

Вариант №5

Исходные данные:

- число скоростей привода: $Z = 10$;
- структурная формула привода: $Z = 2(2+3)$;
- вид структуры: БП;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии: $\phi = 1,58$;
- тип станка: токарно-многолезцовый. Принимаем станок модели 1730.

Порядок выполнения работы

1. Полностью раскрыть структурную формулу с указанием характеристик передач, проверить условие о возможности применения данной формулы в приводе главного движения с определением диапазона регулирования последней переборной группы передач и рассчитать возможное количество вариантов привода.

Структурная формула привода представляет собой сложенную структуру вида БП, которую в общем виде записывается: $Z = Z^0(Z' + Z'')$,

где: Z^0 – основная структура привода;

Z' , Z'') – первая и вторая дополнительные структуры привода.

Все структуры (основная, первая и вторая дополнительная) состоят из одной группы передач каждая: $Z^0 = P^0_1$, $Z' = P'_1$, $Z'' = P''_1$.

Тогда с учетом групп передач формулу можно записать:

$$Z = Z^0(Z' + Z'') = P^0_1 (P'_1 + P''_1) = 2(2+3),$$

где: $P^0_1 = 2$ – основная группа передач;

$P'_1 = 2$, $P''_1 = 3$ – первая переборная группа первой и второй дополнительных структур соответственно.

Цифры 2 и 3 определяют количество передач в группе.

С учетом характеристик передач в группе структурная формула представляется как:

$$Z = P^0_{1x_0} (P'_{1x_1} + P''_{1x_1}) = 2_{x_0}(2_{x_1} + 3_{x_1}),$$

где: $x_0 = 1$ – характеристика основной группы передач;

$x_1 = x_0 \cdot P^0_1 = 1 \cdot 2 = 2$ – характеристика первой переборной группы передач.

Таким образом с учетом групп и характеристик передач структурная формула имеет вид:

$$Z = P^0_{1x_0} (P'_{1x_1} + P''_{1x_1}) = 2_{x_0}(2_{x_1} + 3_{x_1}) = 2_1(2_2 + 3_2)$$

Проверяем условие применимости структурной формулы в приводе главного движения, которое записывается как: $R_{\Pi} = \phi^{K_{\max}} \leq 8$, где для $P''_1 = 3_2$ $K_{\max} = 2 \cdot x_1 = 2 \cdot 2 = 4$

Диапазон регулирования последней переборной группы передач ($P''_1 = 3_2$)

Равен $R_{\Pi} = \phi^{K_{\max}} = 1,58^4 = 6,2$ (Условие выполнено).

Определяем возможное количество вариантов привода:

$$B = B_{\text{кон.}} \cdot B_{\text{кин.}};$$

где: $B_{\text{кон}} = K!$ – количество конструктивных вариантов привода;

$V_{\text{кин}} = \frac{K!}{m!}$ - количество кинематических вариантов привода.

Таким образом, общее количество вариантов привода рассчитывается по формуле:

$$V = \frac{(K!)^2}{m!}$$

Для структурной формулы $Z = 2_1(2_2+3_2)$ и структуры вида БШ общее количество вариантов привода определяется по формуле:

$$V = 4 \frac{(K^0!)^2}{m^0!} \frac{(K'!)^2}{m'!} \frac{(K''!)^2}{m''!};$$

где: k – число групп передач;

m – количество групп с одинаковым числом передач.

В нашем случае $K^0 = K' = K'' = 1$, $m^0 = m' = m'' = 1$;

Таким образом: $V = 4 \frac{(1!)^2}{1!} \frac{(1!)^2}{1!} \frac{(1!)^2}{1!} = 4$

2. С учетом заданной формулы нарисовать вид структуры и построить структурную сетку.

Структура вида БШ представляет собой сложенную структуру с двумя дополнительными структурами, соединенными параллельно. Соединение основной структуры Z^0 с шпинделем (выходным валом коробки скоростей) не происходит, а только через дополнительные структуры Z_1 и Z_2 (рис.1).

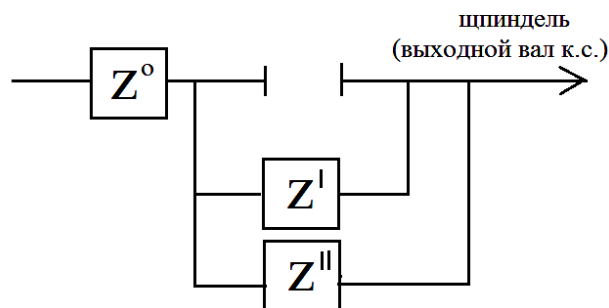


Рис. 1. Общий вид сложенной структуры вида БШ.

Структура привода вида БШ, разработанная с учетом структурной формулы $Z = 2_1(2_2+3_2)$ и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, представлена на рис.2.

Для обеспечения $z=10$ скоростей привода в соответствии со структурной формулой в приводе необходимо иметь 5 валов, один трехвенцовый и три двухвенцовых блоков зубчатых колес, при этом один из двухвенцовых блоков за счет постоянных зубчатых передач i_{Π}^I и i_{Π}^{II} обеспечивает распределение направлений движения по различным кинематическим цепям.

Таким образом, для получения 10 различных частот вращения в структуре привода необходимо реализовать 2 кинематические цепи: $Z = Z_1 + Z_2$,

$$\text{где: } Z_1 = P_1^0 \cdot i_{\Pi}^I \cdot P_1^I = 2_1 \cdot i_{\Pi}^I \cdot 2_2 = 4$$

$$Z_2 = P_1^0 \cdot i_{\Pi}^{II} \cdot P_{11}^{II} = 2_1 \cdot i_{\Pi}^{II} \cdot 3_2 = 6$$

$$\text{Или } Z = Z_1 + Z_2 = 4 + 6 = 10$$

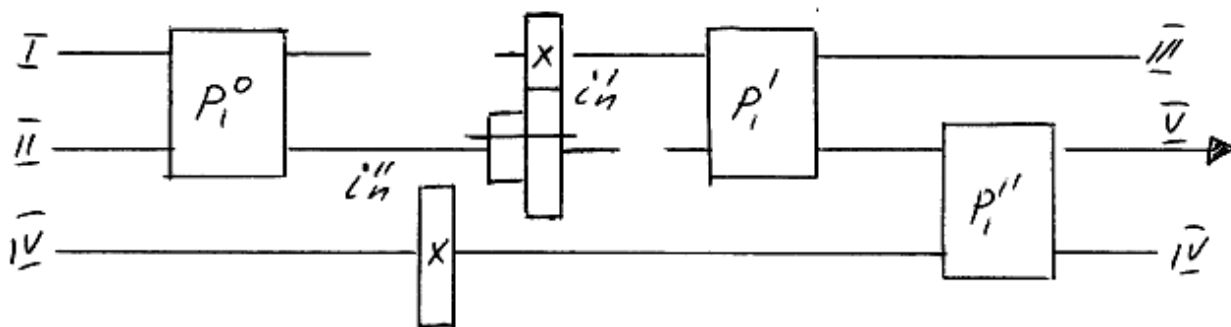


Рис. 2. Структура привода вида БП с учетом формулы $Z = 2_1(2_2+3_2)$ и групп передач.

Структурная сетка для $Z = 2_1(2_2+3_2) = 10$ представлена на рис.3

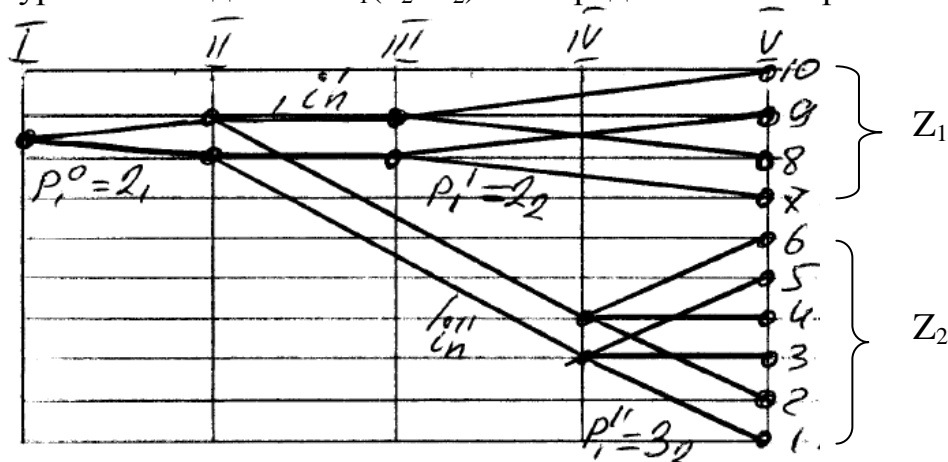


Рис.3. Структурная сетка привода.

