

Вариант №1

Исходные данные:

- число скоростей привода: $Z = 10$;
- структурная формула привода: $Z = 2(i_{II} + 2 \cdot 2)$;
- вид структуры: AI;
- знаменатель ряда геометрической прогрессии: $\phi = 1,58$;
- тип станка: токарно-винторезный. Принимаем станок модели 1K62.

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, которую в общем виде имеет вид:

$$Z = Z^0(i_{II} + Z'),$$

где: Z^0 – основная структура привода;

Z' – дополнительная структура привода.

Основная структура состоит из одной группы передач $Z^0 = P^0_1$, а дополнительная – из двух групп $Z' = P'_1 \cdot P'_2$. Тогда с учетом групп передач структурную формулу можно представить в виде:

$$Z = P^0_1 (i_{II} + P'_1 \cdot P'_2) = 2(i_{II} + 2 \cdot 2),$$

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

$P'_1 = 2, P'_2 = 2$ – первая и вторая переборные группы соответственно.

Цифры 2 определяют соответственно количество передач в группе.

С учетом характеристик передач в группе структурная формула представляется как:

$$Z = P^0_{1x_0} (i_{II} + P'_{1x_1} \cdot P'_{2x_2}) = 2_{x_0}(i_{II} + 2_{x_1} \cdot 2_{x_2}),$$

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;

$x_2 = x_1 \cdot P'_1 = 2 \cdot 2 = 4$ – характеристика второй (последней) переборной группы передач.

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

$$Z = P^0_{1x_0} (i_{II} + P'_{1x_1} \cdot P'_{2x_2}) = 2_{x_0}(i_{II} + 2_{x_1} \cdot 2_{x_2}) = 2_1(i_{II} + 2_2 \cdot 2_4)$$

Проверяем условие применимости структурной формулы в приводе главного движения, которое записывается как: $R_{II} = \phi^{K_{\max}} \leq 8$, где $K_{\max} = x_2 = 4$

Диапазон регулирования последней переборной группы передач ($P'_2=2_4$)

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

Определяем возможное количество вариантов привода:

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

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

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

Таким образом, общее количество вариантов привода рассчитывается по формуле:

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

Для структурной формулы $Z = 2_1(i_{\Pi} + 2_2 \cdot 2_4)$ и структуры вида AI общее количество вариантов привода определяется по формуле:

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

где: k – число групп передач;

m – количество групп с одинаковым числом передач.

В нашем случае $K^0 = m^0 = 1$; $K' = m' = 2$

$$\text{Таким образом: } V = 4 \frac{(1!)^2}{1!} \frac{(2!)^2}{2!} = 8$$

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

Структура вида AI представляет собой сложную структуру с одной дополнительной структурой Z' и соединением основной структуры Z^0 со шпинделем (выходным валом коробки скоростей) посредством постоянной зубчатой передачи i_{Π} (рис.1).

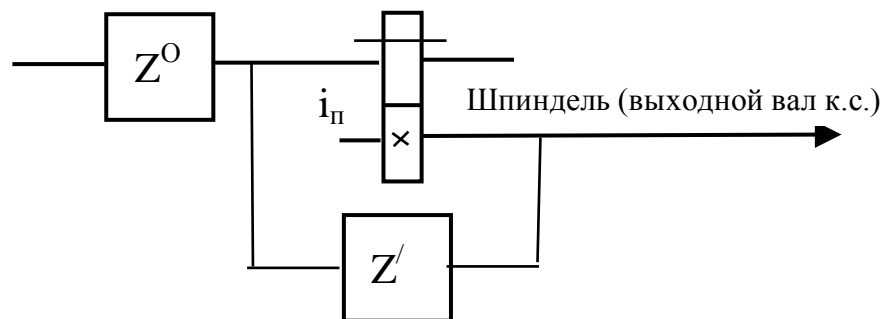


Рис. 1. Общий вид сложной структуры вида AI.

Структура привода вида AI, разработанная с учетом структурной формулы $Z = 2_1(i_{\Pi} + 2_2 \cdot 2_4)$ и однонаправленности вращения шпинделя при передаче движения по различным кинематическим цепям, представлена на рис.2.

Структура привода (рис.2) состоит из 5-ти валов, 4-х двухвенцовых блоков зубчатых колес ($P_1^0=2$, $P_1'=2$, $P_2'=2$ и один блок, состоящий из постоянных зубчатых передач i_{Π} и i_{Π}' и предназначенных для изменения передачи движения по различным кинематическим цепям).

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

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

$$Z_2 = P_1^0 \cdot i_{\Pi}' \cdot P_1' \cdot P_2' = 2_1 \cdot i_{\Pi}' \cdot 2_2 \cdot 2_4 = 8$$

$$\text{Или } Z = Z_1 + Z_2 = 2 + 8 = 10$$

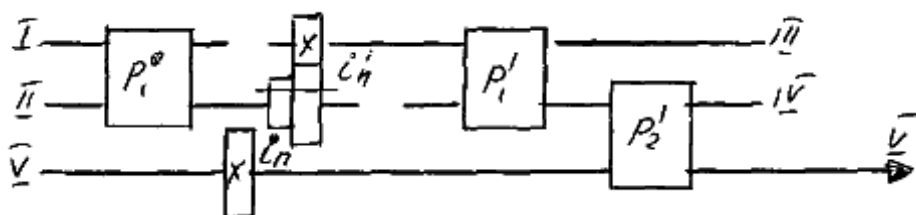


Рис. 2. Структура привода вида АІ с учетом формулы $Z = 2_1(i_{II} + 2_2 \cdot 2_4)$ и групп передач.

Структурная сетка для $Z = 2_1(i_{II} + 2_2 \cdot 2_4) = 10$ представлена на рис.3

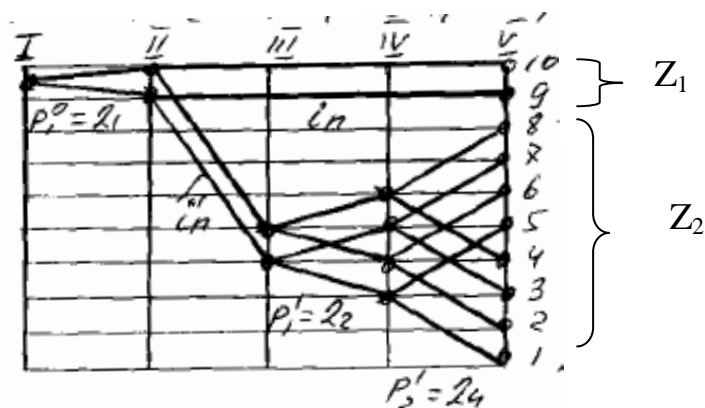


Рис.3. Структурная сетка привода.

