчеты зубчатых колес, валов и зубчатой передачи. Разработана компоновочная схема коробки скоростей, выбраны подшипники, определены конструктивные элементы отдельных деталей.

Разработана схема механизма переключения скоростей, рассчитаны и определены конструктивные параметры основных деталей этого механизма.

В графической части выполнен технический проект коробки скоростей. Приведено описание разработанной конструкции. Отражены преимущества и недостатки этого узла в сопоставлении с базовым вариантом.

Модернизация станка модели 6Р12 привела к увеличению числа частот вращения (с 9 до 18). Применение дискового селективного механизма с двумя сходящимися дисками дало возможность выборочного переключения зубчатых блоков. Это ускорило процесс переключения, улучшило включаемость передачи и уменьшило износ торцев зубьев зубчатых колес.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 6

1. Кинематический расчет коробки скоростей 8

1.1 Построение графика частот вращения шпинделя 8

1.2 Определение числа зубьев передач 10

1.2.1 Расчет числа зубьев первого блока: 10

1.2.2 Расчет числа зубьев второго блока: 11

1.2.3 Расчет числа зубьев третьего блока: 11

1.4 Разработка кинематической схемы коробки скоростей 12

2. Прочностной расчет привода 12

2.1 Определение расчетной частоты вращения шпинделя 12

2.2 Определение мощностей и передаваемых крутящих моментов на валах 13

2.3 Расчет зубчатых передач 14

2.5 Расчет валов привода 16

2.5.1 Расчет вала I 16

2.5.2 Разработка компоновочной схемы 16

2.5.3 Расчет валов II ,III ,IV и V 17

2.6 Выбор подшипников качения 19

2.6.1 Выбор подшипников для вала I 20

2.6.2 Выбор подшипников для вала II 21

2.6.3 Выбор подшипников для вала III 21

2.6.4 Выбор подшипников для вала IV и V 22

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 22

Список литературы 24

ПРИЛОЖЕНИЯ **Ошибка! Закладка не определена.**

Приложение 1 24

Приложение 2 26

Приложение 3 26

ВВЕДЕНИЕ

Создание современных, точных и высокопроизводительных металлорежущих станков обуславливает повышенные требования к их основным узлам. В частности, к приводам главного движения и подач предъявляются требования: по увеличению жёсткости, повышению точности вращения валов, шпиндельных узлов. Станки должны обеспечивать возможность высокопроизводительного изготовления без ручной последующей доводки деталей, удовлетворяющих современным непрерывно возрастающим требованиям к точности.

Фрезерные станки широко применяют во всех отраслях машиностроительной промышленности. Они предназначены для токарной обработки из пруткового материала. На таких станках можно производить черновое и чистовое обтачивание, фасонное обтачивание, подрезание торцов, нарезание резьбы, накатку рифлей и отрезание.

В большинстве станков в качестве привода главного движения применяют коробки передач со ступенчатым регулированием частоты вращения, соединённые с асинхронным электродвигателем. К приводам главного движения предъявляют следующие требования: обеспечение необходимой мощности резания, сохранение постоянства мощности резания в коробках скоростей и крутящего момента, обеспечение заданного диапазона регулирования скорости, высокий КПД, надёжность, простота обслуживания и малые размеры.

Для обработки на фрезерных станках деталей машин с разными размерами и режущим инструментом, с различными режущими свойствами, при большом числе технологических операций для получения оптимальных режимов резания необходимо изменять частоты вращения шпинделя в пределах от n_{min} до n_{max}.

Между наибольшей и наименьшей частотами вращения шпинделя промежуточные частоты могут быть расположены бесступенчато (плавно) или ступенчато (прерывисто). Применение бесступенчатого регулирования частоты вращения даёт возможность более просто осуществить оптимальные режимы резания. С применением бесступенчатого регулирования конструкция станка упрощается. В качестве электрического бесступенчатого привода применяют электродвигатели постоянного тока.

Ступенчатое регулирование даёт возможность установить ограниченное число частот вращения в заданных пределах. По этой причине величина регулирования не всегда может быть установлена оптимальной. Механизмы со ступенчатым регулированием компактны, просты и имеют более высокий КПД по сравнению с бесступенчатым регулированием.

Техническая характеристика станка

Наименование параметров	Ед.изм.	Величины
Класс точности по ГОСТ 8-71		Н
Длинна рабочей поверхности стола	мм	1250
Ширина рабочей поверхности стола	мм	320
Число Т-образных пазов		3
Наибольшее продольное перемещение стола	мм	800
Наибольшее поперечное перемещение стола	мм	240
Наибольшее вертикальное перемещение стола	мм	410
Наименьшее и наибольшее расстояния от торца шпинделя до стола	мм	30-450
Расстояние от оси шпинделя до вертикальных направляющих станины	мм	350
Перемещение стола на одно деление лимба (продольное, поперечное, вертикальное)	мм	0,05
Перемещение стола на один оборот лимба (продольное, поперечное и вертикальное)	мм	6, 6, 2
Наибольшая масса обрабатываемой детали	кг	250
Наибольшее осевое перемещение пиноли шпинделя	мм	70
Перемещение пиноли на один оборот лимба	мм	4
Перемещение пиноли на одно деление лимба	мм	0,05
Наибольший угол поворота шпиндельной головки	град	± 45
Цена одного деления поворота шпиндельной головки	град	1
Мощность привода главного движения	кВт	7,5
Частота вращения главного привода	об/мин	1460
Мощность привода подач	кВт	2,2
Частота вращения приводов подач	об/мин	1430
Длинна станка	мм	2305
Ширина станка	мм	1950
Высота станка	мм	2020
Вес станка	т	3,12

1. Кинематический расчет коробки скоростей

1.1 Построение графика частот вращения шпинделя

Исходные данные:

- число частот вращения z = 18;
- знаменатель геометрической прогрессии φ = 1,26; √12,5
- минимальная частота вращения шпинделя n_{min} = 12,5 об/мин;
- максимальная частота вращения шпинделя n_{max} = 1460 об/мин;
- частота вращения электродвигателя $n_Э$ = 1460 об/мин;
- мощность электродвигателя $N_Э$ = 7,5кВт.

Структурная формула имеет вид: z = 3 × 3 × 2 = 18. Число валов коробки скоростей: 5.

На произвольном одинаковом расстоянии друг от друга проводим вертикальные линии, число которых равно числу валов в приводе. Каждому валу, начиная от электродвигателя, присваивается номер римскими цифрами.

Проводим горизонтальные линии, количество которых равно (z + 1).