3. Самостоятельно задавшись по ГОСТ параметрами электродвигателя, а также n_{\min} частоты вращения выходного вала коробки скоростей, определить с учетом ϕ и Z промежуточные частоты вращения и n_{\max} . Построить график частот вращения с учетом кинематики заданного станка и определить передаточные отношения передач.

С учетом базового станка по ГОСТ 18399-81 задаемся параметрами электродвигателя привода главного движения:

- тип электродвигателя 4A200S4Y3;
- мощность $N = 10$ кВт;
- частота вращения при номинальной мощности $n_n = 1450$ об/мин.

Принимая во внимание частоты вращения базового станка, а также $\phi=1,58$ и $Z=10$ задаемся $n_1=n_{\min}=25$ об/мин. По Нормали станкостроения Н11-1 получаем промежуточные и n_{\max} частоты вращения шпинделя:

| | | |
|----------------------|------------------|-------------------|
| $n_1=25$ об/мин | $n_2=40$ об/мин | $n_3=63$ об/мин |
| $n_4=100$ об/мин | $n_5=160$ об/мин | $n_6=250$ об/мин |
| $n_7=400$ об/мин | $n_8=630$ об/мин | $n_9=1000$ об/мин |
| $n_{10}=1600$ об/мин | | |

Анализ кинематической схемы привода главного движения копировально-фрезерного станка модели 1730 (рис.4).

Шпиндель III станка приводится в движение от электродвигателя $N=10$ кВт через клиноременную передачу 120/274, вал I, сменные шестерни

Передний суппорт получает продольную подачу от шестерни 76, закрепленной на левом конце шпинделя.

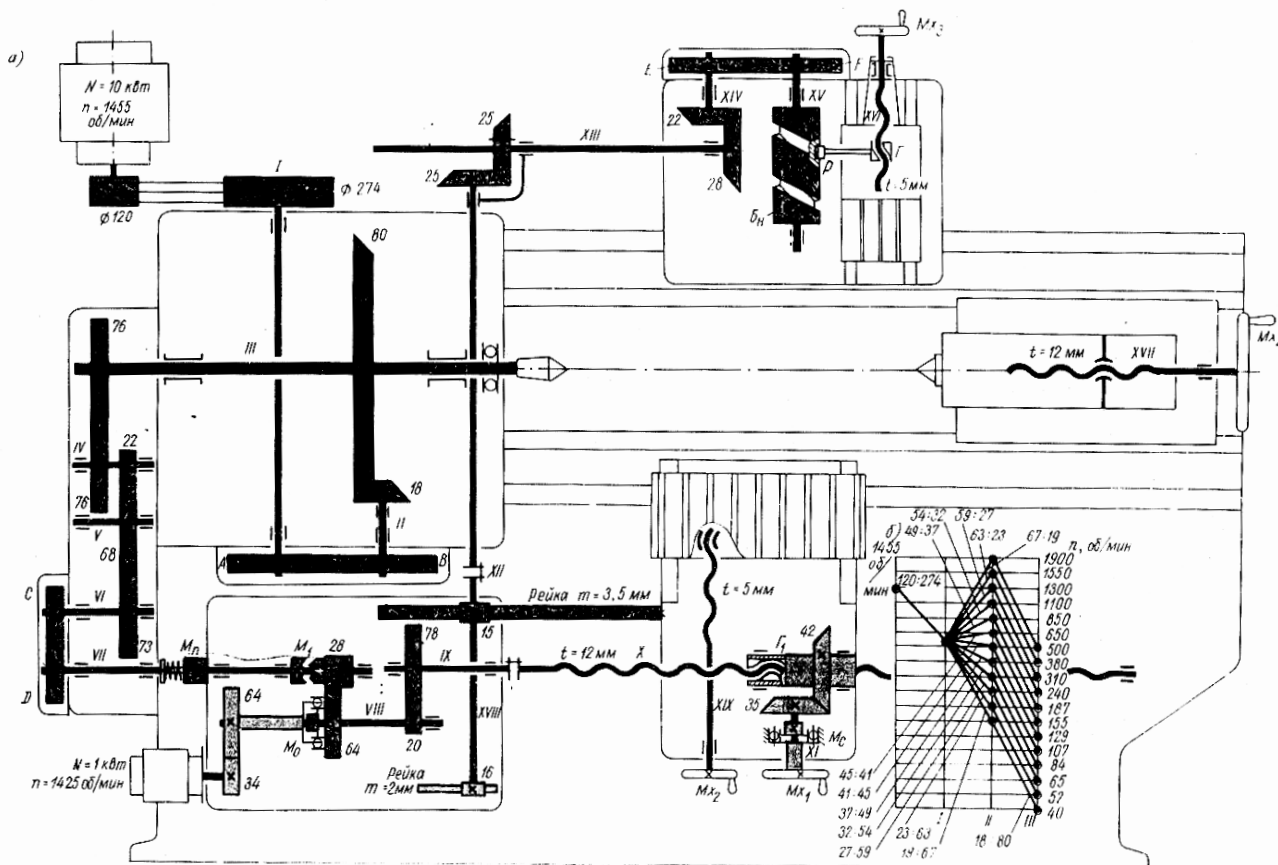


Рис. 4 – Кинематическая схема станка мод. 1730

- вал I' с клиноременной передачей, обеспечивающие передачу движения от вала электродвигателя на I входной вал коробки скоростей;

При построении графика частот вращения шпинделя необходимо принять во внимание, что для $\varphi = 1,58$ число допустимых интервалов может быть: понижающих – 3, повышающих – 1.

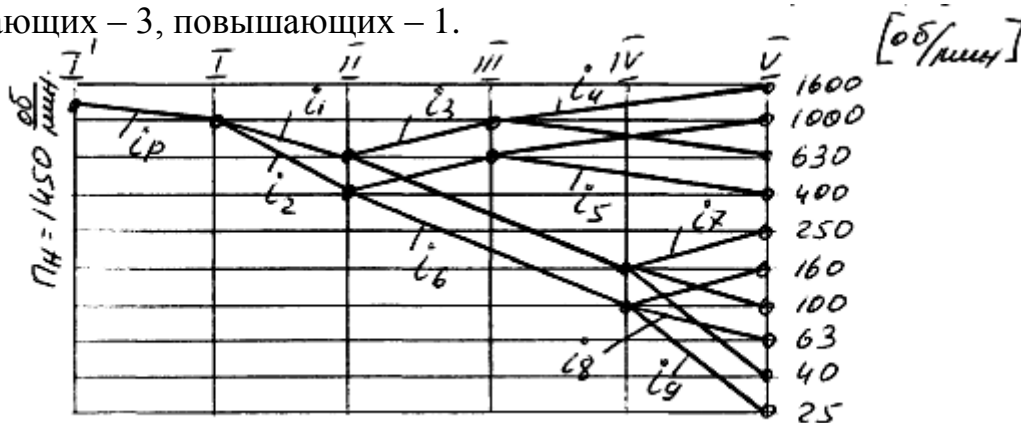


Рис. 5 – График частот вращения

По рис. 5 определяем передаточные отношения:

- ременной передачи $i_p = 1000/1450 = 0,69$. Учитывая, что $i_p = D_1/D_2 = 0,68$ и принимая по базовому станку $D_1 = 120\text{ мм}$, получаем $D_2 = D_1/i_p = 120/0,69 = 171\text{ мм}$;

- зубчатых передач по формуле $i = \varphi^{\pm m}$,

где: m – число повышений (+) или понижений (-) луча на графика частот вращения.