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 мод. 1К62 по ГОСТ 18399-81 задаемся параметрами электродвигателя привода главного движения:

- тип электродвигателя 4А100S4У3;
- мощность $N = 7,5$ 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 $n_1=n_{\min}=40$ об/мин. По Нормали станкостроения Н11-1 получаем промежуточные и n_{\max} частоты вращения шпинделя:

$n_1=40$ об/мин	$n_2=60$ об/мин	$n_3=100$ об/мин
$n_4=160$ об/мин	$n_5=250$ об/мин	$n_6=400$ об/мин
$n_7=630$ об/мин	$n_8=1000$ об/мин	$n_9=1600$ об/мин
$n_{10}=2500$ об/мин		

Анализ кинематической схемы привода главного движения станка модели 1К62 (рис.4).

Станок мод 1К62 является универсальным станком. Он предназначен для выполнения разнообразных токарных работ, для нарезания метрической, дюймовой, модульной, питчевой, правой и левой, с нормальным и увеличенным шагом, одно-и многозаходных резьб. Для нарезания торцевой резьбы и для

копировальных работ (с помощью прилагаемого к станку гидрокopировального устройства). Станок применяется в условиях индивидуального и мелкосерийного производства.

Вращение от электродвигателя $N=7,5$ кВт или 10кВт (рис.4.а) передается клиноременной передачей 142/254 валу I коробки скоростей. Усиленные многодисковые фрикционы, управляемые муфтой M_1 служат для включения прямого или обратного хода шпинделя.

При прямом ходе вал II получает две различные скорости вращения через двойной подвижный блок шестерен B_1 . При обратном ходе валу II сообщается вращение с одной скоростью шестернями 50/24 и 36/38. Наличие тройного блока шестерен B_2 позволяет получить на валу III шесть различных чисел оборотов в минуту. Последние могут быть переданы шпинделю либо непосредственно через шестерни 65/43, когда двойной блок шестерен B_5 включен влево (как показано на схеме), либо через перебор, когда блок B_5 включен вправо. В этом случае вращение шпинделю VI от вала III передается двумя подвижными блоками B_3 и B_4 , позволяющими получить три различных передаточных отношения: 1 ; $1/4$; $1/16$ и зубчатой передачей 26/52. Через перебор шпиндель получает 18 различных скоростей вращения, а всего он имеет 23 скорости – от 12,5 до 2000 об/мин.

Движение подач заимствуется либо от шпинделя через шестерни 60/60, когда блок B_6 звена увеличения шага резьбы находится в крайнем левом положении, либо от вала III через шестерни 45/45, когда блок B_6 перемещен в крайнее правое положение.

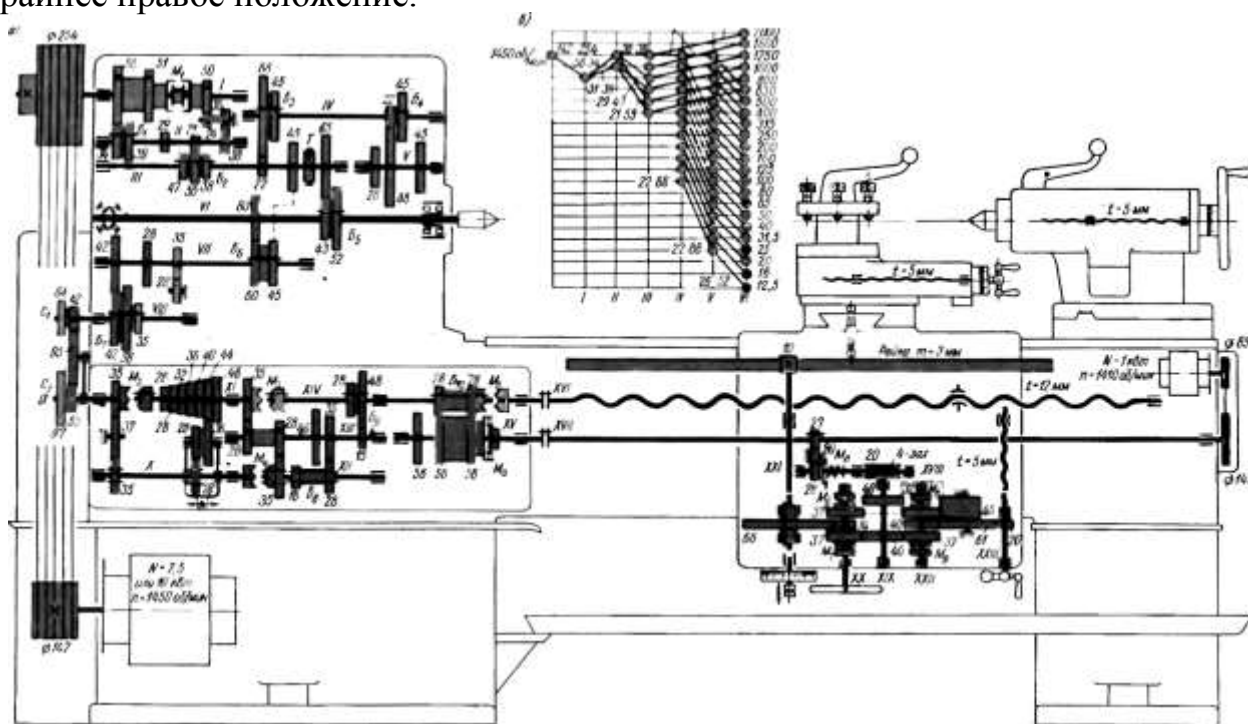


Рис. 4 – Кинематическая схема станка мод. 1К62

При построении графика частот вращения (рис.5) и разработке кинематической схемы (рис.6) учтены особенности кинематики базового станка и разрабатываемой структуры. Введены дополнительно:

- 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 $\phi = 1,58$ число допустимых интервалов может быть: понижающих – 3, повышающих – 1.



Рис. 5 – График частот вращения

По рис. 5 определяем передаточные отношения:

- ременной передачи $i_p = 1000/1450 = 0,689$. Учитывая, что $i_p = D_1/D_2 = 0,689$ и принимая по базовому станку $D_1 = 142\text{мм}$, получаем $D_2 = D_1/i_p = 142/0,689 = 206\text{мм}$;

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

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

$$i_1 = \phi^1 = 1,58; \quad i_2 = \phi^0 = 1; \quad i_3 = \phi^1 = 1,58; \quad i_4 = \phi^{-2} = \frac{1}{1,58^2}; \quad i_5 = \phi^0 = 1;$$

$$i_6 = \phi^{-2} = \frac{1}{1,58^2}; \quad i_7 = \phi^1 = 1,58; \quad i_8 = \phi^{-3} = \frac{1}{1,58^3};$$

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

- на валу I коробки скоростей применен дисковый двухсторонний фрекцион и механизм реверса шпинделя (вал VI и зубчатые передачи $z_{20}-z_{21}$ и $z_{22}-z_{23}$);

- на II вал установлен тормоз Т для быстрой остановки шпинделя;

- применено переборное устройство, передающее движение с III вала на шпиндель (V вал) по кинематической цепи $i'_n \cdot P'_1 \cdot P'_2$ (см. рис.2);

- связь привода главного движения с приводом подач (вал VII) обеспечивается не только от шпинделя (передача $z_{26}-z_{27}$), но и от II вала (передача $z_{24}-z_{25}$).

