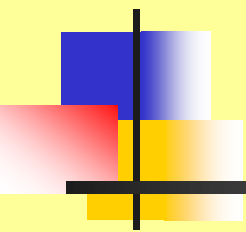


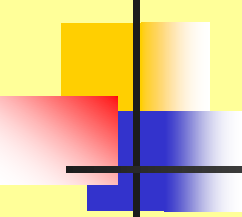
ФГАОУ ВПО «Российский государственный
профессионально-педагогический университет»

Оборудование механосборочного производства и средства автоматизации



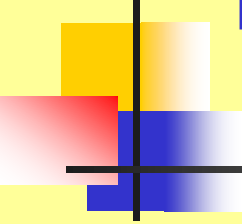
Установочные лекции

Автор - Мирошин Д.Г.



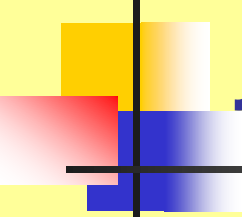
Цель дисциплины

- Цель изучения дисциплины – сформировать у студентов основные понятия о металлорежущих станках, их классификации и технологических возможностях, конструкции основных узлов и агрегатов, методике расчётов конструктивных параметров.



Необходимы знания по курсам:

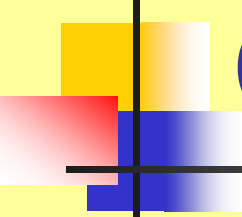
- “Теоретическая механика”,
- “Сопротивление материалов”,
- “Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость”,
- “Детали машин”,
- “Теория резания металлов”,
- “Электротехника и электроника”,
- “Металлорежущие инструменты”.