$i_1 = \varphi^{-1} = 1/1,58$; $i_2 = \varphi^{-2} = 1/1,58^2$; $i_3 = \varphi^1 = 1,58$; $i_4 = \varphi = 1,58$; $i_5 = \varphi^{-1} = 1/1,58$;

$i_6 = \varphi^{-3} = \frac{1}{1,58^3}$; $i_7 = \varphi^1 = 1,58$; $i_8 = \varphi^{-1} = \frac{1}{1,58}$; $i_9 = \varphi^{-3} = 1/1,58^3$;

4. Разработать кинематическую схему привода главного движения (рисунок кинематической схемы базового станка приложить в контрольной работе).

При разработке кинематической схемы привода главного движения (рис.6) применены:

- электродвигатель с аналогичными базовому станку техническими характеристиками и валом I', соединенным с входным валом коробки скоростей клиноременной ременной передачей D_1-D_2 ;

- коробка скоростей представлена в соответствии с разработанной структурой привода;

- на выходном валу V коробки скоростей применена зубчатая передача с шестерней $z_{26} = 76$ ($m = 3\text{ мм}$ – аналогично базовому станку), передающая движение на VI (входной) вал коробки подач (вал VI и указанная передача представлены на рис. 7 и 8).

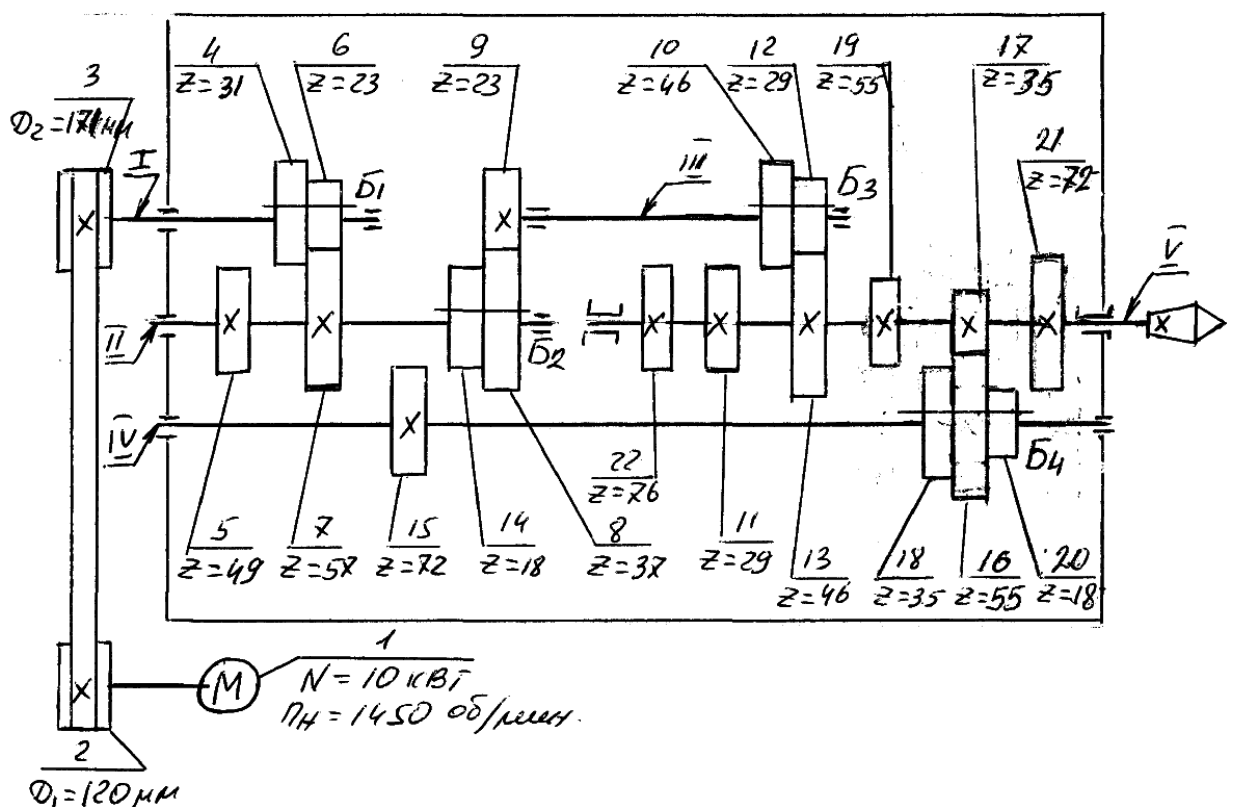


Рис. 6. Кинематическая схема привода главного движения

5. Расчет чисел зубьев зубчатых передач и определение кинематической точности (погрешности) частот вращения цепи, в которую входит наиболее нагруженная группа передач.

Наиболее нагруженной группой передач является группа $P''_1 = 3_2$ (блок Б₄) с передаточными отношениями:

$$i_7 = \frac{Z_{16}}{Z_{17}} = 1,58 \quad i_8 = \frac{Z_{18}}{Z_{19}} = \frac{1}{1,58} \quad i_9 = \frac{Z_{20}}{Z_{21}} = \frac{1}{1,58^3}$$

Для данной группы передач расчет чисел зубьев колес производим при условии зацепления прямозубых цилиндрических зубчатых колес с одинаковым модулем в группе передач.

Представим передаточные отношения в виде простой дроби $i_x = \frac{f_x}{q_x}$:

$$i_7 = \frac{f_7}{q_7} \approx \frac{11}{7} \quad i_8 = \frac{f_8}{q_8} \approx \frac{7}{11} \quad i_9 = \frac{f_9}{q_9} \approx \frac{1}{4}$$

Определяем наименьшее кратное K для сумм $(f_x + q_x)$:

$$f_7 + q_7 = 11 + 7 = 18$$

$$f_8 + q_8 = 7 + 11 = 18$$

$$f_9 + q_9 = 1 + 4 = 5$$

Таким образом $K = 90$

Определим E_{\min} для зубчатой передачи с i_9 :

$$E_{\min} = \frac{17(f_9 + q_9)}{K \cdot f_9} = \frac{17(1 + 4)}{90 \cdot 1} = 0,9$$

Принимаем $E_{\min} = 1$

Сумма чисел зубьев сопряженных колес: $2Z_0 = K \cdot E_{\min} = 90 \cdot 1 = 90$

По Нормали Н21-5 задавшись модулем зубчатых колес $m = 5$ мм получаем $2Z_0 = 90$, при этом межосевое расстояние между валами составляет $A_{IV-V} = 225$ мм.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$Z_{16} = 2Z_0 \frac{f_7}{f_7 + q_7} = 90 \frac{11}{11 + 7} = 55 \quad Z_{17} = 2Z_0 \frac{f_7}{f_7 + q_7} = 90 \frac{7}{11 + 7} = 35$$

$$Z_{18} = 2Z_0 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{7}{7 + 11} = 35 \quad Z_{19} = 2Z_0 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{11}{7 + 11} = 55$$

$$Z_{20} = 2Z_0 \frac{f_9}{f_9 + q_9} = 90 \frac{1}{1 + 4} = 18 \quad Z_{21} = 2Z_0 \frac{q_9}{f_9 + q_9} = 90 \frac{4}{1 + 4} = 72$$

$$\text{Проверка: } Z_{16} + Z_{17} = Z_{18} + Z_{19} = Z_{20} + Z_{21} = 2Z_0 \\ 55 + 35 = 35 + 55 = 18 + 72 = 90$$

Расчет чисел зубьев остальных зубчатых передач выполняется с учетом Нормали Н21-5 решая систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_x + Z'_x = 2Z_0 \\ \frac{Z_x}{Z'_x} = i_x \end{array} \right\}$$

Расчет чисел зубьев зубчатой передачи между II и IV валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей $i_6 = Z_{14}/Z_{15} = 1/1,58^3$. Для обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей принимаем $Z_{14} = 18$.

Тогда $z_{15}=1,58^3 \cdot z_{14}=1,58^3 \cdot 18=72$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0=Z_{14}+Z_{15}=18+72=90$. По Н21-5 при $m=4\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 90$ ($A_{II-IV}=180\text{мм}$). Таким образом, имеем $z_{14}=18$; $z_{15}=72$.