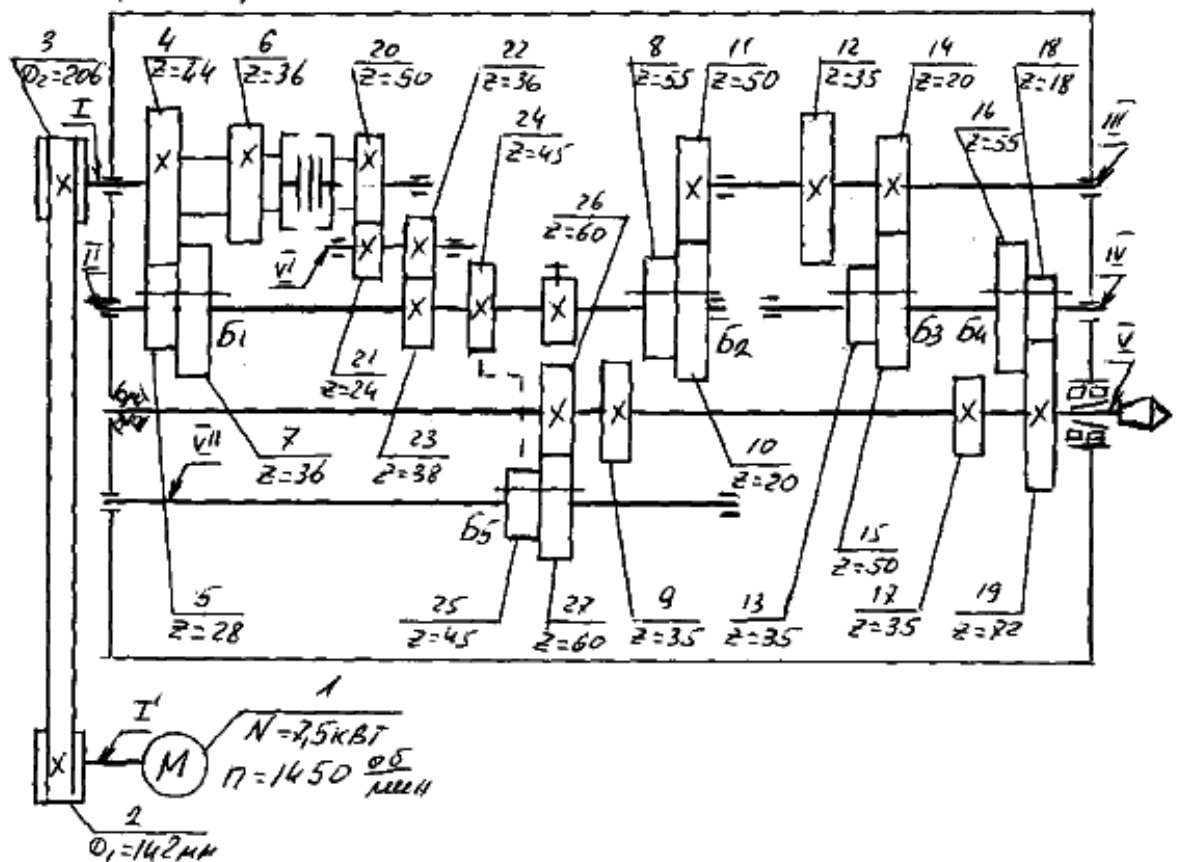


Рис. 6. Кинематическая схема привода главного движения

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 $P'_2 = 24$, передающая крутящий момент с IV вала на V посредством зубчатых колес двойного блока B_4 с передаточными отношениями:

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

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 $i_x = \frac{f_x}{q_x}$:

$$i_7 = \frac{f_7}{q_7} = \frac{Z_{16}}{Z_{17}} \approx \frac{11}{7} \quad i_8 = \frac{f_8}{q_8} = \frac{Z_{18}}{Z_{19}} \approx \frac{1}{4}$$

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

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

$$f_8 + q_8 = 1 + 4 = 5$$

Таким образом $K = 90$

Определим E_{\min} для зубчатой передачи с i_8 :

$$E_{\min} = \frac{17(f_8 + q_8)}{K \cdot f_8} = \frac{17(1 + 4)}{90 \cdot 1} = 0,94 \quad \text{Принимаем } E_{\min} = 1$$

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

По Нормали Н21-5 задавшись модулем зубчатых колес $m=4\text{мм}$ получаем $2Z_0=90$, при этом межосевое расстояние между валами составляет $A_{IV-V}=180\text{мм}$.

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$Z_{16} = 2Z_0 \frac{f_7}{f_7 + q_7} = 90 \frac{11}{11 + 7} = 55 \quad Z_{17} = 2Z_0 \frac{q_7}{f_7 + q_7} = 90 \frac{1}{11 + 7} = 35$$

$$Z_{18} = 2Z_0 \frac{f_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{1}{1 + 4} = 18 \quad Z_{19} = 2Z_0 \frac{q_8}{f_8 + q_8} = 90 \frac{4}{1 + 4} = 72$$

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

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 III и IV валами:

$$\text{Данная зубчатая передача имеет } i_5 = \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = 1; i_6 = \frac{Z_{14}}{Z_{15}} = \frac{1}{1,58^2};$$

Для обеспечения минимальных радиальных размеров коробки скоростей для i_6 принимаем $z_{14}=18$. Тогда $z_{15}=1,58^2 \cdot 18=45$. Сумма чисел зубьев сопряженных колес $2Z_0 = Z_{14} + Z_{15} = 18 + 45 = 63$. По Н21-5 при $m=3\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 70$ ($A_{III-IV}=105\text{мм}$)

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{12} + Z_{13} = 70 \\ \frac{Z_{12}}{Z_{13}} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_{12} = Z_{13} = 70/2 = 35$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_{14} + Z_{15} = 70 \\ \frac{Z_{14}}{Z_{15}} = \frac{1}{1,58^2} \end{array} \right\} \quad Z_{15} = 1,58^2 Z_{14}; \quad Z_{14} + 1,58^2 Z_{14} = 70; \quad Z_{14} = 20; \quad Z_{15} = 70 - 20 = 50$$

$$\text{Проверка: } Z_{12} + Z_{13} = Z_{14} + Z_{15} = 2Z_0 \\ 35 + 35 = 20 + 50 = 70$$

Расчет чисел зубьев между II и III валами:

Передача движения между валами обеспечивается постоянной зубчатой передачей $i = z_{10}/z_{11} = 1/1,58^2$. Приняв методику расчета, приведенную выше, получаем при $z_{10}=20$, что $z_{11}=1,58^2 z_{10}=1,58^2 \cdot 20=50$. Тогда $2Z_0 = Z_{10} + Z_{11} = 20 + 50 = 70$. По Н21-5 при $m=3\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 70$ ($A_{II-III}=105\text{мм}$). Таким образом, имеем $z_{10}=20$; $z_{11}=50$. По Н21-5 при $m=3,0\text{мм}$ принимаем $2Z_0 = 70$ ($A_{II-III}=105\text{мм}$).