Напротив каждой горизонтальной линии записываем соответствующую частоту вращения шпинделя, определенную из геометрического ряда со знаменателем φ = 1,26:

n_1 = 12,5 об/мин;

n_2 = 16 об/мин;

n_3 = 20 об/мин;

n_4 = 25 об/мин;

n_5 = 31,5 об/мин;

n_6 = 40 об/мин;

n_7 = 56 об/мин;

n_8 = 71 об/мин;

n_9 = 90об/мин;

n_{10} = 106 об/мин;

n_{11} = 140 об/мин;

n_{12} = 180 об/мин

n_{13} = 225 об/мин;

n_{14} = 280 об/мин;

n_{15} = 355 об/мин;

n_{16} = 450 об/мин;

Частоту вращения вала электродвигателя соединяем ломаной выпуклой линией с минимальной частотой вращения шпинделя. При этом должно выполняться условие: $1/4 \leq i \leq 2$, где i – передаточное отношение.

График частот вращения показан на рис. 1.1.

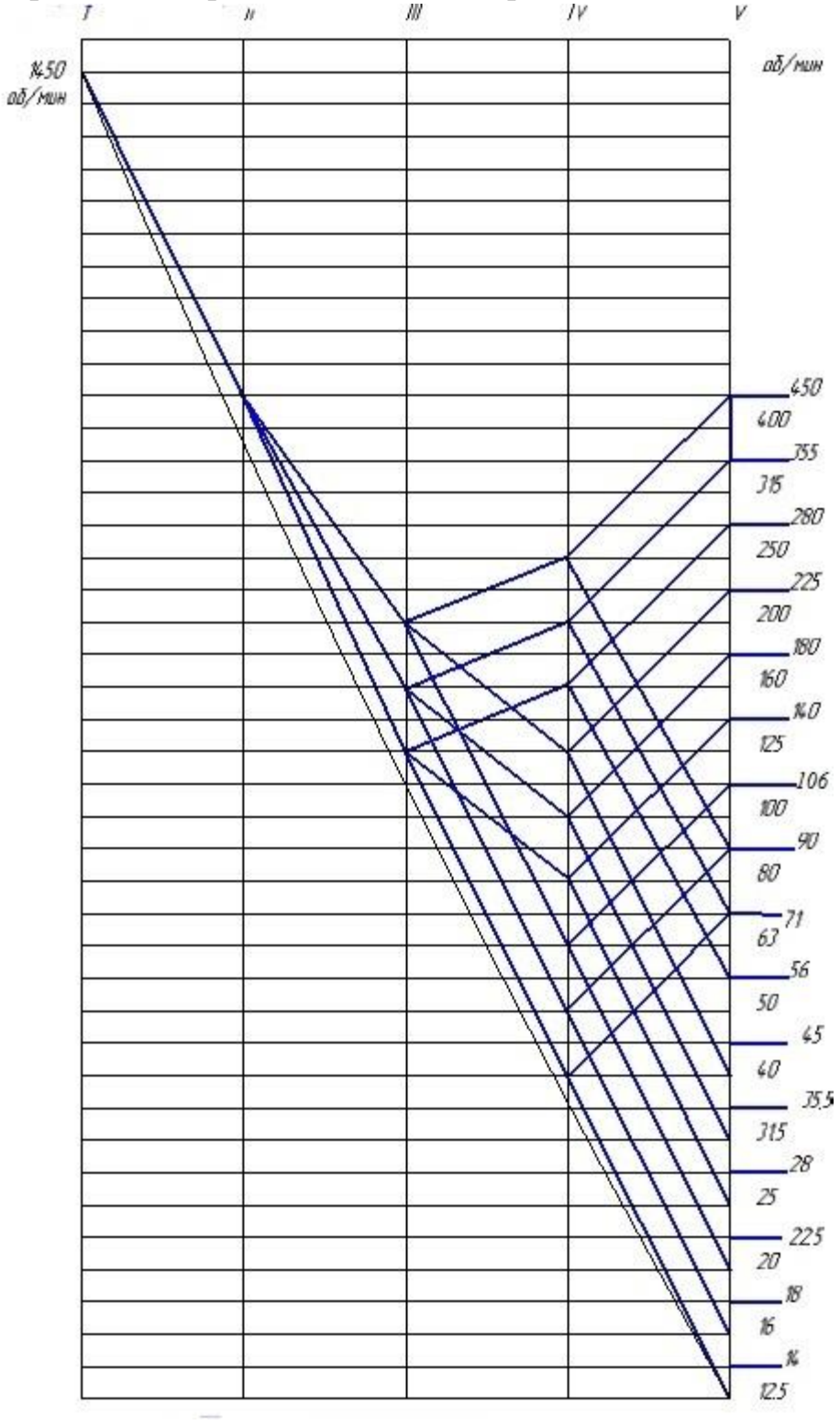


Рис.1 График частот вращения шпинделя модернизированного станка

1.2 Определение числа зубьев передач

Расчет числа зубьев зубчатой передачи между 1 и 2 валом:

$$i_1 = 450/1460 = 0{,}34$$

$Z_{ш1}=24$ $Z_{к1}=71$

1.2.1 Расчет числа зубьев первого блока:

$$i_2 = 160/450 = 0{,}32$$

$$z_{ш2} = 20,\ z_{к.2} = 20/0{,}32 = 62,$$

$$i_2 = 20/62$$

$$\Sigma Z_{(II)} = z_{ш.2} + z_{к.2} = 20+62 = 82.$$

Числа зубьев других передач в группе:

$$z_{ш}i = \underline{i}i\underline{*}+\underline{\Sigma}1\underline{z}иZ_к = \Sigma z - z_ш\ .$$

Имея

$$i_3 = 200/500 = 0{,}4 \text{ и } \Sigma z = 82\ ,$$

$$z_{ш3} = \frac{0{,}4*82}{0{,}4+1} = 23,$$

получим $z_{ш3} = 23$,

$$z_{к3} = \Sigma z_{(II)} - z_{ш3} = 82 - 23 = 59;$$

$$i_3 = 23/59.$$

Имея

$$i_4 = 250/500 = 0{,}5 \text{ и } \Sigma z = 82\ ,$$

получим $z_{ш4} = 27$ и $z_{к4} = 55$,

$$Z_{к4} = \Sigma z_{(II)} - z_{ш4} = 82 - 27 = 55;$$

$$i_4 = 27/55.$$

1.2.2 Расчет числа зубьев второго блока:

$$i_5 = 50/160 = 0{,}31;$$

Принимаем

$$z_{ш.5} = 21;\ z_{ш5} = 21/0{,}31 = 68;$$
$$\Sigma z_{(III)} = z_{ш.5} + z_{к.5} = 21 + 68 = 89.$$