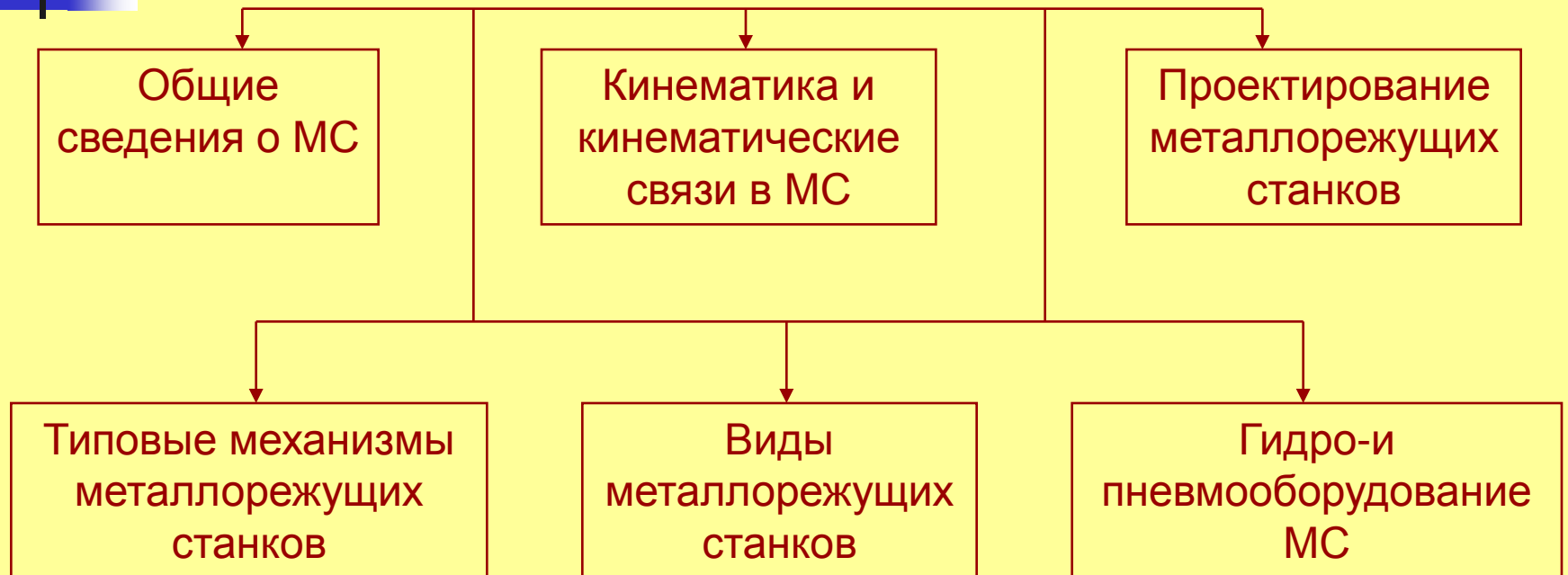
Литература

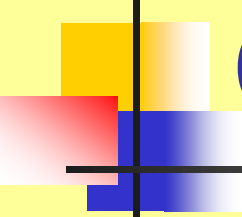
Основная

- *Проников А.С.* Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Учеб. пособие. – М.: Изд-во Моск. гос. ун-та, 2000. – 584 с. Металлорежущие станки: Учеб. для машиностроит. втузов по спец. “Технология машиностроения” / *под.ред. Н.С. Колева* и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 432 с.
- *Решетов Д.Н.* Детали машин: Учеб. для машиностроит. и мех. спец. втузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.: ил.
- Металлорежущие системы машиностроительных производств: Учеб. пособие для втузов / Под ред. Г.Г. Земского. – М.: Высш. шк., 1988. – 464 с.
- Металлорежущие станки: Учеб. для машиностроит. втузов по спец. “Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты” / *В.Э. Пуш, В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин* и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 571 с.: ил.
- Методические указания и задания к контрольной работе (№ 2507)



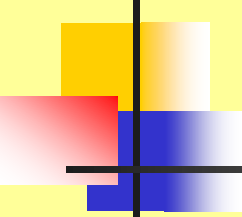
Основные разделы





Основные сведения о МС

- Классификация МС
- Движения в МС
- Типовые механизмы МС



Металлорежущие станки

Металлорежущие станки являются технологическими машинами и предназначены для обработки материалов резанием с целью получения деталей заданной формы и размеров с требуемой точностью и качеством обработанной поверхности.