Таким образом имеем: $z_{10}=20$, $z_{11}=50$

Расчет чисел зубьев блока между I и II валами:

В передаче движения между валами участвуют блок зубчатых колес B_1 , имеющие: $i_1 = z_4/z_5 = 1,58$ и $i_2 = z_6/z_7 = 1$.

Приняв для i_1 $z_5 = 25$, получаем $z_4 = 1,58 \cdot z_5 = 1,58 \cdot 25 = 40$. Тогда $2Z_0 = Z_4 + Z_5 = 40 + 25 = 65$. По Н21-5 при $m = 2,5$ мм принимаем $2Z_0 = 72$ ($A_{I-II} = 90$ мм).

Определяем числа зубьев сопряженных колес:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_4 + Z_5 = 72 \\ \frac{Z_4}{Z_5} = 1,58 \end{array} \right\} \quad Z_4 = 1,58 Z_5; \quad Z_5 + 1,58 Z_5 = 72; \quad Z_5 = 28; \quad Z_4 = 72 - 28 = 44$$
$$\left\{ \begin{array}{l} Z_6 + Z_7 = 72 \\ \frac{Z_6}{Z_7} = 1 \end{array} \right\} \quad Z_6 = Z_7 = 72/2 = 36$$

Проверка: $Z_4 + Z_5 = Z_6 + Z_7 = 2Z_0$
 $44 + 28 = 36 + 36 = 72$

Расчет чисел зубьев колес между II и V валами:

Постоянная зубчатая передача имеет $i_3 = z_8/z_9 = 1,58$. Учитывая, что наименьшее зубчатое колесо z_9 расположено на наиболее нагруженном валу, который может иметь значительные размеры, принимаем $z_9 = 35$. Тогда $z_8 = 1,58 \cdot z_9 = 1,58 \cdot 35 = 55$, а $2Z_0 = Z_8 + Z_9 = 55 + 35 = 90$. По Н21-5 при $m = 3$ мм принимаем $2Z_0 = 90$ ($A_{II-V} = 135$ мм). Таким образом имеем: $z_8 = 55$, $z_9 = 35$

Расчет чисел зубьев колес между V и VI валами:

Передача движения осуществляется зубчатыми колесами $z_{24} - z_{25}$, числа зубьев которых принимаем по базовому станку. Таким образом при $m = 3,0$ мм имеем $z_{24} = 45$, $z_{25} = 45$.

Для определения кинематической точности привода главного движения кинематических цепей, в состав которых входит наиболее нагруженная группа передач $P_1' = 2_4$ (т.е. для кинематической цепи $Z_2 = P_1^0 \cdot i_1 \cdot P_1' \cdot P_2' = 8$) необходимо составить уравнения кинематического баланса, определить действительные значения частот вращения шпинделя ($n_{1д} \dots n_{8д}$), вычислить величину погрешности по формуле: $\Delta n_i = \frac{n_{ид} - n_{ин}}{n_{ин}} \cdot 100\%$ 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:

$$i_p = \frac{D_1}{D_2} = \frac{142}{206}; \quad i_1 = \frac{44}{28}; \quad i_2 = \frac{36}{36}; \quad i_4 = \frac{20}{50}; \quad i_5 = \frac{35}{35}; \quad i_6 = \frac{20}{50}; \quad i_7 = \frac{55}{35}; \quad i_8 = \frac{18}{72}$$

$$n_1 = 1450 \frac{142}{206} 0,985 \frac{26}{36} \frac{20}{50} \frac{20}{50} \frac{18}{72} = 39,2 \text{ об/мин} \quad \Delta n_1 = \frac{39,2 - 40}{40} 100 = 2,0\%$$

$$n_2 = 1450 \frac{1420}{206} 0,985 \frac{44}{28} \frac{20}{50} \frac{20}{50} \frac{18}{72} = 61,6 \text{ об/мин} \quad \Delta n_2 = \frac{61,6 - 63}{63} 100 = 2,2\%$$

$$n_3 = 1450 \frac{142}{206} 0,985 \frac{36}{36} \frac{20}{50} \frac{35}{35} \frac{18}{72} = 98,0 \text{ об/мин} \quad \Delta n_3 = \frac{98 - 100}{100} 100 = 2,0\%$$

$$\begin{aligned}
n_4 &= 1450 \frac{142}{206} 0,985 \frac{44}{28} \frac{20}{50} \frac{35}{35} \frac{18}{72} = 153,9 \text{ об/мин} & \Delta n_4 &= \frac{153,9 - 160}{160} 100 = 3,8\% \\
n_5 &= 1450 \frac{1420}{206} 0,985 \frac{36}{36} \frac{20}{50} \frac{20}{50} \frac{55}{35} = 246,3 \text{ об/мин} & \Delta n_5 &= \frac{246,3 - 250}{250} 100 = 1,5\% \\
n_6 &= 1450 \frac{142}{206} 0,985 \frac{44}{28} \frac{20}{50} \frac{20}{50} \frac{55}{35} = 387 \text{ об/мин} & \Delta n_6 &= \frac{387 - 400}{400} 100 = 3,3\% \\
n_7 &= 1450 \frac{142}{206} 0,985 \frac{36}{36} \frac{20}{50} \frac{35}{35} \frac{55}{35} = 615,7 \text{ об/мин} & \Delta n_7 &= \frac{615,7 - 630}{630} 100 = 2,3\% \\
n_8 &= 1450 \frac{142}{206} 0,985 \frac{44}{28} \frac{20}{50} \frac{35}{35} \frac{55}{35} = 967,5 \text{ об/мин} & \Delta n_6 &= \frac{967,5 - 1000}{1000} 100 = 3,3\%
\end{aligned}$$

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:

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

где: $\eta_p = 0,98$ – КПД ременной передачи.