Расчет чисел зубьев колес между III и V валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес B_3 , имеющие : $i_4=z_{10}/z_{11}=1,58$ и $i_5=z_{12}/z_{13}=1/1,58$. Приняв во внимание, что для i_4 наименьшее зубчатое колесо z_{11} расположено на V валу, который может иметь значительные размеры, принимаем $z_{11} = 30$. Тогда $z_{10}=1,58 \cdot z_{11}=1,58 \cdot 30=47$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0=Z_{10}+Z_{11}=47+30=77$. По Н21-5 при $m=4\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 75$ ($A_{III-IV}=150\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{10} + Z_{11} = 75 \\ \frac{Z_{10}}{Z_{11}} = 1,58 \end{array} \right\} \quad Z_{10}=1,58 Z_{11}; \quad Z_{11}+1,58 Z_{11} = 75; \quad Z_{11}=29; \quad Z_{10}=75-29=46$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{12} + Z_{13} = 75 \\ \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = 1/1,58 \end{array} \right\} \quad Z_{13}=1,58 Z_{12}; \quad Z_{12}+1,58 Z_{12} = 75; \quad Z_{12}=29; \quad Z_{13}=75-29=46$$

Проверка: $Z_{10}+Z_{11}=Z_{12}+Z_{13}=2Z_0$
 $46+29 = 29+46 = 75$

Расчет чисел зубьев колес между II и III валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей $i_3=z_8/z_9=1,58$. Приняв для i_3 , что $z_9=20$, как наименьшее из колес в данной передаче, получаем $z_8=1,58 \cdot z_9=1,58 \cdot 20=32$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0=Z_8+Z_9=32+20=52$. По Н21-5 при $m=4\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 60$ ($A_{II-III}=120\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_8 + Z_9 = 60 \\ \frac{Z_8}{Z_9} = 1,58 \end{array} \right\} \quad Z_8=1,58 Z_9; \quad Z_9+1,58 Z_9 = 60; \quad Z_9=23; \quad Z_8=60-23=37$$

Расчет чисел зубьев колес между I и II валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес B_1 , имеющие : $i_1=z_4/z_5=1/1,58$ и $i_2=z_6/z_7=1/1,58^2$. Приняв для i_2 , что $z_6=25$, получаем $z_7=1,58^2 \cdot z_6=1,58^2 \cdot 25=62$. Сумма зубьев сопряженных колес равна $2Z_0=Z_6+Z_7=25+62=87$. По Н21-5 при $m=3\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 80$ ($A_{I-II}=120\text{мм}$).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 80 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = 1/1,58 \end{array} \right\} \quad Z_7=1,58 Z_6; \quad Z_6+1,58 Z_6 = 80; \quad Z_6=31; \quad Z_7=80-31=49$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_8 + Z_9 = 80 \\ \frac{Z_8}{Z_9} = \frac{1}{1,58^2} \end{array} \right\} \quad Z_9=1,58^2 Z_8; \quad Z_8+1,58^2 Z_8 = 80; \quad Z_8=23; \quad Z_9=80-23=57$$

Проверка: $Z_6+Z_7=Z_8+Z_9=2Z_0$
 $31+49 = 23+57 = 80$

Для определения кинематической точности привода главного движения кинематических цепей, в состав которых входит наиболее нагруженная группа передач $P_1''=Z_2$ (т.е. для кинематической цепи Z_2) необходимо составить уравнения кинематического баланса, определить действительные значения частот вращения шпинделя ($n_{1д} \dots n_{8д}$), вычислить величину погрешности по формуле:

$$\Delta n_i = \frac{n_{ид} - n_{ин}}{n_{ин}} \cdot 100\% \quad \text{и сравнить ее с допустимой}$$

$$[\Delta n] = \pm 10(\varphi - 1) = \pm 10(1,58 - 1) = \pm 5,8\% .$$

В рассматриваемой кинематической цепи в передаче движения участвуют ременная и зубчатые передачи, имеющие следующие передаточные отношения:

$$i_p = \frac{120}{171}; i_1 = \frac{31}{49}; i_2 = \frac{23}{57}; i_6 = \frac{18}{72}; i_7 = \frac{55}{35}; i_8 = \frac{35}{55}; i_9 = \frac{18}{72};$$

$$n_1 = 1450 \frac{120}{171} 0,95 \frac{23}{57} \frac{18}{72} \frac{18}{72} = 24,4 \text{ об/мин} \quad \Delta n_1 = \frac{24,4 - 25}{25} 100 = 2,4\%$$

$$n_2 = 1450 \frac{120}{171} 0,95 \frac{31}{49} \frac{18}{72} \frac{18}{72} = 38,2 \text{ об/мин} \quad \Delta n_2 = \frac{38,2 - 40}{40} 100 = 4,5\%$$

$$n_3 = 1450 \frac{120}{171} 0,95 \frac{23}{57} \frac{18}{72} \frac{35}{55} = 62,1 \text{ об/мин} \quad \Delta n_3 = \frac{61,1 - 63}{63} 100 = 1,4\%$$

$$n_4 = 1450 \frac{120}{171} 0,95 \frac{31}{49} \frac{18}{72} \frac{35}{55} = 97,3 \text{ об/мин} \quad \Delta n_4 = \frac{97,3 - 100}{100} 100 = 2,7\%$$

$$n_5 = 1450 \frac{120}{171} 0,95 \frac{23}{57} \frac{18}{72} \frac{55}{35} = 153,2 \text{ об/мин} \quad \Delta n_4 = \frac{153,2 - 160}{160} 100 = 4,3\%$$

$$n_4 = 1450 \frac{120}{171} 0,95 \frac{31}{49} \frac{18}{72} \frac{55}{35} = 240,3 \text{ об/мин} \quad \Delta n_4 = \frac{240,3 - 250}{250} 100 = 3,7\%$$

Величина погрешности находится в пределах допустимой, что указывает на то, что кинематическая точность цепей обеспечена.

6. Рассчитать мощность и крутящий момент на валах привода, предварительно рассчитать диаметры валов.

Расчет мощности на валах привода главного движения производится по формулам:

$$\text{ - на I валу коробки скоростей: } N_i = N_{эл.дв.} \cdot \eta_p; [\text{кВт}]$$

где: $\eta_p = 0,95$ – КПД ременной передачи.

$$N_I = 10 \cdot 0,9 = 9,5 \text{ кВт}$$

$$\text{ - на последующих валах привода: } N_i = N_{i-1} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^2; [\text{кВт}]$$

где: $\eta_3 = 0,97$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_n = 0,99$ – КПД подшипников качения.

$$\text{Учитывая, что } \eta_3 \cdot \eta_n = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95, \text{ получаем } N_i = 0,95 \cdot N_{i-1}, [\text{кВт}]$$

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 9,5 = 9,0 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 9,5 = 8,57$$

$$N_{IV} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 9,0 = 8,57 \text{ кВт}$$

$$N_V = 0,95 \cdot N_{IV} = 0,95 \cdot 8,57 = 8,15 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

- на I валу коробки скоростей: $M_I = \frac{M_{дв.}}{i_p} \eta_p, \text{нм};$

где: $M_{дв.} = \frac{N_{дв.} \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_H} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1450} = 65,8 \text{ нм}$ – крутящий момент на валу электродвигателя.

$$M_I = \frac{65,8}{0,69} 0,95 = 90,5 \text{ нм}$$

- на последующих валах: $M_i = \frac{M_{i-1}}{i_{min}} \eta_3 \cdot \eta_n^2 = \frac{M_{i-1}}{i_{min}} 0,95 \text{ нм}$

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_2} 0,95 = 90,5 \cdot 1,58^2 \cdot 0,95 = 214,6 \text{ нм} \quad M_{III} = \frac{M_{II}}{i_3} 0,95 = \frac{90,5}{1,58} \cdot 0,95 = 129 \text{ нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{II}}{i_6} 0,95 = 214,6 \cdot 1,58^3 \cdot 0,95 = 804,1 \text{ нм} \quad M_V = \frac{M_{IV}}{i_9} 0,95 = 804,1 \cdot 1,58^3 \cdot 0,95 = 3010 \text{ нм}$$

Предварительное определение диаметров валов:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_i \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ мм}$$