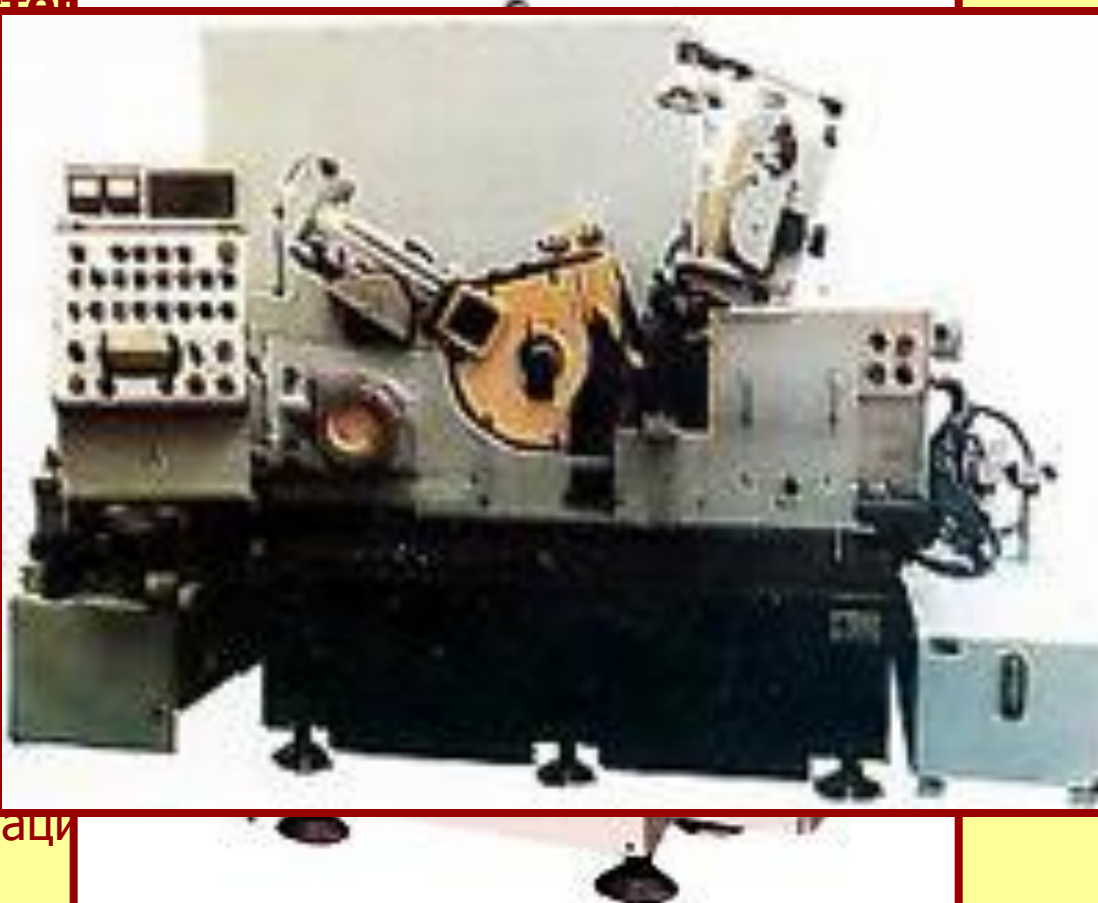
Классификация МС

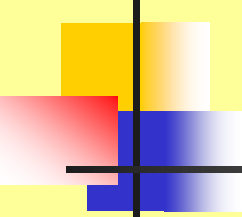
- По способу

- 1. Универсальные станки, имеющие подачу и управление

- 2. Специализированные станки, обрабатывающие конкретные конфигурации

- 3. Специализированные станки, выполняющие одну или несколько типовых операций

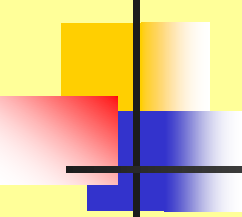




Классификация МС

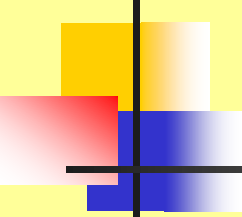
По степени точности

- Класс Н—нормальной точности, к которому относятся большинство универсальных станков
 - Класс П—станки повышенной точности с более высокими требованиями к точности и качеству изготовления основных деталей станка, их монтажу и регулированию при сборке.
 - Класс В — станки высокой точности отличаются от базовой модели применением специальной конструкции отдельных деталей, высокой точностью изготовления, качеством сборки и регулирования.
 - Класс А — станки особо высокой точности основные и базовые элементы которых изготовлены и собраны с более жесткими требованиями, чем в станках класса В.
 - Класс С -станки особо точные или мастер-станки предназначены для изготовления деталей наивысшей точности для станков классов А и др.
-
- Класс точности станка, кроме нормального, указывают после индекса его модели, например, мод. 16K20В — токарно-винторезный станок высокой точности.



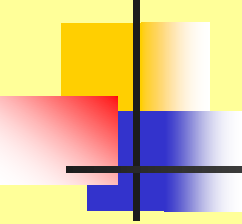
Классификация МС

- **По массе**
- легкие (до 1 т)
- средние (до 10 т)
- тяжелые (св. 10 т).
- *Тяжелые станки бывают:*
- крупные (до 30 т),
- собственно тяжелые (до 100 т)
- уникальные (св. 100 т.).



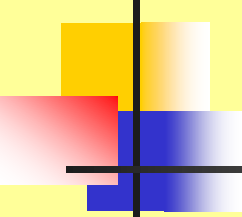
Классификация МС

- **По типу системы ЧПУ**
- Ф1 - с предварительным набором координат
- Ф2 – с позиционной системой управления
- Ф3 – с контурной системой управления
- Ф4 – с универсальной системой управления для позиционной и контурной обработки



Классификация МС

- **По назначению**
- Группа 1. Токарные станки
- Группа 2. Сверлильные и расточные станки
- Группа 3. Шлифовальные, полировальные и доводочные станки.
- Группа 4. Комбинированные станки
- Группа 5. Зубо и резьбообрабатывающие станки
- Группа 6. Фрезерные станки
- Группа 7. Строгальные долбежные и протяжные станки
- Группа 8. Разрезные станки
- Группа 9. Разные станки
- В рамках каждой группы рассматривается 9 типов металлорежущих станков



Маркировка МС

- **Примеры**

- *16 K20 B*

- 1 – Группа (токарный)
- 2 – Тип (винторезный)
- 20 - Модернизация
- К - Основной размер (высота центров = 200мм)
- В – Точность (высокая точность)

- *6Н12КФ1*

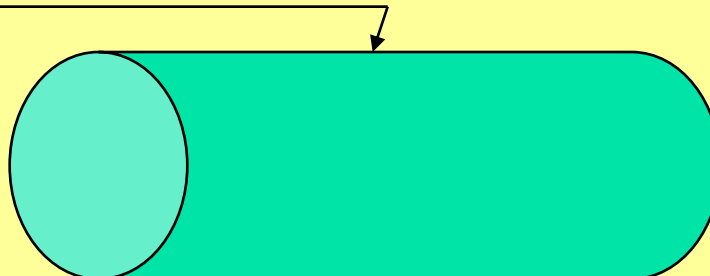
- 6 - Группа (фрезерный)
- Н - Модернизация
- 12 - Основной размер (размер стола 120 мм)
- Ф1 - Система ЧПУ с предварительным набором координат