Числа зубьев других передач в группе:

$$z_{ш}i = \underline{i}\underline{i}\underline{*}+\underline{\Sigma}1\underline{z} \text{ и } z_к = \Sigma z - z_ш.$$

$$i_6 = \underline{125/200} = 0{,}63,$$
$$i_6 = 31/58. \quad z_{ш6} = 31, \quad z_{к6} = \Sigma z_{(III)} - z_{ш6} = 89 - 31 = 58.$$
$$i_7 = \underline{250/315} = 0{,}79,\ z_{ш7} = \underline{0{,}79*89/1{,}79} = 53,$$

$$z_{к7} = \Sigma z_{(III)} - z_{ш7} = 105 - 53 = 52,$$

$$i_7 = 53/52.$$

1.2.3 Расчет числа зубьев третьего блока:

$$i_8 = \frac{20}{80} = 0{,}25 \text{, если } z_{ш8} = 21 \text{, то } z_{к8} = \frac{2}{0{,}2}\frac{1}{5} = 84,$$

$$\Sigma z_{(IV)} = z_{ш8} + z_{к8} = 21+84 = 105$$

$$i_8 = 21/84.$$

$$i_9 = 1\underline{5}0\underline{0}0\underline{0}0 = 0{,}5,\ z_{ш9} = \underline{i}\underline{i}\underline{*}+\underline{\Sigma}1\underline{z} = \underline{2}2\underline{*}+\underline{11}1\underline{5} = 76,$$

$$z_{к9} = \Sigma z_{(IV)} - z_{ш9} = 105 - 35 = 70$$

$$i_9 = 70/35.$$

Таблица 1 Значения i, z и Σ_Z групповых передач

i		$i_2 = 0{,}315$	$i_3 = 0{,}4$	$i_4 = 0{,}5$	$i_5 = 0{,}25$	$i_6 = 0{,}5$	$i_7 = 1$	$i_8 = 0{,}25$	$i_9 = 0{,}5$
$z_ш : z_к$	280:100	21 : 67	25 : 63	29 : 58	21 : 84	42 : 63	53 : 52	21 : 84	35 : 70
Σ_Z		88			105		105		

1.4 Разработка кинематической схемы коробки скоростей

Кинематический расчет завершаем вычерчиванием кинематической схемы коробки скоростей. В качестве исходных данных используем график частот вращения (рис.1.1) и кинематическую схему базового станка (рис.1.2). На схеме указываем номера валов, характеристику электродвигателя, числа зубьев колес.

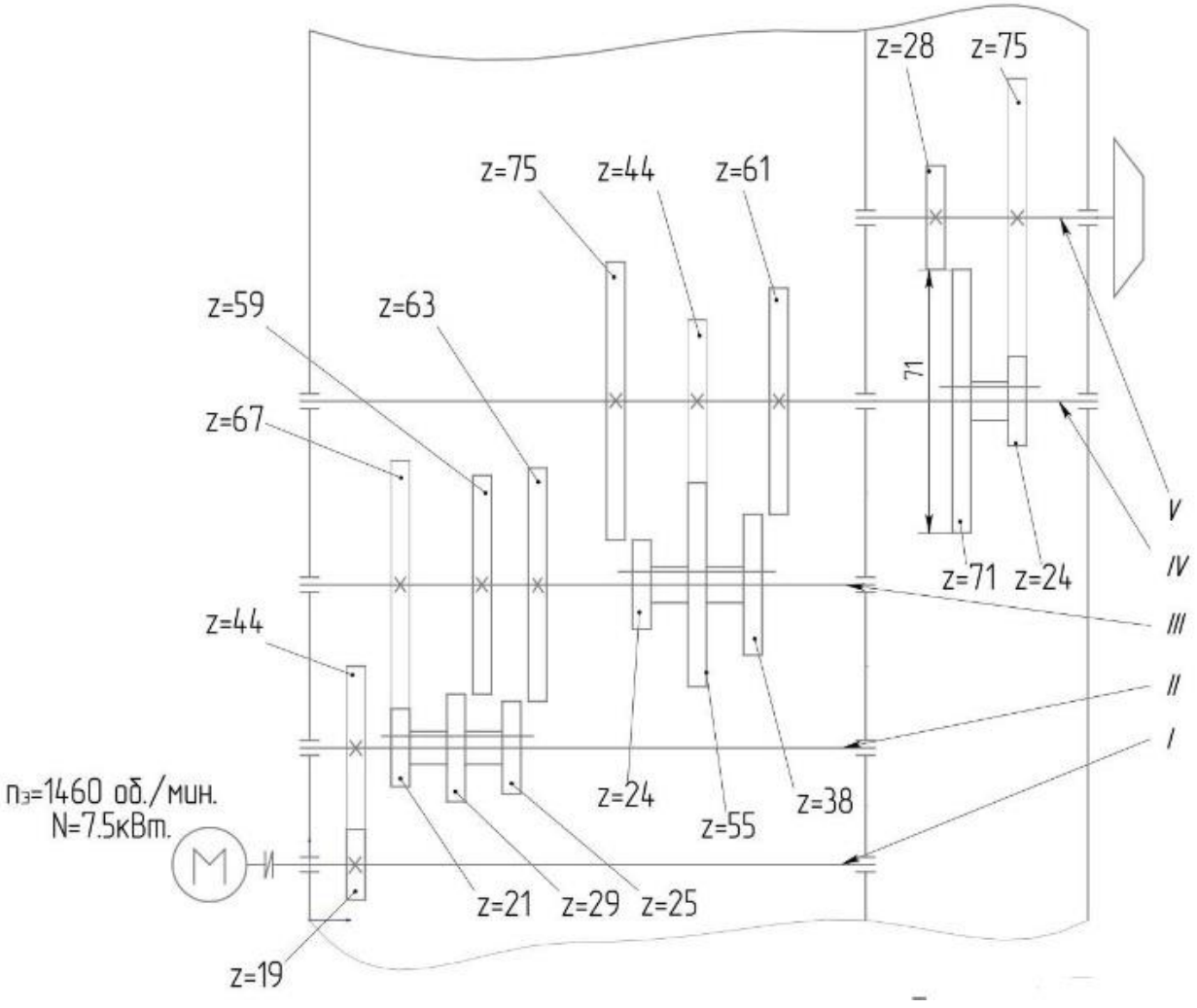


Рис. 2. Кинематическая схема коробки скоростей модернизированного станка

2. Прочностной расчет привода

2.1 Определение расчетной частоты вращения шпинделя

Расчетная частота вращения шпинделя:

$$n_р = n_{min} \cdot \sqrt[4]{\frac{n_{max}}{n_{min}}},$$

$$n_р = 20 \cdot \sqrt[4]{\frac{450}{12,5}} = 33,3$$

где n_{min} и n_{max} – соответственно минимальная и максимальная частоты $n_р$ вращения шпинделя по геометрическому ряду.