$$N_I = 7,5 \cdot 0,98 = 7,35 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

$$N_{II} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 7,35 = 6,98 \text{ кВт}$$

$$N_{III} = 0,95 \cdot N_{II} = 0,95 \cdot 6,98 = 6,63 \text{ кВт}$$

$$N_{IV} = 0,95 \cdot N_{III} = 0,95 \cdot 6,63 = 6,3 \text{ кВт}$$

$$N_V = 0,95 \cdot N_{IV} = 0,95 \cdot 6,3 = 5,98 \text{ кВт}$$

$$N_{VI} = 0,95 \cdot N_I = 0,95 \cdot 7,35 = 6,98 \text{ кВт}$$

$$N_{VII} = 0,95 \cdot N_V = 0,95 \cdot 5,98 = 5,68 \text{ кВт}$$

Максимальные крутящие моменты на валах привода определяются по формулам:

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

$$\text{ где: } M_{\text{дв.}} = \frac{N_{\text{дв.}} \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_n} = \frac{7,5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1450} = 49,4 \text{ нм} \quad \text{ - крутящий момент на валу электродвигателя.}$$

$$M_I = \frac{49,4}{0,689} 0,98 = 70,2 \text{ нм}$$

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

$$M_{II} = \frac{M_I}{i_2} 0,95 = \frac{70,2}{1} 0,95 = 66,7 \text{ нм}$$

$$M_{III} = \frac{M_{II}}{i_4} 0,95 = \frac{66,7 \cdot 1,58^2}{1} 0,95 = 158,1 \text{ нм}$$

$$M_{IV} = \frac{M_{III}}{i_4} 0,95 = 158,1 \cdot 1,58^2 \cdot 0,95 = 375 \text{ Нм} \quad M_V = \frac{M_{IV}}{i_8} 0,95 = 375 \cdot 1,58^3 \cdot 0,95 = 1406 \text{ Нм}$$

Предварительное определение диаметров валов:

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

где: $[\tau] = 18 \dots 23$ МПа – допускаемое напряжение материала вала на кручение.

Принимаем $[\tau] = 20$ МПа. Учитывая постоянную данной формулы

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

$$d_{I'} = \sqrt[3]{49,4 \cdot 250} = 23,1 \text{ мм}$$

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

$$d_I = \sqrt[3]{70,2 \cdot 250} = 25,9 \text{ мм}$$

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

$$d_{II} = \sqrt[3]{66,7 \cdot 250} = 25,5 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{II} = 30 \text{ мм}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{158,1 \cdot 250} = 34,1 \text{ мм}$$

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

$$d_{IV} = \sqrt[3]{375 \cdot 250} = 45,4 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_{IV} = 50 \text{ мм}$$

$$d_V = \sqrt[3]{1406 \cdot 250} = 70,6 \text{ мм}$$

$$\text{Принимаем } d_V = 75 \text{ мм}$$

Для IV и V валов наиболее нагруженной группы передач с учетом базового станка выбираем подшипники качения по ГОСТ 8338-75:

- для IV вала – шарикоподшипник радиальный однорядный 310: внутренний диаметр $d=50$ мм, наружный диаметр $D=110$ мм, ширина $B=27$ мм;

- для V вала:

правая опора – шарикоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами двухрядный 3182115 по ГОСТ 7634-75: внутренний диаметр $d=75$ мм, наружный диаметр $D=115$ мм, ширина $B=30$ мм;

левая опора – шарикоподшипник радиально-упорный со скосом сдвоенный и установленный враспор 346315 по ГОСТ 832-78: внутренний диаметр $d=75$ мм, наружный диаметр $D=170$ мм, ширина $B=70$ 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}	4	55/35	220/140	228/148	210/130	27/30
Z_{18}/Z_{19}	4	18/72	72/288	80/296	62/278	27/30

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_{24}/Z_{25}	Z_{26}/Z_{27}		
m, мм	2,5		3							
Z	44/28	36/36	55/35	20/50	35/35	20/50	45/45	60/60		
d, мм	$\frac{110}{70}$	$\frac{90}{90}$	$\frac{165}{105}$	$\frac{60}{150}$	$\frac{105}{105}$	$\frac{60}{150}$	$\frac{135}{135}$	$\frac{180}{180}$		

Расчет межосевых расстояний:

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

A_{I-I} - принимается конструктивно;

$$A_{I-II} = \frac{72 \cdot 2,5}{2} = 90 \text{ мм}$$

$$A_{II-III} = \frac{70 \cdot 3}{2} = 105 \text{ мм}$$

$$A_{III-IV} = \frac{70 \cdot 3}{2} = 105 \text{ мм}$$

$$A_{II-V} = \frac{90 \cdot 3}{2} = 135 \text{ мм}$$

$$A_{V-VII} = \frac{120 \cdot 3}{2} = 180 \text{ мм}$$

$$A_{II-VII} = \frac{90 \cdot 3}{2} = 135 \text{ мм}$$

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

$$A_{IV-V} = \left(\frac{1}{i_8} + 1 \right)^3 \sqrt{\left(\frac{340000}{[\sigma_K] \cdot i_8} \right)^2 \cdot \frac{1}{\psi_a} \cdot \frac{K \cdot N}{n}}, [\text{см}],$$

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.

$$A_{IV-V} = (1,58^3 + 1)^3 \sqrt{\left(\frac{340000}{5880 \cdot 1,58^3} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,12} \cdot \frac{1,3 \cdot 5,98}{40}} = 34,8 \text{ см} = 348 \text{ мм}.$$

Учитывая, что по условиям контактной прочности зубатого колеса межосевое расстояние между валами IV-V наиболее нагруженной группы передач допускается до 348 мм, принимаем ранее рассчитанное $A_{IV-V}=180$ 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: $\delta = 0,025 \cdot A + 3 = 0,025 \cdot 180 + 3 = 7,5 \text{ мм}$;
- расстояние от торца зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса:
 $a = (1,0 \dots 1,2) \delta = 1,2 \cdot 7,5 = 9 \text{ мм}$
- расстояние от наибольшего диаметра колеса до смежного вала:
 $c \geq 0,4 \delta = 0,4 \cdot 7,5 = 3 \text{ мм}$
- минимальное расстояние между торцами соседних зубчатых колес:
 $e = (0,4 \dots 0,6) \delta = 0,6 \cdot 7,5 = 4,5 \text{ мм}$
- расстояние от венца зубчатого колеса до дна корпуса:
 $b \geq 3 \delta = 3 \cdot 7,5 = 22,5 \text{ мм}$
- толщина крышки: $\delta_1 = (0,7 \dots 0,8) \delta = 0,8 \cdot 7,5 = 6,0 \text{ мм}$