Движения в металлорежущих станках

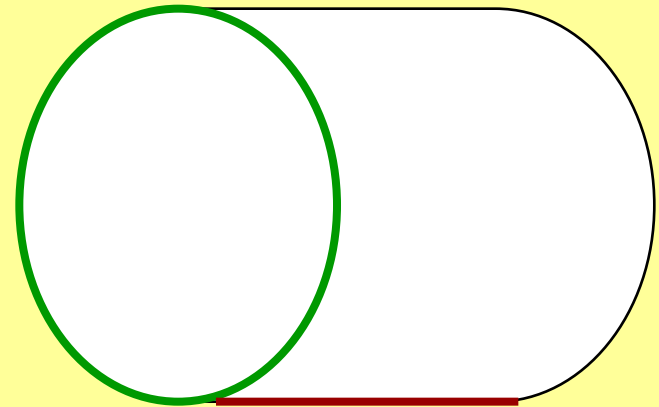
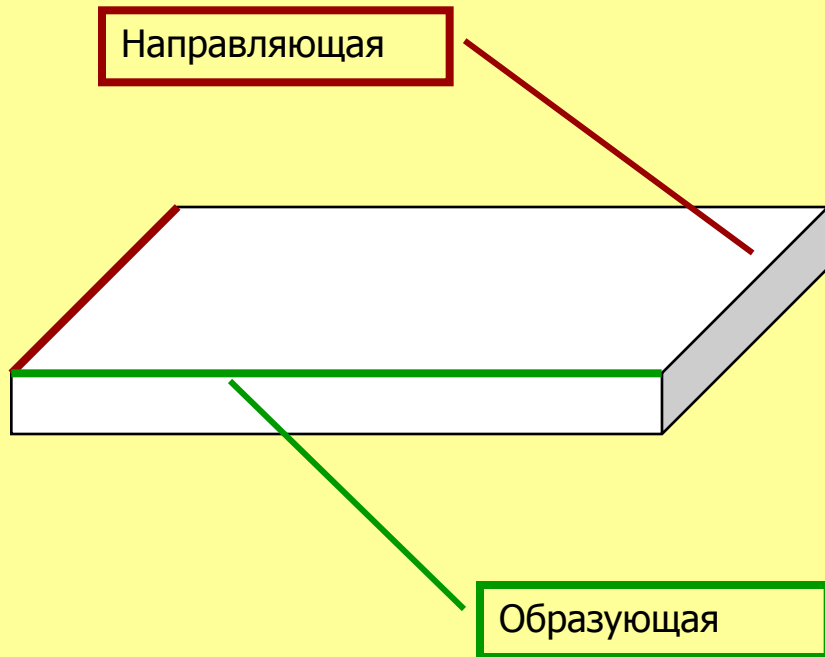
- Производящие линии
- Образующая линия



- Направляющая линия

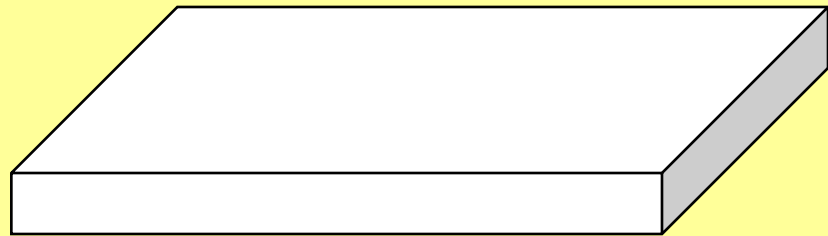
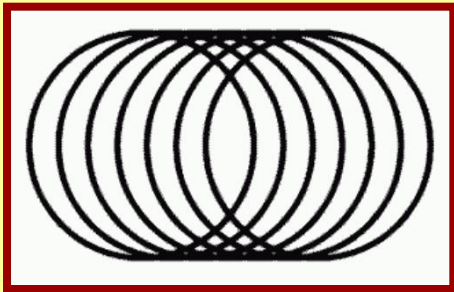


Пример образования цилиндрической и плоской поверхностей

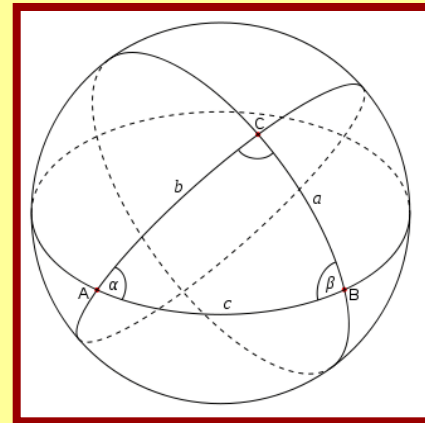
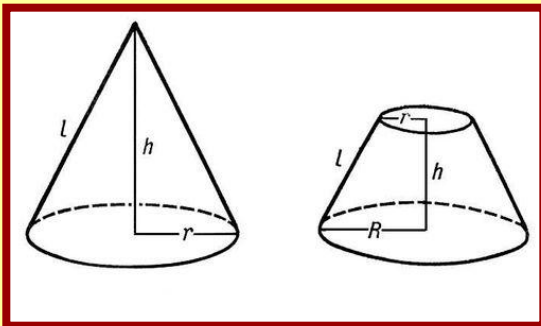