где: $[\tau] = 18 \dots 23 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение материала вала на кручение. Принимаем $[\tau] = 20 \text{ МПа}$. Учитывая постоянную данной формулы

$(\frac{10^3}{0,2 \cdot [\tau]} = \frac{10^3}{0,2 \cdot 20} = 250)$, окончательно получаем: $d_i = \sqrt[3]{M_i \cdot 250}$,

$$d_{I'} = \sqrt[3]{65,8 \cdot 250} = 24 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{I'} = 25 \text{ мм}$$

$$d_I = \sqrt[3]{90,5 \cdot 250} = 28 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_I = 30 \text{ мм}$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{214,6 \cdot 250} = 37 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{II} = 40 \text{ мм}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{129 \cdot 250} = 31 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{III} = 35 \text{ мм}$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{804,1 \cdot 250} = 57 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{IV} = 60 \text{ мм}$$

$$d_V = \sqrt[3]{3010 \cdot 250} = 89 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_V = 90 \text{ мм}$$

$$d_{VI} = \sqrt[3]{136 \cdot 250} = 32 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{VI} = 35 \text{ мм}$$

Для V и IV валов наиболее нагруженной группы передач с учетом базового станка выбираем подшипники качения:

- для V вала – радиально-упорные роликоподшипники конические однорядные по ГОСТ 333-79 установленные враспор (для передней правой опоры) 7318: внутренний диаметр $d=90 \text{ мм}$, наружный диаметр $D=190 \text{ мм}$, ширина $B=43 \text{ мм}$;

- для IV вала - шарикоподшипник радиальный однорядный 312 по ГОСТ 8338-75: внутренний диаметр $d=60 \text{ мм}$, наружный диаметр $D=130 \text{ мм}$, ширина $B=31 \text{ мм}$;

7. Рассчитать геометрические параметры зубчатых колес и межосевое расстояние между валами.

Геометрические параметры зубчатых колес определяются по формулам(мм):

- делительный диаметр $d = m \cdot z$;

- диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2m(1+x)$;
- диаметр впадин зубьев $d_f = d - 2m(1,25-x)$;
- ширина зубчатого колеса $b_1 = \psi_a \cdot A$; $\psi_a = 0,12$;
- ширина шестерни $b_2 = 1,12 \cdot b_1$

Коэффициент смещения для прямозубых зубчатых колес $x=0$

Результаты расчета сведены в таблицы 1 и 2.

Таблица 1

Геометрические параметры зубчатых колес наиболее нагруженной группы передач

| Колесо/ Шестерня | Расчетные параметры | | | | | |
|---------------------|---------------------|-------|----------|------------------------|------------------------|----------|
| | m, мм | Z | d, мм | d _a , мм | d _f , мм | B, мм |
| Z_{16}/Z_{17} | 5 | 55/35 | 275/175 | 285/185 | 262/162 | 30/34 |
| Z_{18}/Z_{19} | 5 | 35/55 | 175/275 | 185/285 | 162/262 | 30/34 |
| Z_{20}/Z_{21} | 5 | 18/72 | 90/360 | 100/370 | 77/347 | 30/34 |

Таблица 2

Делительные диаметры зубчатых колес привода

| Параметры | z_4/z_5 | z_6/z_7 | z_8/z_9 | z_{10}/z_{11} | z_{12}/z_{13} | z_{14}/z_{15} | Z_{22} -принято по базовому станку |
|-----------|------------------|------------------|------------------|-------------------|-------------------|------------------|--------------------------------------|
| m, мм | 3 | | 4 | | | | 3 |
| Z | 31/39 | 23/57 | 37/23 | 46/29 | 29/46 | 18/72 | 76 |
| d, мм | $\frac{93}{117}$ | $\frac{69}{171}$ | $\frac{148}{92}$ | $\frac{184}{116}$ | $\frac{116}{184}$ | $\frac{72}{288}$ | 228 |

Расчет межосевых расстояний:

$$A = \frac{\sum Z \cdot m}{2}, \text{ мм}$$

A_{I-I} - принимается конструктивно;

$$A_{I-II} = \frac{80 \cdot 3}{2} = 120 \text{ мм}$$

$$A_{II-III} = \frac{60 \cdot 4}{2} = 120 \text{ мм}$$

$$A_{III-V} = \frac{75 \cdot 4}{2} = 150 \text{ мм}$$

$$A_{II-IV} = \frac{90 \cdot 4}{2} = 180 \text{ мм}$$

$$A_{V-VI} = \frac{152 \cdot 3}{2} = 228 \text{ мм (см. рис.7)}$$

Расчет межосевого расстояния между IV-V валами наиболее нагруженной группы передач производится из условия контактной прочности зубчатых колес:

$$A_{IV-V} = \left(\frac{1}{i_9} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{[\sigma_K] \cdot 1/i_9} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_a} \cdot \frac{k \cdot N}{n} } \text{ см},$$

где: $[\sigma_K] = 5880 \text{ кгс/см}^2$ – допускаемое напряжение контактной прочности зубчатого колеса;

$\psi_a = 0,12 \dots 0,15$ – коэффициент ширины венца колеса;

$k = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент нагрузки.

$$A_{IV-V} = (4 + 1) \sqrt[3]{ \left(\frac{340000}{5880 \cdot 4} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,12} \cdot \frac{1,5 \cdot 8,15}{25} } = 47,4 \text{ см} = 474 \text{ мм}$$

Учитывая, что по условиям контактной прочности зубчатого колеса межосевое расстояние между валами IV-V наиболее нагруженной группы передач допускается до 474 мм, принимаем ранее рассчитанное $A_{IV-V} = 225 \text{ мм}$.

8. Разработать эскизную компоновку коробки скоростей.

При разработке эскизной компоновки свертки коробки скоростей привода главного движения применены формулы и выполнены следующие расчеты:

- толщина корпуса: $\delta = 0,025 \cdot A + 3 = 0,025 \cdot 225 + 3 = 8,6 \text{ мм}$;
- расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса:
 $a = (1,0 \dots 1,2) \delta = 1,2 \cdot 8,6 = 10,3 \text{ мм}$
- расстояние от наибольшего диаметра колеса до смежного вала:
 $c \geq 0,4 \delta = 0,4 \cdot 8,6 = 3,4 \text{ мм}$
- минимальное расстояние между торцами соседних зубчатых колес:
 $e = (0,4 \dots 0,6) \delta = 0,6 \cdot 8,6 = 5,2 \text{ мм}$
- расстояние от венца зубчатого колеса до днища корпуса:
 $b \geq 3 \delta = 3 \cdot 8,6 = 25,8 \text{ мм}$
- толщина крышки: $\delta_1 = (0,7 \dots 0,8) \delta = 0,8 \cdot 8,6 = 6,9 \text{ мм}$