Принимаем n_P = 63 об/мин.

Расчетную кинематическую цепь выделяем на графике (рис. 1) утолщенной линией.

2.2 Определение мощностей и передаваемых крутящих моментов на валах

Мощность на валах коробки скоростей:

$$N_i = N_Э \cdot \eta_{1x} \cdot \eta_{2y} \cdot \eta_3,$$

где η_1 – КПД пары подшипников качения (η_1 = 0,99); η_2 – КПД пары прямозубых цилиндрических колес (η_2 = 0,97);

η_3 – КПД ременной передачи (η_3 = 0,98);

x, y – показатели степеней, равные соответственно числу пар подшипников и зубчатых передач.

$$N_I = 7,5кВт;$$

$$N_{II} = 7,5 \cdot 0,98 = 7,35кВт;$$

$$N_{III} = 7,5 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 7,05кВт;$$

$$N_{IV} = 7,5 \cdot 0,99^2 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98 = 7кВт;$$

$$N_V = 7,5 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97^3 \cdot 0,98 = 6,8кВт.$$

Крутящие моменты на валах расчетной кинематической цепи:

$$M_i = 974000 \cdot \frac{N_i}{n_i};$$

$$M_I = 974000 \cdot \frac{7,5}{450} = 15006Н{\cdot}см;$$

$$M_{II} = 974000 \cdot \frac{7,35}{450} = 14666,2Н{\cdot}см;$$

$$M_{III} = 974000 \cdot \frac{7,05}{315} = 31002,85Н{\cdot}см;$$

$$M_{IV} = 974000 \cdot \frac{7}{160} = 60448,87Н{\cdot}см;$$

$$M_V = 974000 \cdot \frac{6,8}{40} = 231568,5Н{\cdot}см.$$

2.3 Расчет зубчатых передач

Расчет цилиндрических зубчатых колес (шестерен) заключается в определении требуемого модуля. Для стальных прямозубых колес модуль определяется по формулам:

1) из условия изгибной прочности зубьев:

$$m_И \geq \sqrt[3]{\frac{195000 \cdot N \cdot K_П \cdot K_Д \cdot K_{HP}}{Y_H \cdot z \cdot \Psi_B \cdot [\sigma_И] \cdot n}};$$

$$m_И = 3{,}01 \approx 3$$

2) из условия контактной прочности (усталости) поверхностных слоев зубьев: $m_K \geq \sqrt[3]{\frac{i+1}{\Psi_B} \cdot \left(\frac{1070000}{[\sigma_K] \cdot i \cdot z}\right)^2 \cdot \frac{N \cdot K_П \cdot K_Д \cdot K_{HP}}{n}}$.

$$m_K = 4{,}81 \approx 5$$

Исходные величины, необходимые для расчета модулей зубчатых колес, приведены в табл. 2

Таблица 2

Исходные данные для определения модулей зубчатых колес

Исходные данные и определяемые величины	Обозначения и размерность	Расчетные формулы	Указания по выбору	Числовые величины
1	2	3	4	5
Степень точности зубчатых передач			По ГОСТ 1643-81	7
Марка стали и термообработка	1 – 40Х, нормализация 2 – 12ХН3А, цементация, закалка 3 – 40ХФА, азотирование			
Мощность на валах привода	N_i, кВт	$N_i = N_{э_i} \cdot \eta$		$N_I = 7{,}5$ $N_{II} = 7{,}35$ $N_{III} = 7{,}05$ $N_{IV} = 7$ $N_V = 6{,}8$

Число зубьев шестерни (зубчатое колесо с меньшим числом зубьев)	z			3 – 21 9 – 21 15 – 21
Расчетная частота вращения вала (шестерни)	n, об/мин			n_I= 450 n_{II} = 450 n_{III} = 316 n_{IV} = 160 n_V = 40
Передаточное число зубчатой пары	i	$i \geq 1$		i_2 = 3,19 i_8 = 4 i_9 = 2
Отношение ширины зубчатого венца (B) к модулю (m)	Ψ_B	$\Psi_B = \frac{B}{m}$	$\Psi_B = 7 \div 14$	10

Продолжение Таблицы 2

1	2	3	4	5
Коэффициенты: перегрузки динамичности неравномерности распределения нагрузки формы зуба	$K_П$ $K_Д$ $K_{НР}$ $Y_Н$		Табл. 3.4 Табл. 3.5 Табл. 3.6	1 1,15 4 – 1,1 10 – 1,1 16 – 1,1 4 – 0,39 10 - 0,39 16– 0,39
Общая продолжительность работы механизма за расчетный срок службы	$T_М$, час			12000
Суммарное число циклов нагружения за $T_М$	N_C	$N_C = 60 \cdot n \cdot T_М$		$7{,}2 \cdot 10^8$ $7{,}2 \cdot 10^8$ $3{,}6 \cdot 10^8$ $1{,}8 \cdot 10^8$ $0{,}45 \cdot 10^8$
Коэффициент переменности режима нагрузок	$K_{и\ реж}$			0,8

Длительный предел выносливости зуба при работе на изгиб	$\sigma_{и\ пр}$, МПа			1 – 180 2 – 460 3 – 300
Допускаемое напряжение на изгиб	$[\sigma_и]$, МПа	$[\sigma_и] = \sigma_{и\ пр} \times$ $\times K_{и\ реж}$		1 – 144 2 – 368 3 – 240
Коэффициент переменности режима нагрузок	$K_{креж}$			0,2
Длительный предел контактной выносливости	$\sigma_{кд}$, МПа			1 – 500 2 – 1200 3 – 1050
Допускаемое напряжение при расчете на контактную прочность	$[\sigma_к]$, МПа	$[\sigma_и] = \sigma_{кд} \times$ $\times K_{креж}$		1 – 100 2 – 240 3 – 210

Расчет модулей зубчатых колес из различных материалов производим на ЭВМ по программе “ШЕСТЕРНЯ”. Результаты расчета приведены в приложении 1.