Виды поверхностей в зависимости от производящих линий

- Обратимые поверхности



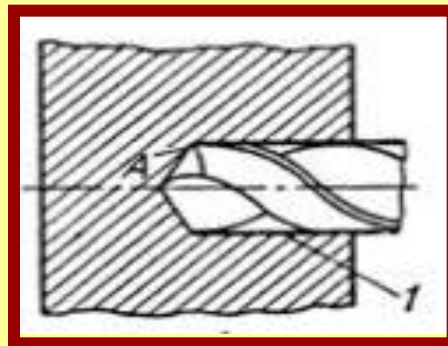
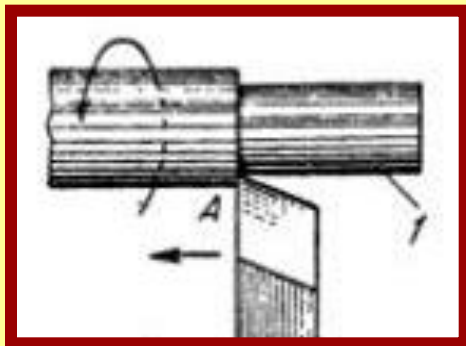
- Необратимые поверхности



Методы образования поверхностей

■ Метод следа

- Состоит в том, что образующая линия получается как след движения точки—вершины режущего инструмента. Например, при точении образующая 1 линия возникает как след точки A — вершины резца.

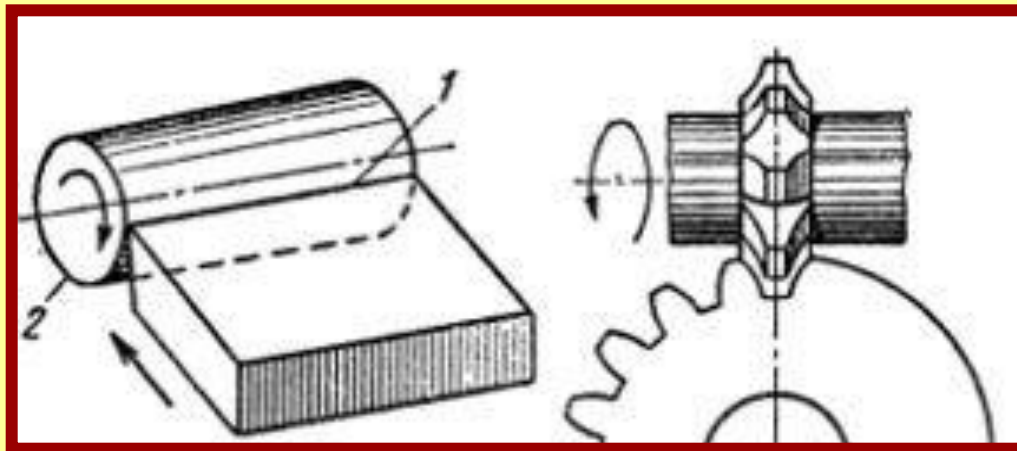


- Инструмент и заготовка перемещаются относительно друг друга таким образом, что вершина A режущего инструмента все время касается образующей линии. Направляющая линия получается вращением заготовки, сверла или заготовки. В обоих случаях требуется два формообразующих движения

Методы образования поверхностей

- **Метод копирования**

- основан на том, что режущая кромка инструмента по форме совпадает с производящей линией. Например, при получении цилиндрической поверхности образующая линия 1 воспроизводится копированием прямолинейной кромки инструмента, а направляющая линия 2 — вращением заготовки.