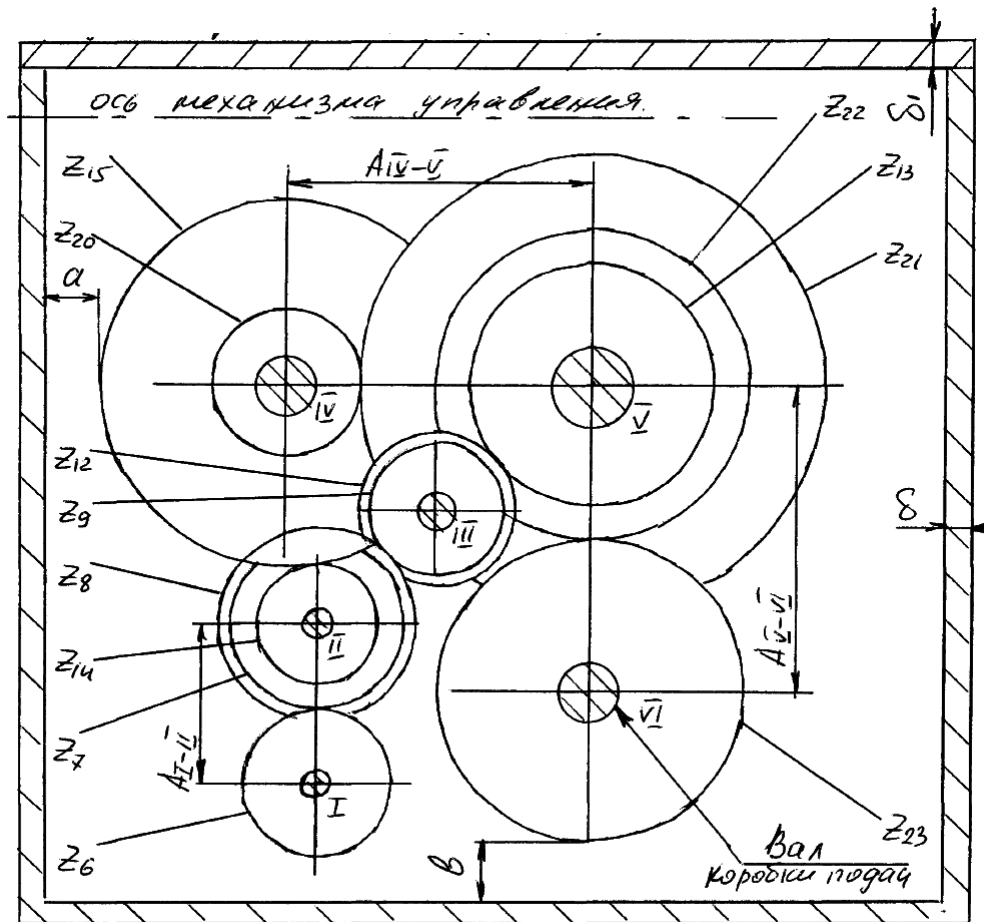


Рис.7. Эскизная компоновка свертки коробки скоростей.

9. Уточненный расчет наиболее нагруженного вала.

Наиболее нагруженным валов в последней переборной группе передач (наиболее нагруженной группе передач) коробки скоростей является V вал, передающий крутящий момент $M_{кр} = 3010$ нм зубчатой передачей $z_{20}/z_{21}=18/72$.

Далее этот момент распределяется на преодоление сил резания ($M_{кр.р}$) и привод подач ($M_{кр.п}$) через зубчатое колесо $z_{22}=76$. Принимаем $M_{кр.п}=0,3 \cdot M_{кр} = 0,3 \cdot 3010 = 753$ нм. Тогда $M_{кр.р} = M_{кр} - M_{кр.п} = 3010 - 753 = 2257$ нм.

Схема нагружения V вала и эпюры моментов, действующие на него, представлены на рис.8. Компоновочные размеры, осевое и радиальное размещение зубчатых колес на валах наиболее нагруженной группы передач, а также расстояние между опорами определены из рис.9.

Условные обозначения, принятые в расчете и на рис.8:

- R_A^I , F_t^I , F_r^I , R_B^I , P_z – силы и реакции, действующие в горизонтальной плоскости;

- R_A^B , F_t^B , F_r^B , R_B^B , P_y – силы и реакции, действующие в вертикальной плоскости.

Определяем силы, действующие в зубчатых зацеплениях:

$$\text{в передаче } \frac{z_{20}}{z_{21}}: F_t = \frac{2M_{кр}}{D_{21}} = \frac{2 \cdot 3010}{0,37} = 16270 \text{ н}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 16270 \cdot 0,364 = 5922 \text{ н.}$$

- в передаче с z_{22} : $F_t^l = \frac{2M_{кр.п}}{D_{23}} = \frac{2 \cdot 753}{0,228} = 6605 \text{ Н}$

$F_r^l = F_t^l \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6605 \cdot 0,364 = 2404 \text{ Н};$

Принимаем силы резания: $P_z = 1000 \text{ Н}$, $P_y = 0,3 \cdot 1000 = 300 \text{ Н}$

Определяем реакции в опорах:

- горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -F_t^l \cdot 0,1 - F_r^l \cdot 0,46 - R_B^r \cdot 0,54 + P_y \cdot 0,74 = 0$$

$$R_B^r = \frac{-F_t^l \cdot 0,1 + F_r^l \cdot 0,46 + P_y \cdot 0,74}{0,54} = \frac{-6605 \cdot 0,1 + 5922 \cdot 0,46 + 300 \cdot 0,74}{0,54} = 4233 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^r \cdot 0,54 + F_t^l \cdot 0,44 - F_r^l \cdot 0,08 + P_y \cdot 0,2 = 0$$

$$R_A^r = \frac{-F_t^l \cdot 0,44 + F_r^l \cdot 0,08 - P_y \cdot 0,2}{0,54} = \frac{-6605 \cdot 0,44 + 5922 \cdot 0,08 - 300 \cdot 0,2}{0,54} = -4616 \text{ Н}$$

- вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad F_r^l \cdot 0,1 - F_t^l \cdot 0,46 - R_B^B \cdot 0,54 + P_z \cdot 0,74 = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_r^l \cdot 0,1 - F_t^l \cdot 0,46 + P_z \cdot 0,74}{0,54} = \frac{2404 \cdot 0,1 - 16270 \cdot 0,46 + 1000 \cdot 0,74}{0,54} = -12044 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^B \cdot 0,54 - F_r^l \cdot 0,44 + F_t^l \cdot 0,08 + P_z \cdot 0,2 = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_r^l \cdot 0,44 - F_t^l \cdot 0,08 - P_z \cdot 0,2}{0,54} = \frac{2404 \cdot 0,44 - 16270 \cdot 0,08 - 1000 \cdot 0,2}{0,54} = -12766 \text{ Н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{4616^2 + 820^2} = 4688 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^r)^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{4233^2 + 12044^2} = 12766 \text{ Н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^r \cdot 0,1 = -4616 \cdot 0,1 = -662 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^r \cdot 0,46 + F_t^l \cdot 0,36 = -4616 \cdot 0,46 + 6605 \cdot 0,36 = 255 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^r \cdot 0,54 + F_t^l \cdot 0,44 - F_r^l \cdot 0,08 = -4616 \cdot 0,54 + 6605 \cdot 0,44 - 5922 \cdot 0,08 = -59 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^E = R_A^r \cdot 0,74 + F_t^l \cdot 0,64 - F_r^l \cdot 0,28 + R_B^r \cdot 0,2 = -4616 \cdot 0,74 + 6605 \cdot 0,64 - 5922 \cdot 0,28 + 4233 \cdot 0,26 = 0 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^B \cdot 0,1 = -820 \cdot 0,1 = -82 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^B \cdot 0,46 + F_r^l \cdot 0,36 = -820 \cdot 0,46 - 2404 \cdot 0,36 = -1242 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^B \cdot 0,54 - F_r^l \cdot 0,44 + F_t^l \cdot 0,08 = -820 \cdot 0,54 - 2404 \cdot 0,44 + 16270 \cdot 0,08 = -198 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^E = R_A^B \cdot 0,74 - F_r^l \cdot 0,64 + F_t^l \cdot 0,28 + R_B^B \cdot 0,2 = -820 \cdot 0,74 - 2404 \cdot 0,64 + 16270 \cdot 0,28 - 12044 \cdot 0,2 = 0 \text{ Нм}$$

Результирующие изгибающие моменты:

$$M_{И}^C = \sqrt{462^2 + 82^2} = 469 \text{ Нм} \quad M_{И}^B = \sqrt{59^2 + 198^2} = 206 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = \sqrt{255^2 + 1242^2} = 1268 \text{ Нм}$$

Эквивалентные моменты:

$$M_{ЭКВ}^C = \sqrt{(M_{И}^C)^2 + M_{кр.п}^2} = \sqrt{469^2 + 753^2} = 887 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ЭКВ}}^D = \sqrt{(M_{\text{И}}^D)^2 + M_{\text{кр.}}^2} = \sqrt{1268^2 + 3010^2} = 3266 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ЭКВ}}^B = \sqrt{(M_{\text{И}}^B)^2 + M_{\text{кр.}}^2} = \sqrt{206^2 + 3010^2} = 3017 \text{ Нм}$$

Определяем диаметр V вала:

$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_{\text{И}}}}$, где: $[\sigma_{-1}]_{\text{И}} = 5 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ - допускаемое напряжение материала вала на изгиб.