Анализируем результаты расчета и принимаем в качестве материала зубчатых колес сталь 12ХН3А цементированную и закаленную. В этом случае расчетные значения “контактного” модуля составляют соответственно $m_К$ = 2,29 мм (принимаем m = 2,5 мм); 2,60 мм (принимаем m = 3 мм); 3,23 мм (принимаем m = 4 мм);

2.5 Расчет валов привода

2.5.1 Расчет вала I

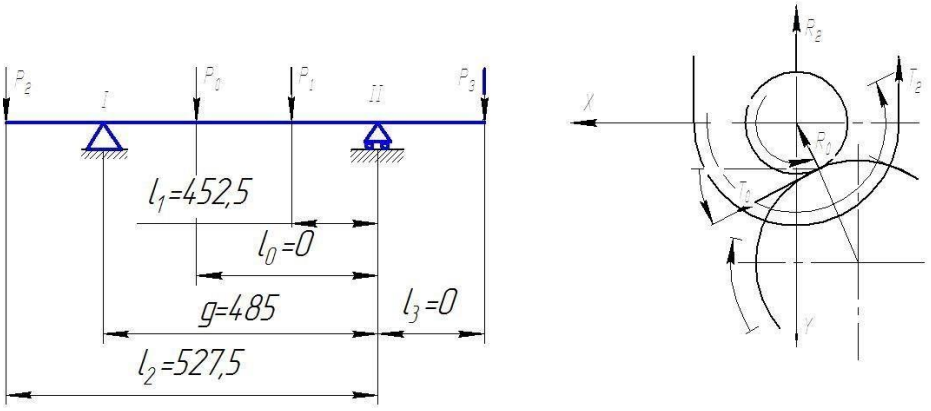


Рис. 3 Расчетная схема нагружения вала I

2.5.2 Разработка компоновочной схемы

Компоновочную схему выполняем в виде развертки по валам и свертки, определяющей пространственное расположение валов. Эту схему вычерчиваем в произвольном масштабе на бумаге формата А2 и помещаем в записку. При ее разработке используем чертежи коробки скоростей базового станка, чтобы осуществить наиболее близкую компоновку разрабатываемой коробки к имеющейся. Кроме того, воспользуемся рекомендациями по выбору конструктивных параметров зубчатых колес и других элементов привода. С помощью этой схемы определяем все необходимые расстояния между опорами, шестернями, а также направления тангенциальных и радиальных усилий. Компоновочная схема представлена в приложении 2.

2.5.3 Расчет валов II ,III , IV,V

Расчет диаметров валов в опасных сечениях производим на ЭВМ по программе “ВАЛ”. Расчетная унифицированная схема нагружения изображена на рис.3. Исходные данные для расчета сведены в таблицу 3. Результаты расчета представлены в приложении 3.

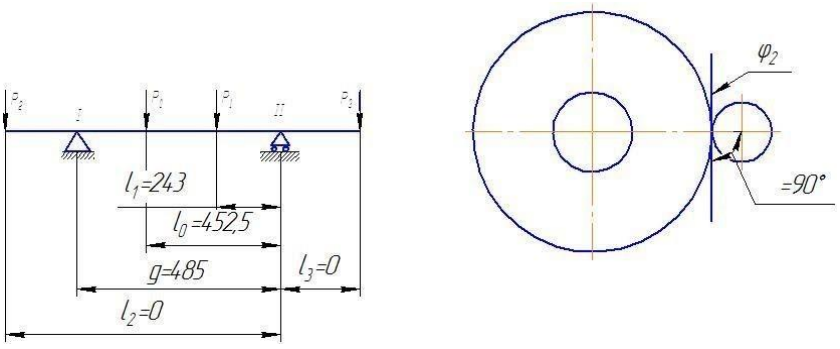


Рис. 4 Расчетная унифицированная схема нагружения вала II

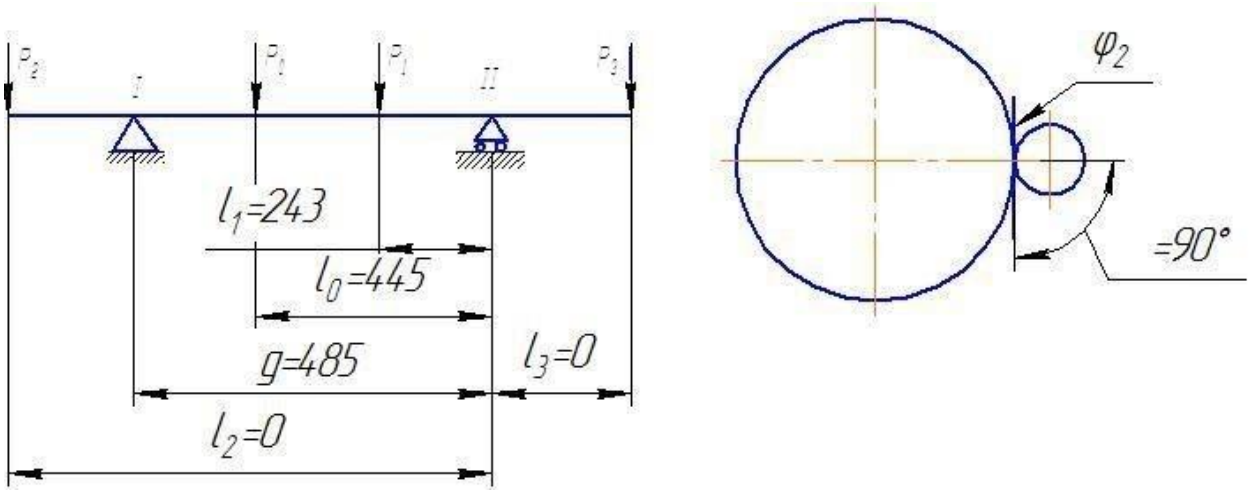


Рис. 5 Расчетная унифицированная схема нагружения вала III

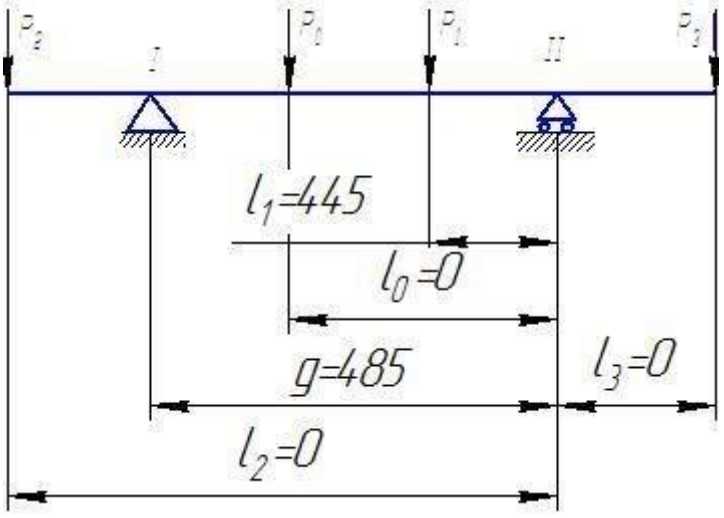
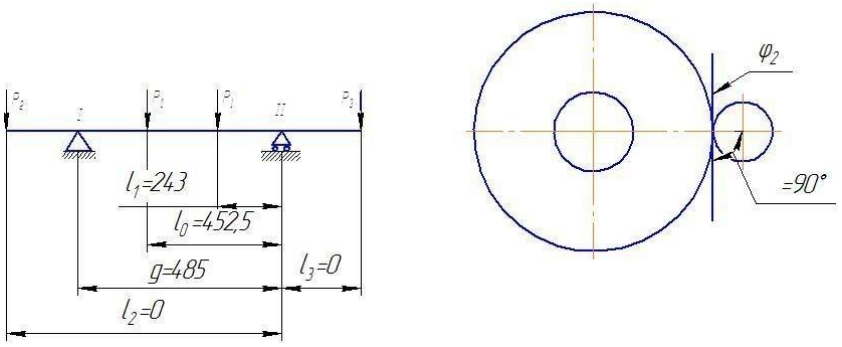