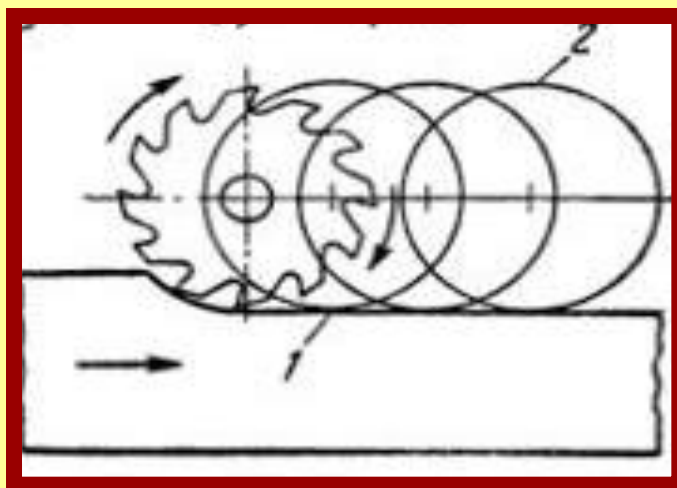


- Здесь необходимо одно формообразующее движение — вращение заготовки. Для снятия припуска и получения детали заданного размера необходимо поперечное перемещение резца, но это движение (установочное) не является формообразующим. На рис. 2, б показан пример обработки зубьев цилиндрического колеса. Контур режущей кромки фрезы совпадает с профилем впадин и воспроизводит образующую линию.

Методы образования поверхностей

- **Метод касания**

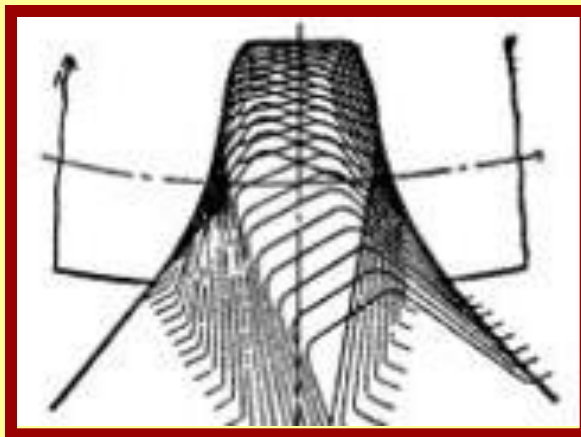
- основан на том, что образующая линия 1 является касательной к ряду геометрических вспомогательных линий 2, образованных реальной точкой движущейся режущей кромки инструмента



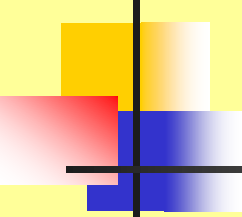
Методы образования поверхностей

■ **Метод огибания**

■ основан на том, что образующая линия возникает в форме огибающей ряда положений режущей кромки инструмента, в результате его движений относительно заготовки. Форма режущей кромки отличается от формы образующей линии и при различных положениях инструмента является касательной к ней.

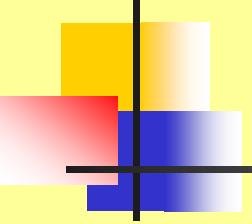


■ На рисунке, в показаны схемы обработки зубьев цилиндрического колеса по методу обката. Режущая кромка инструмента имеет форму зуба зубчатой рейки. Если сообщить вращение заготовке и согласованное с ним прямолинейное перемещение рейки вдоль ее оси, как в реечной передаче, то в своем движении относительно заготовки режущий контур инструмента займет множество положений. Их огибающей явится образующая линия в форме впадины колеса. Направляющая линия по предыдущему образуется прямолинейным перемещением инструмента или заготовки вдоль оси колеса. Для рассматриваемого случая требуется три формообразующих движения: вращение заготовки, перемещение инструмента вдоль своей оси, перемещение инструмента или заготовки вдоль оси зубчатого колеса.



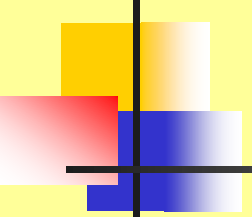
Виды движений в металлорежущих станках

- Для осуществления процесса резания на металлорежущих станках необходимо обеспечить взаимосвязь формообразующих движений.
- У металлорежущего станка имеется привод (механический, гидравлический, пневматический), с помощью которого обеспечивается передача движения рабочим органам: шпинделю, суппорту и т. п. Комплекс этих движений называется *формообразующими движениями*. Их классифицируют на два вида:
- Основные движения
- Вспомогательные движения



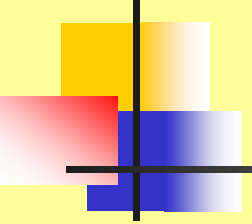
Основные движения

- *Основные движения (рабочие), которые предназначены непосредственно для осуществления процесса резания:*
 - а) Главное движение D_g — осуществляется с максимальной скоростью. Может передаваться как заготовке (например в токарных станках) так и инструменту (напр. в сверлильных, шлифовальных, фрезерных станках). Характер движения: вращательный или поступательный. Характеризуется скоростью — v (м/с).
 - б) Движение подачи D_s — осуществляется с меньшей скоростью и так же может передаваться и заготовке и инструменту. Характер движения: вращательный, круговой, поступательный, прерывистый. Виды подач:
 - — подача на ход, на двойной ход S_x . (мм/ход), $S_{дв.х.}$ (мм/дв.ход);
 - — подача на зуб S_z (мм/зуб);
 - — подача на оборот S_o (мм/оборот);
 - — частотная (минутная) подача S_m (об/мин).