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{3266}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,086 \text{ м} = 86 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр V вала $d_v = 90 \text{ мм}$

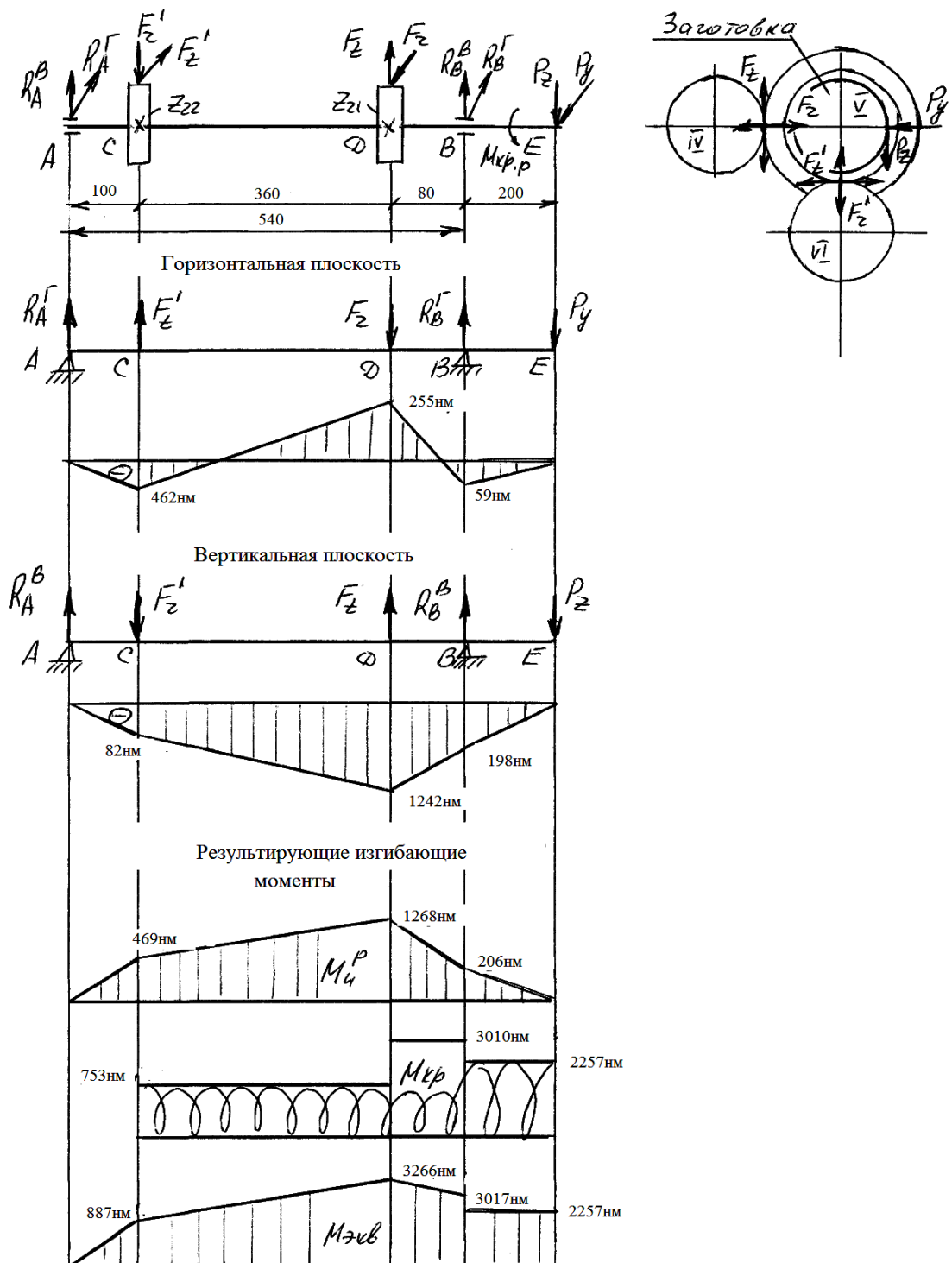


Рис.8. Схема нагружения V вала и эпюры моментов

10. Разработать компоновочную схему наиболее нагруженной группы передач.

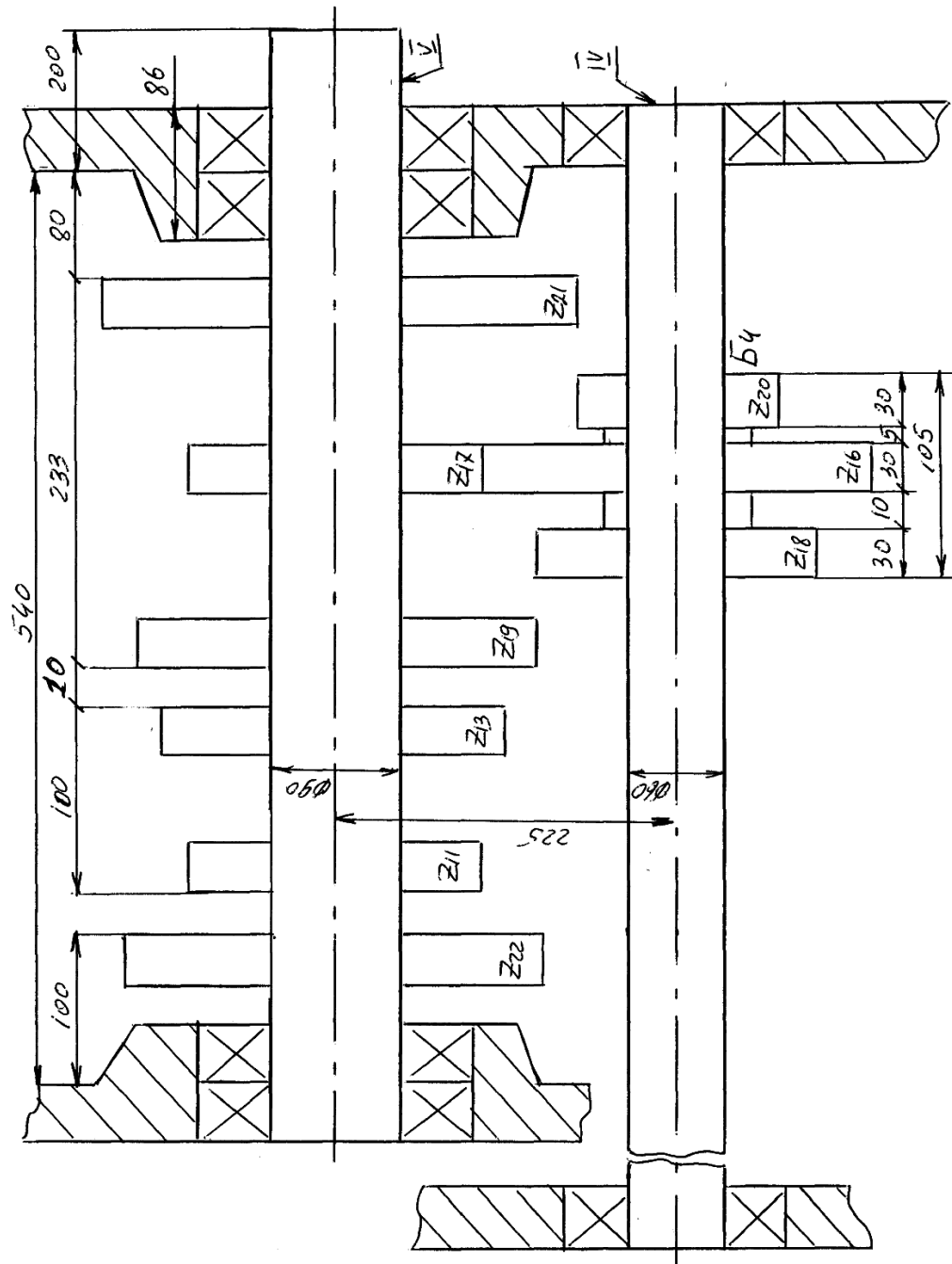


Рис.9.Компоновочная схема развертки наиболее нагруженной группы передач

11. Разработать механизм управления перемещением блока зубчатых колес наиболее нагруженной группы передач и рассчитать угол поворота рукоятки управления

Тройной блок B_4 , находящийся на IV валу перемещается от поворота рукоятки 2 (рис.10). Этот поворот передается через зубчатый сектор 1, колеса 2 и 3 и далее на вилку 5, на которой жестко закреплена рейка 4, перемещающаяся вдоль оси Б.