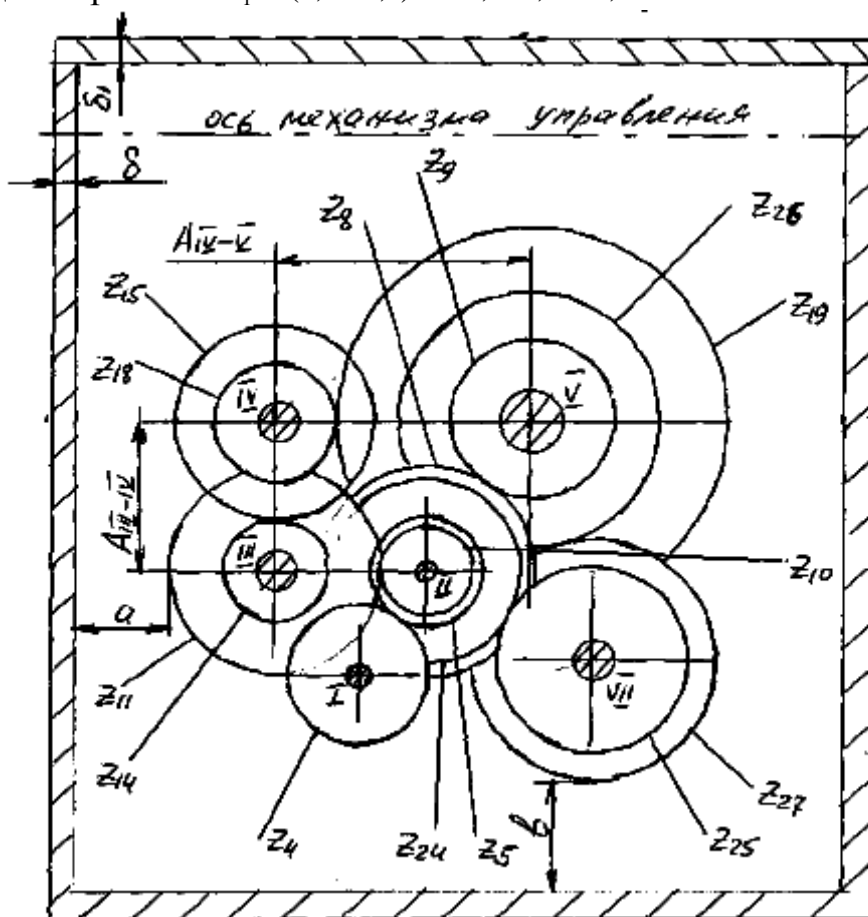


Рис.7. Эскизная компоновка свертки коробки скоростей.

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 $M_{кр} = 1406$ нм зубчатой передачей $z_{18}/z_{19}=18/72$.

Далее этот момент распределяется на преодоление сил резания ($M_{кр.р}$) и привод подач ($M_{кр.п}$). На привод подач крутящий момент передается посредством зубчатой передачи $z_{26}/z_{27}=60/60$. Принимаем $M_{кр.п} = 0,25 \cdot M_{кр} = 0,25 \cdot 1406 = 352$ нм. Тогда $M_{кр.р} = M_{кр} - M_{кр.п} = 1406 - 352 = 1054$ нм.

Схема нагружения V вала и эпюры моментов, действующие на него, представлены на рис.8. Компонентные 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:

- $R_A^r, F_t^r, F_r^r, F_r^r R_B^r, P_y$ — силы и реакции, действующие в горизонтальной плоскости;

- $R_A^B, F_t^B, F_r^B, F_t, R_B^B, P_z$ — силы и реакции, действующие в вертикальной плоскости.

Определяем силы, действующие в зубчатых зацеплениях:

$$\text{— в передаче } \frac{z_{18}}{z_{19}}: F_t = \frac{2M_{кр}}{D_{19}} = \frac{2 \cdot 1406}{0,288} = 9763 \text{ н}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 9763 \cdot 0,364 = 3554 \text{ н};$$

$$\text{— в передаче } \frac{z_{26}}{z_{27}}: F_t^B = \frac{2M_{кр.п}}{D_{26}} = \frac{2 \cdot 352}{0,180} = 3911 \text{ н}$$

$$F_r^B = F_t^B \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3911 \cdot 0,364 = 1423 \text{ н}.$$

Учитывая, что реакции силы зацепления действуют под углом к плоскостям. Они будут иметь следующие значения:

$$F_t^r = F_t^r \cos \alpha = 3911 \cdot 0,9659 = 3777 \text{ н}.$$

$$F_t^B = F_t^B \sin \alpha = 3911 \cdot 0,2588 = 1012 \text{ н}.$$

$$F_r^r = F_r^r \sin \alpha = 1423 \cdot 0,2588 = 368 \text{ н}.$$

$$F_r^B = F_r^B \cos \alpha = 1423 \cdot 0,9659 = 1374 \text{ н}$$

Принимаем силы резания: $P_z = 1000$ н. $P_y = 0,3 \cdot P_z = 300$ н.

Определяем реакции в опорах:

— горизонтальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad F_t^r \cdot 0,410 - F_t^r \cdot 0,410 + F_r \cdot 0,850 - R_B^r \cdot 0,920 + P_y \cdot 1,070 = 0$$

$$R_B^r = \frac{0,41(F_t^r - F_t^r) + F_r \cdot 0,85 + P_y \cdot 1,07}{0,92} = \frac{0,41(3777 - 368) + 3554 \cdot 0,85 + 300 \cdot 1,07}{0,92} = 5151 \text{ н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^r \cdot 0,92 + 0,51(F_t^r - F_t^r) - F_r \cdot 0,07 + P_y \cdot 0,15 = 0$$

$$R_A^r = \frac{-0,51(F_t^r - F_t^r) + F_r \cdot 0,07 - P_y \cdot 0,15}{0,92} = \frac{-0,51(368 - 3777) + 3554 \cdot 0,07 - 300 \cdot 0,15}{0,92} = 2109 \text{ н}$$

— вертикальная плоскость:

$$\sum M_A = 0 \quad -0,41(F_t^B + F_r^B) - F_t \cdot 0,85 - R_B^B \cdot 0,92 + P_z \cdot 1,07 = 0$$

$$R_B^B = -\frac{0,41(F_t^B + F_r^B) - F_t \cdot 0,85 + P_z \cdot 1,07}{0,92} = -\frac{0,41(1012 + 1374) - 9763 \cdot 0,85 + 1000 \cdot 1,07}{0,92} = -8919 \text{ н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad R_A^B \cdot 0,92 + 0,51(F_t^B + F_r^B) + F_t \cdot 0,07 + P_z \cdot 0,15 = 0$$

$$R_A^B = -\frac{0,51(F_t^{lg} + F_r^{lg}) + F_t \cdot 0,07 + P_z \cdot 0,15}{0,92} = -\frac{,51(1012 + 1374) + 9763 \cdot 0,07 + 1000 \cdot 0,15}{0,92} = -2227 \text{ Н}$$

Полные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^B)^2} = \sqrt{2109^2 + 2227^2} = 3067 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^r)^2 + (R_B^B)^2} = \sqrt{5151^2 + 8919^2} = 10299 \text{ Н}$$

Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^r \cdot 0,41 = 2109 \cdot 0,41 = 865 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^r \cdot 0,85 - F_t^{lr} \cdot 0,44 + F_r^{lr} \cdot 0,44 = -2109 \cdot 0,85 - 3777 \cdot 0,44 + 368 \cdot 0,44 = 292 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^r \cdot 0,92 + F_t^{lr} \cdot 0,59 + F_r^{lr} \cdot 0,59 - F_r \cdot 0,07 = 2109 \cdot 0,92 - 3777 \cdot 0,59 + 368 \cdot 0,59 - 3554 \cdot 0,07 = -319 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^E = R_A^r \cdot 1,07 + F_t^{lr} \cdot 0,66 + F_r^{lr} \cdot 0,66 - F_r \cdot 0,22 + R_B^r \cdot 0,15 = 2109 \cdot 1,07 - 3777 \cdot 0,66 + 368 \cdot 0,66 - 3554 \cdot 0,22 + 5151 \cdot 0,15 = 0$$

- в вертикальной плоскости:

$$M_{И}^C = R_A^B \cdot 0,41 = -2227 \cdot 0,41 = -913 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = R_A^B \cdot 0,85 - F_t^{lb} \cdot 0,44 + F_r^{lb} \cdot 0,44 = -2227 \cdot 0,85 + 1012 \cdot 0,44 + 1374 \cdot 0,44 = -844 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = R_A^B \cdot 0,92 + F_t^{lb} \cdot 0,59 + F_r^{lb} \cdot 0,59 + F_r \cdot 0,07 = -2227 \cdot 0,92 + 1012 \cdot 0,59 + 1374 \cdot 0,59 + 9763 \cdot 0,07 = 41 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^E = R_A^B \cdot 1,07 + F_t^{lb} \cdot 0,66 + F_r^{lb} \cdot 0,66 + F_r \cdot 0,22 + R_B^B \cdot 0,15 = -2227 \cdot 1,07 + 1012 \cdot 0,66 + 1374 \cdot 0,66 + 9763 \cdot 0,22 - 8919 \cdot 0,15 = 0$$

Результирующие изгибающие моменты:

$$M_{И}^C = \sqrt{865^2 + 913^2} = 1257 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^D = \sqrt{292^2 + 844^2} = 893 \text{ Нм}$$

$$M_{И}^B = \sqrt{319^2 + 41^2} = 321 \text{ Нм}$$

Эквивалентные моменты:

$$M_{ЭКВ}^C = \sqrt{(M_{И}^C)^2 + M_{КР.л}^2} = \sqrt{1257^2 + 352^2} = 1305 \text{ Нм}$$

$$M_{ЭКВ}^D = \sqrt{(M_{И}^D)^2 + M_{КР}^2} = \sqrt{893^2 + 1406^2} = 1665 \text{ Нм}$$

$$M_{ЭКВ}^B = \sqrt{(M_{И}^B)^2 + M_{КР}^2} = \sqrt{321^2 + 1406^2} = 1442 \text{ Нм}$$

Определяем диаметр V вала:

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

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{1665}{0,1 \cdot 5 \cdot 10^7}} = 0,069 \text{ м} = 69 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр V вала $d_v = 75 \text{ мм}$

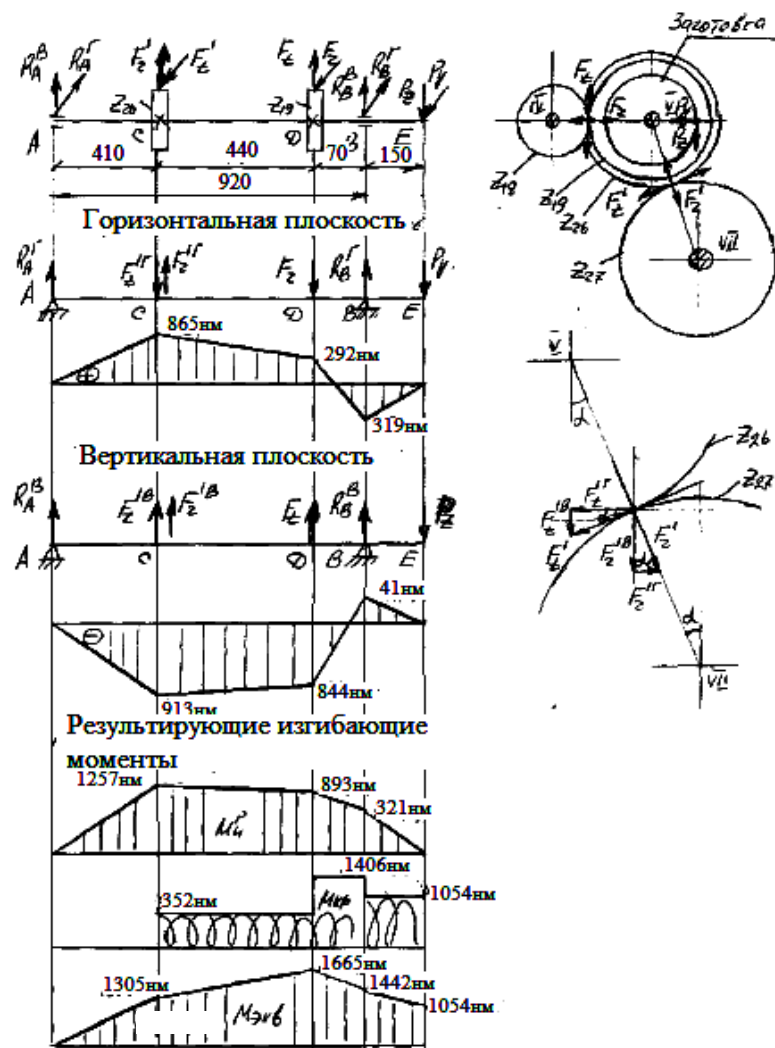


Рис.8. Схема нагружения V вала и эпюры моментов

10. Разработать компоновочную схему наиболее нагруженной группы передач.