Вспомогательные движения

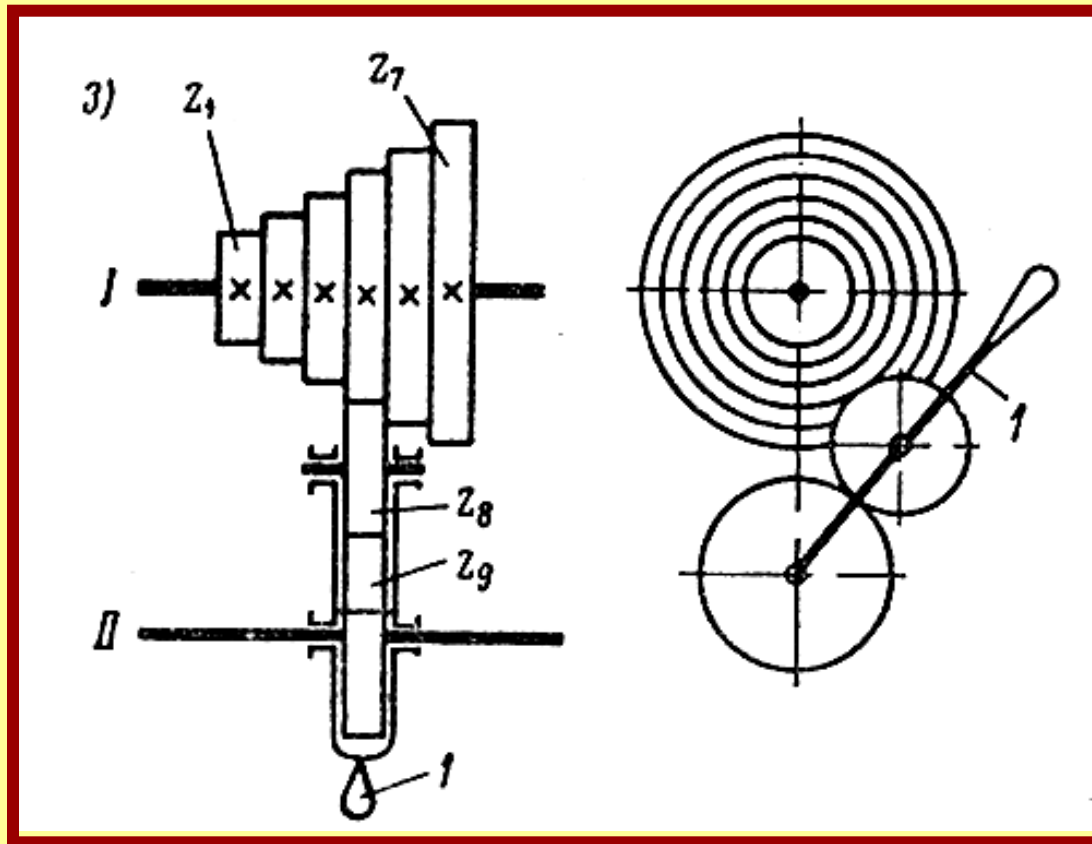
- *Вспомогательные движения* — способствуют осуществлению процесса резания, но не участвуют в нём непосредственно. Виды вспомогательных движений:
 - — наладка станка;
 - — задача режимов резания;
 - — установка ограничителей хода в соответствии с размерами и конфигурациями заготовок;
 - — управление станком в процессе работы;
 - — установка заготовки, снятие готовой детали;
 - — установка и смена инструмента и прочие.