Рис. 6 Расчетная унифицированная схема нагружения вала IV



7 Расчетная унифицированная схема нагружения вала V

Таблица 3

Исходные данные для расчета диаметров валов

Исходные данные и определяемые величины	Обозначения и размерность	Расчетные формулы	I	II	III	IV	V
Крутящий момент на рассчитываемом валу	$M_{кр}$Н , ⊙см	$M_{кр}=974000\frac{N}{n}$	3818	7324	14064	53647	53647
Марка стали и термообработка	Сталь 40Х, нормализованная						
Допускаемое напряжение на изгиб	$[\sigma_и]$, МПа		72,5	72,5	72,5	72,5	72,5
Начальные диаметры колес $Д_0$, $Д_1$, $Д_2$, $Д_3$ в расчетной схеме	Д, см	Д = Z×m	$Д_0=107$ $Д_1=5,25$ $Д_2=10$ $Д_3=107$	$Д_0=16,75$ $Д_1=6,3$ $Д_2=107$ $Д_3=107$	$Д_0=8,4$ $Д_1=25,2$ $Д_2=107$ $Д_3=107$	$Д_0=107$ $Д_1=33,6$ $Д_2=107$ $Д_3=107$	$Д_0=107$ $Д_1=33,6$ $Д_2=107$ $Д_3=107$
Расстояния g, l_0, l_1, l_2, l_3 в расчетной схеме	g, l, см		$l_0=0$ $l_1=45,25$ $l_2=52,75$ $l_3=0$ g=48,5	$l_0=45,25$ $l_1=24,3$ $l_2=0$ $l_3=0$ g=48,5	$l_0=44,5$ $l_1=24,3$ $l_2=0$ $l_3=0$ g=48,5	$l_0=0$ $l_1=44,5$ $l_2=0$ $l_3=0$ g=48,5	$l_0=0$ $l_1=44,5$ $l_2=0$ $l_3=0$ g=48,5
Углы действия сил: φ_i для T_i ψ_i для R_i	φ_i, ψ_i, рад	$\varphi_i=\frac{\varphi_1\times\pi}{180°}$ $\psi_i=\frac{\psi_1\times\pi}{180°}$	$\psi_0=1,57$ $\varphi_0=0$ $\psi_1=1,57$ $\varphi_1=0$ $\psi_2=1,57$ $\varphi_2=0$ $\psi_3=1,57$ $\varphi_3=0$	$\psi_0=1.57$ $\varphi_0=0$ $\psi_1=0$ $\varphi_1=1.57$ $\psi_2=1,57$ $\varphi_2=0$ $\psi_3=1,57$ $\varphi_3=0$	$\psi_0=0$ $\varphi_0=1.57$ $\psi_1=0$ $\varphi_1=1,57$ $\psi_2=1,57$ $\varphi_2=0$ $\psi_3=1,57$ $\varphi_3=0$	$\psi_0=1.57$ $\varphi_0=0$ $\psi_1=1,57$ $\varphi_1=0$ $\psi_2=1,57$ $\varphi_2=0$ $\psi_3=1,57$ $\varphi_3=0$	$\psi_0=1.57$ $\varphi_0=0$ $\psi_1=1,57$ $\varphi_1=0$ $\psi_2=1,57$ $\varphi_2=0$ $\psi_3=1,57$ $\varphi_3=0$

2.6 Выбор подшипников качения

Выбор подшипников качения ведется по динамической грузоподъемности С, определяемой из формулы:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha},$$

где L – число миллионов оборотов за расчетный срок службы подшипника качения;

P – расчетная нагрузка подшипника, Н;

C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н; α = 3 для шарикоподшипников.

Расчетный срок службы подшипника в часах:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n},$$

где n – частота вращения вала, об/мин.

Из данной формулы определяется L, задавшись L_h = 12000÷20000ч (для металлорежущих станков).

Расчетная нагрузка подшипника:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где V = 1 – безразмерный коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца);

K_σ = 1÷1,2 – безразмерный коэффициент безопасности;

K_T = 1,05 – безразмерный температурный коэффициент;

Величина радиальной нагрузки;

$$F_r = \sqrt{R_{xi}^2 + R_{y_i}^2}$$

R_{xi}, R_{yi} – наибольшие по величине опорные реакции.

2.6.1 Выбор подшипников для вала I

Задаемся L_h = 15000 ч, тогда число миллионов оборотов за расчетный срок службы подшипника:

$$L = 6 \cdot 10^{-5} \cdot L_h \cdot n = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15000 \cdot 1000 = 900 \text{ млн.об.}$$

Величина радиальной нагрузки:

$$F_r = \sqrt{R_{XI}^2 + R_{YI}^2} = \sqrt{2188^2 + 794,8^2} = 2328 \text{ Н};$$

Расчетная нагрузка подшипника:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 2328 \cdot 1 \cdot 1,05 = 2444 \text{ Н}.$$

Динамическая грузоподъемность:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 2444 \cdot \sqrt[3]{2328} = 23,6 \text{ кН}.$$

Из конструктивных соображений, приняв диаметр шейки вала в опоре I d= Ø20 мм, выбираем подшипник № 304.

2.6.2 Выбор подшипников для вала II

Задаемся L_h = 15000 ч, тогда число миллионов оборотов за расчетный срок службы подшипника:

$$L = 6 \cdot 10^{-5} \cdot L_h \cdot n = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 16000 \cdot 500 = 450 \text{ млн.об.}$$

Величина радиальной нагрузки:

$$F_r = \sqrt{R_{XII}^2 + R_{YII}^2} = \sqrt{1981,44^2 + 719,69^2} = 2108 \text{ Н};$$

Расчетная нагрузка подшипника:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 2108 \cdot 1 \cdot 1,05 = 2213 \text{ Н}.$$

Динамическая грузоподъемность:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 2213 \cdot \sqrt[3]{450} = 16,9 \text{ кН}.$$

Из конструктивных соображений, приняв диаметр шейки вала в опоре II d= Ø25 мм, выбираем подшипник № 305.