Длина перемещения блока B_4 составляет $L = l + 2 \cdot 30 + 2 \cdot 34$,
где $l = 105$ мм – длина блока (см.рис.9)

Тогда $L = 105 + 2 \cdot 30 + 2 \cdot 34 = 233$ мм.

Определяем число оборотов вала А: $n_A = \frac{L}{\pi m z}$,

где m, z – модуль и число зубьев колес 2 и 3. Принимаем $m=2\text{мм}$, $z=20$.

$$\text{Тогда } n_A = \frac{233}{3,14 \cdot 2 \cdot 20} = 1,85 \text{ об}$$

Число оборотов рукоятки Р составляет $n_P = \frac{n_A}{i_{3,с.}}$,

где $i_{3,с.}$ – передаточное отношение зубчато-секторной передачи.

$i_{3,с.} = \frac{R_2}{R_1}$, где R_1 и R_2 – соответственно радиусы зубчатого колеса 2 и сектора 1.

$R_1 = m z / 2 = 2 \cdot 20 / 2 = 20 \text{ мм}$. Принимаем $R_2 = 200 \text{ мм}$.

Тогда $n_P = \frac{n_A}{R_2 / R_1} = \frac{n_A \cdot R_1}{R_2} = \frac{1,85 \cdot 20}{200} = 0,185 \text{ об}$, что соответствует углу поворота рукоятки $\alpha = 0,185 \cdot 360^\circ = 66,6^\circ$.

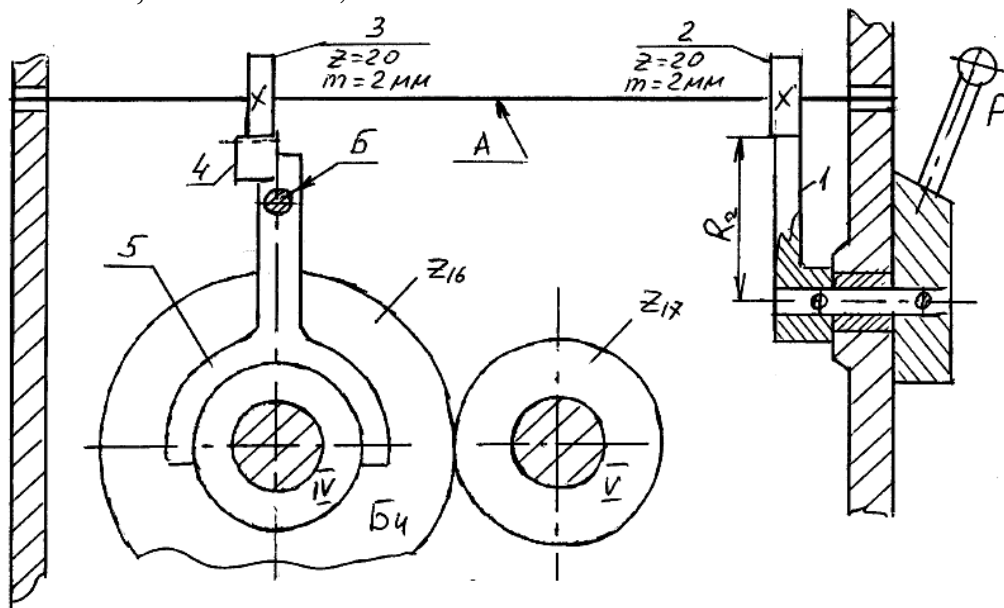


Рис.10 Схема механизма управления перемещением блока Б₄

12. Начертить сборочный чертеж развертки наиболее нагруженной группы передач.

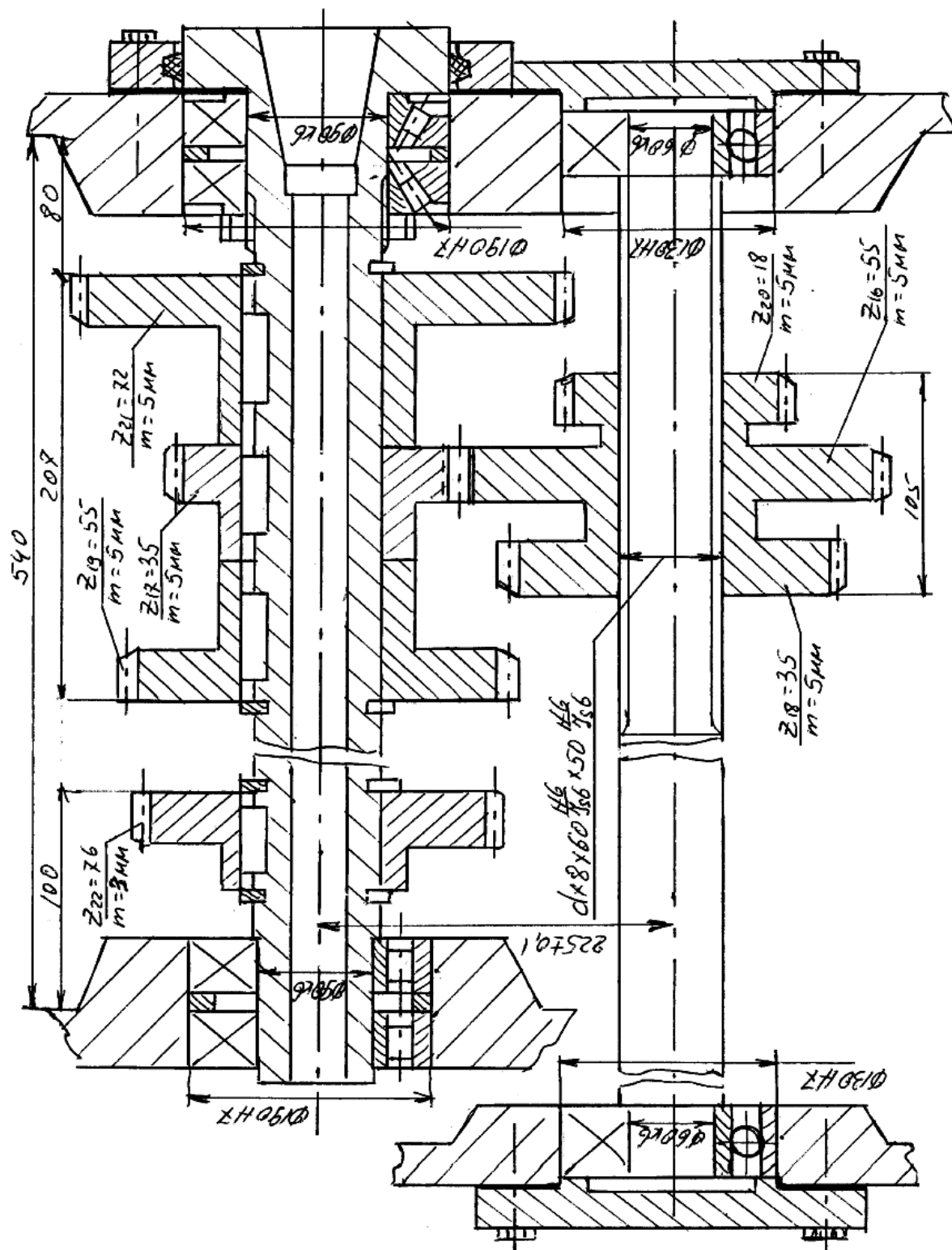


Рис. 11 Сборочный чертеж наиболее нагруженной группы передач

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1980. – 288с.
2. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977.- 385с.
3. Проников А.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. – М.: Высшая школа, 1967.- 450с.
4. Тепинкичиев В.К. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1972.- 464с.
5. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов, Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Мн.: Высш. Шк, 1991.-282с.
6. Свирщевский Ю.И. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач. – Мн. Высш. Шк., 1976.-590с.
7. Лепший А.П., Михайлов М.И. Практическое пособие к лабораторным и практическим занятиям по теме: «Расчет кинематики и изучение конструкции привода главного движения универсальных станков» по курсу «Конструирование станков» для студентов спец. Т.03.01.00.-Гомель: ГГТУ, 1998.-37с. (№2322).