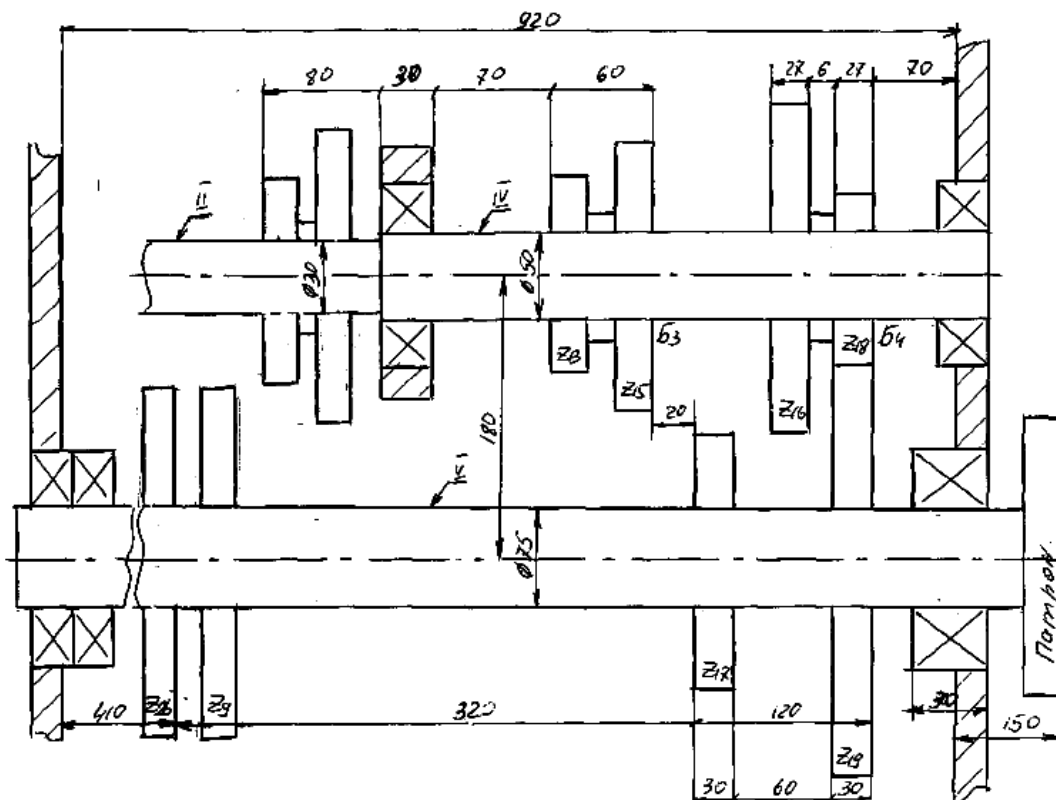


Рис.9.Компоновочная схема развертки наиболее нагруженной группы передач

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

Двойной блок B_4 , находящийся на IV валу перемещается от поворота рукоятки 1 (рис.10,а). закрепленной на оси 2. Перемещение блока обеспечивается рычагом 3. Т.к. рукоятка осуществляет непосредственное управление перемещением блока, то при заданной длине рычага 3 ($R=150\text{мм}$) определяем угол поворота из тригонометрических преобразований (см.рис.10.б).

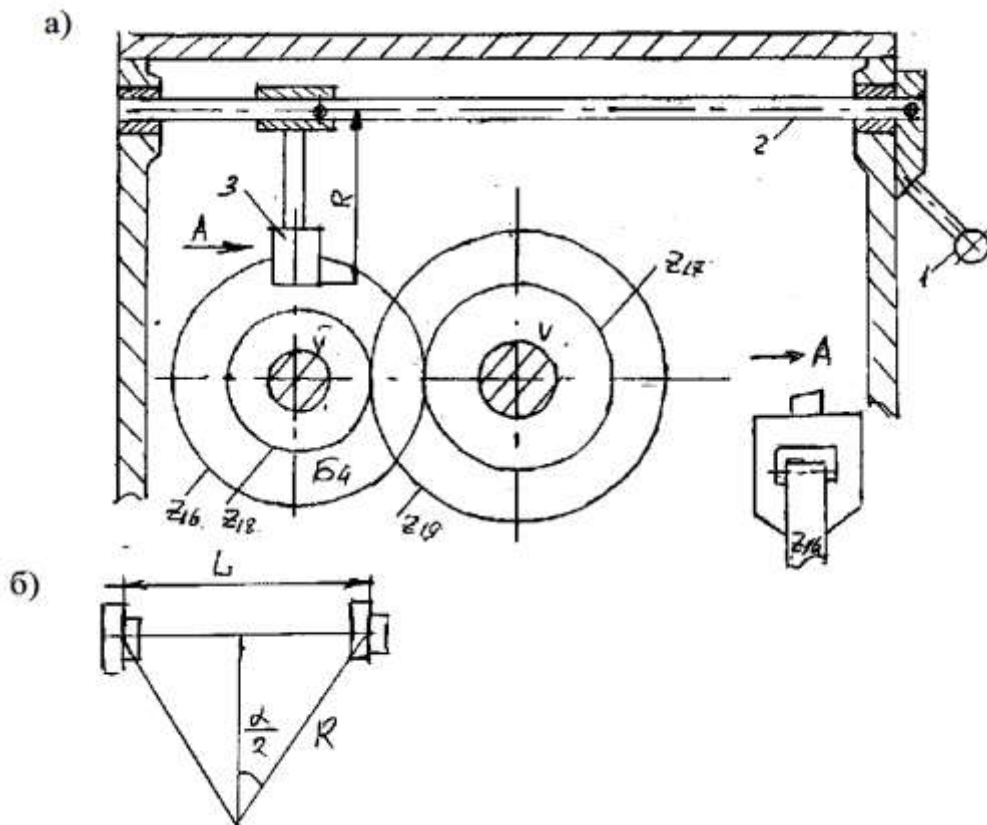


Рис.10 Схема механизма управления перемещением блока B_4

Длина перемещения блока составляет $L=1+2\cdot 30$,
где $l=60\text{мм}$ – длина блока (см.рис.9)

Тогда $L=60+2\cdot 30=120\text{мм}$.

Таким образом угол поворота рукоятки, определяемый по формуле:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{2R} = \frac{120}{2 \cdot 150} = 0,4 \text{ равен: } \alpha/2=23,57^{\circ}, \text{ или полный угол поворота } \alpha=47,14^{\circ}.$$

Technical drawing of a mechanical assembly in cross-section. The drawing shows a central shaft with multiple gears and bearings. Key dimensions include:

- Overall length: 210
- Gear diameters: $Z_{18}=18$, $Z_{28}=28$, $Z_{45}=50$, $Z_{13}=35$
- Diameters: 97, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180
- Modulus: $m=4$ mm
- Shaft diameter: $\phi 110 H7$
- Internal diameters: $\phi 50 k6$, $\phi 60 h6/k6$, $\phi 70 h6/k6$, $\phi 80 h6/k6$, $\phi 90 h6/k6$, $\phi 100 h6/k6$, $\phi 110 h6/k6$, $\phi 120 h6/k6$, $\phi 130 h6/k6$, $\phi 140 h6/k6$, $\phi 150 h6/k6$, $\phi 160 h6/k6$, $\phi 170 h6/k6$, $\phi 180 h6/k6$

17

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.: Выш. Шк, 1991.-282с.
6. Свирщевский Ю.И. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач. – Мн. Выш. 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).