2.6.3 Выбор подшипников для вала III

Задаемся L_h = 15000 ч, тогда число миллионов оборотов за расчетный срок службы подшипника:

$$L = 6 \cdot 10^{-5} \cdot L_h \cdot n = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15000 \cdot 250 = 225 \text{ млн.об.}$$

Величина радиальной нагрузки:

$$F_r = \sqrt{R_{XI}^2 + R_{YI}^2} = \sqrt{3632,7^2 + 1319,5^2} = 3865 \text{ Н};$$

Расчетная нагрузка подшипника:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 3865 \cdot 1 \cdot 1{,}05 = 4058 \text{ Н}.$$

Динамическая грузоподъемность:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 2627 \cdot \sqrt[3]{225} = 24{,}7 \text{ кН}.$$

Из конструктивных соображений, приняв диаметр шейки вала в опоре II d= Ø30 мм, выбираем подшипник № 306.

2.6.4 Выбор подшипников для вала IV

Задаемся L_h = 15000 ч, тогда число миллионов оборотов за расчетный срок службы подшипника:

$$L = 6 \cdot 10^{-5} \cdot L_h \cdot n = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15000 \cdot 63 = 56{,}7 \text{ млн.об.}$$

Величина радиальной нагрузки:

$$F_r = \sqrt{R_{XI}^2 + R_{YI}^2} = \sqrt{2930{,}7^2 + 1064{,}52^2} = 3118 \text{ Н};$$

Расчетная нагрузка подшипника:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 3118 \cdot 1 \cdot 1{,}05 = 3274 \text{ Н}.$$

Динамическая грузоподъемность:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 3274 \cdot \sqrt[3]{63} = 12{,}5 \text{ кН}.$$

Из конструктивных соображений, приняв диаметр шейки вала в опоре II d= Ø30 мм, выбираем подшипник № 306.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам выполнения курсового проекта по дисциплине «Металлорежущие станки» спроектирована коробка скоростей привода главного движения станка модели 6р12.

Коробка скоростей представляет собой чугунный корпус, внутри которого расположен шестеренчатый редуктор и механизм переключения скоростей. Коробка скоростей – восемнадцати ступенчатая, пяти валовая с передвижными шестернями.

Вращение от электродвигателя мощностью N=7,5 кВт, n = 1460 об/мин передается через муфту на вал I коробки. Выходной вал коробки выполнен полым, внутри которого перемещается шпиндель станка.

В курсовом проекте были проработаны все поставленные вопросы и задачи, методом их решения стала проектно-технологическая часть.

В проекте представлена оптимальная версия компоновки элементов, входящих в коробку скоростей привода главного движения.

Представлены расчетно-графоаналитические методы решении поставленных задач.

Основным итогом проектировки курсового проекта стало приобретение конкретных практических навыков проектирования металлорежущих станков, выработка самостоятельных решений ряда задач, получение инженерных навыков, закрепление ранее изученных теоретических знаний.

Список литературы

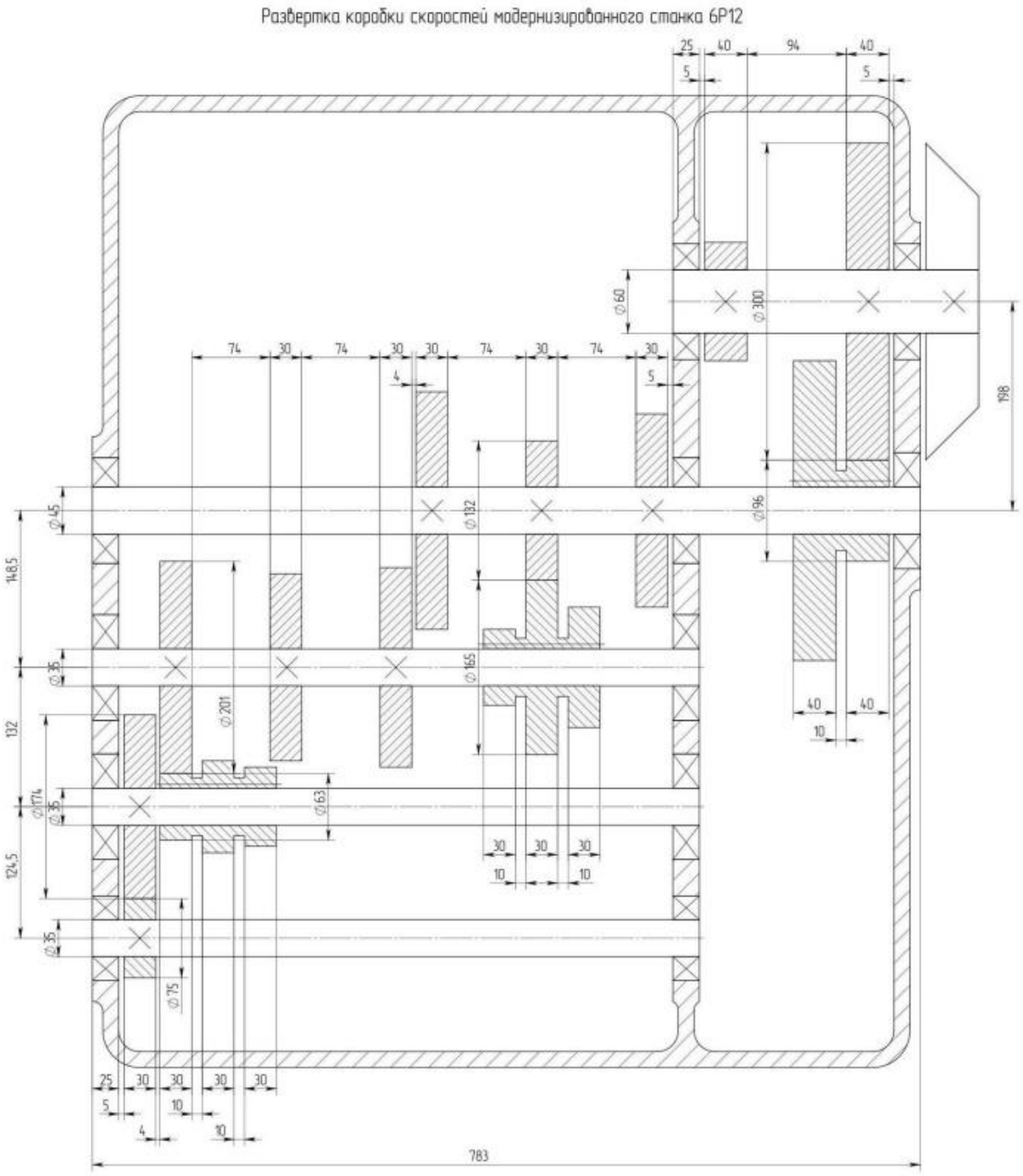
1. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Высш. Шк., 1991. – 382 с.
2. Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. М.: Машиностроение, 1992. - 784 с.
3. Киреев Г.И. Комплексный расчет коробок скоростей на ЕС - ЭВМ: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 1984. – 42 с.
4. Шестернинов А.В., Горшков Г.М., Филиппов М.Ю. Расчет приводов подач металлорежущих станков с применением ЭВМ: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 1992. – 50 с.
5. Шестернинов А.В., Кирилин Ю.В. Проектирование механизмов ручного управления коробками скоростей и подач металлорежущих станков: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2002. – 88 с.
6. Детали и механизмы металлорежущих станков Т. 2./ под ред. Д.И. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. 405 с.
7. Ачеркан Н.С. Металлорежущие станки. Т. 2. М.: Машиностроение, 1965. 628 с.
8. Тематика, содержание и оформление курсовых проектов по металлорежущим станкам: Методические указания для студентов специальности 1201/ Составители: А.В. Шестернинов, Ю.В. Кирилин, И.В. Антонец. Ульяновск: УлГТУ, 2002. 50 с.
9. Детали машин: Атлас конструкций: Учебное пособие для машиностроительных вузов / Под ред. Д.Н. Решетова. 4-е изд., перераб., доп. М.: Машиностроение, 1979. 367 с.

Приложение 1

```
-------------------------------------------------------
REZ1.BSV
A=  7.92   B=  1.00   C=  1.50
R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
G= 10.00   F= 1000.00   U=  7.19
W=144.00   S=100.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  2.20
   МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  7.10
A=  3.92   B=  1.00   C=  1.50
           R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
   G= 10.00   F= 1000.00   U=  7.19
           W=368.00   S=240.00
           МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  1.61
           МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  2.29
A=  3.92B=  1.00   C=  1.50
R=  1.10Y=  0.39   Z= 21.00
G= 10.00   F= 1000.00   U=  3.19
```

```
W=240.00   S=210.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  1.86
           МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  2.50
---------------------------------------------------------- -----------------------
----------------------------------
REZ2.BSV
A=  3.76   B=  1.00   C=  1.50
           R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
   G= 10.00   F=  500.00   U=  7.00
           W=144.00   S=100.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  2.74
   МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  7.65
A=  3.76   B=  1.00   C=  1.50
           R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
   G= 10.00   F=  500.00   U=  7.00
           W=368.00   S=240.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  2.00
           МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  2.60
A=  3.76   B=  1.00   C=  1.50
           R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
           G= 10.00   F=  500.00   U=  4.00
           W=240.00   S=210.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  2.31
           МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  2.84
-------------------------------------------------------
-------------------------------------------------------
           A=  3.61   B=  1.00   C=  1.50
           R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
           G= 10.00   F=  250.00   U=  4.00
           W=144.00   S=100.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  3.40
           МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  5.78
A=  3.61   B=  1.00   C=  1.50
           R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
           G= 10.00   F=  250.00   U=  4.00
           W=368.00   S=240.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  2.49
           МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  3.23
A=  3.61   B=  1.00   C=  1.50
           R=  1.10   Y=  0.39   Z= 21.00
           G= 10.00   F=  250.00   U=  4.00
           W=240.00   S=210.00
МОДУЛЬ ИЗГИБНОЙ (мм) M1=  2.87
           МОДУЛЬ КОНТАКТНЫЙ (мм) M2=  3.53
-------------------------------------------------------
```

Приложение 2



Приложение 3

```
-----------------------------------------------
                        Val1.BSS
G( 0 )=   2188.157    B1( 0 )=    794.792
L1( 0 )=  -3246.239   M1( 0 )=  65834.086
U( 0 )=  -1179.113    M2( 0 )=  23912.54
G( 1 )=   -733.259    B1( 1 )=     11.101
L1( 1 )=      0.000   M1( 1 )= -33180.004
U( 1 )=      0.000    M2( 1 )=    502.30
S( 0 )=   3453.75    P( 0 )=   4781.34    A( 0 )=    1.88
```

```
S( 1 )=      0.00    P( 1 )=   3306.49    A( 1 )=    1.66
S( 2 )=  70042.39    P( 2 )=  70120.39    A( 2 )=    4.59
S( 3 )=  33183.80    P( 3 )=  33348.13    A( 3 )=    3.58
        ----------------------------------------------
2.BSS
G( 0 )=   1981.416    B1( 0 )=    719.699
          L1( 0 )=      0.071   M1( 0 )=   6439.669
U( 0 )=      0.026    M2( 0 )=   2339.04
G( 1 )=   1219.098    B1( 1 )=    442.807
L1( 1 )=      0.000   M1( 1 )=  29624.039
U( 1 )=      0.000    M2( 1 )=  10760.19
S( 0 )=      0.08    P( 0 )=   6342.77    A( 0 )=    2.06
S( 1 )=      0.00    P( 1 )=   6342.77    A( 1 )=    2.06
S( 2 )=   6851.31    P( 2 )=   9336.55    A( 2 )=    2.34
S( 3 )=  31517.70    P( 3 )=  32149.59    A( 3 )=    3.54
        -------------------------------------------------------
                          Val3.BSS
G( 0 )=   3632.697    B1( 0 )=   1319.484
          L1( 0 )=      0.136   M1( 0 )=  14530.914
U( 0 )=      0.050    M2( 0 )=   5277.98
G( 1 )=    833.359    B1( 1 )=    302.697
L1( 1 )=      0.000   M1( 1 )=  20250.559
U( 1 )=      0.000    M2( 1 )=   7355.52
S( 0 )=      0.15    P( 0 )=  12179.78    A( 0 )=    2.56
S( 1 )=      0.00    P( 1 )=  12179.78    A( 1 )=    2.56
S( 2 )=  15459.77    P( 2 )=  19681.25    A( 2 )=    3.01
S( 3 )=  21545.04    P( 3 )=  24749.46    A( 3 )=    3.24
        ----------------------------------------------
                          Val4.BSS
G( 0 )=   2930.759    B1( 0 )=   1064.523
          L1( 0 )=      0.521   M1( 0 )= 142141.797
U( 0 )=      0.189    M2( 0 )=  51629.36
G( 1 )=    263.460    B1( 1 )=     95.699
L1( 1 )=      0.000   M1( 1 )=  11723.511
U( 1 )=      0.000    M2( 1 )=   4258.44
S( 0 )=      0.55    P( 0 )=  46459.66    A( 0 )=    4.00
S( 1 )=      0.00    P( 1 )=  46459.66    A( 1 )=    4.00
     S( 2 )= 151227.91    P( 2 )= 158203.61    A( 2 )=    6.02
     S( 3 )=  12472.97    P( 3 )=  48104.84    A( 3 )=    4.05
```