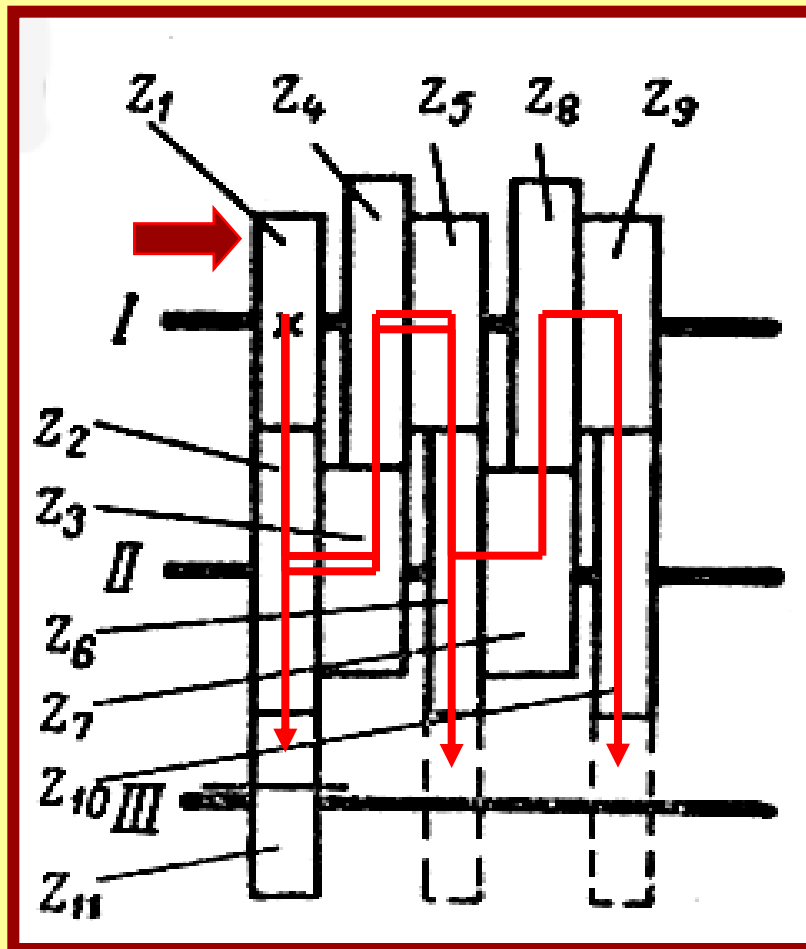
Типовые механизмы металлорежущих станков

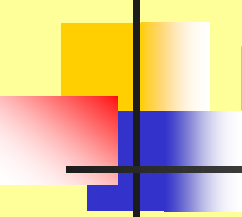
- **Механизмы для изменения количества движения:**
 - Коробки скоростей
 - Механизм Нортонa
 - Механизм меандра
 - Механизм перебора

Механизм Нортон



Механизм меандра

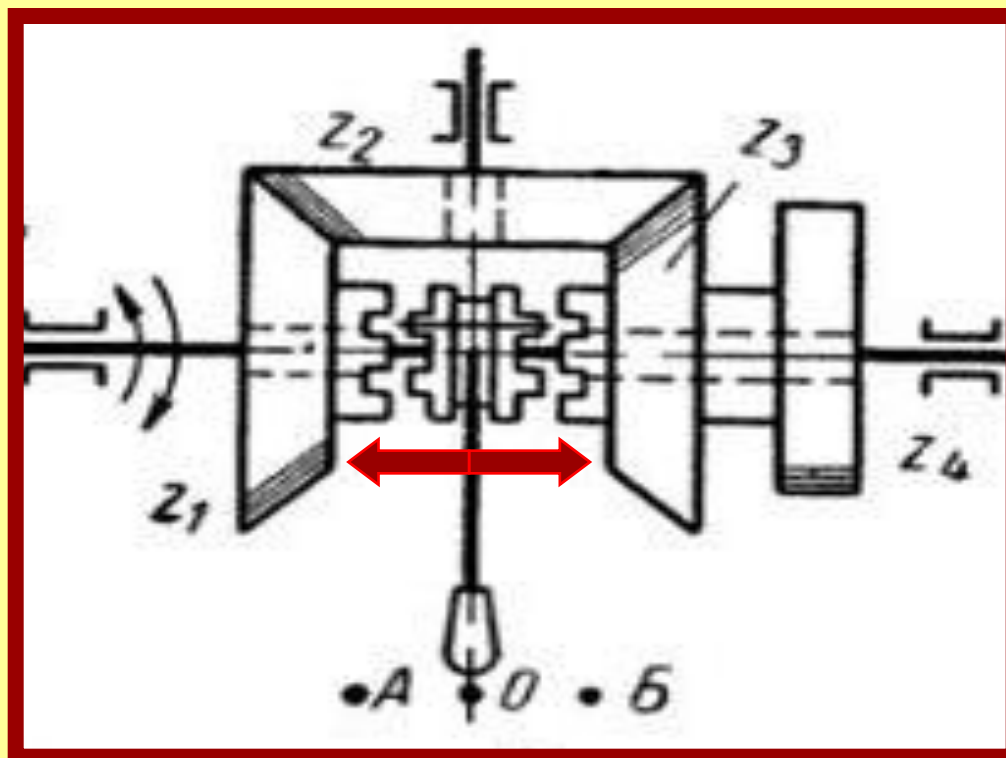




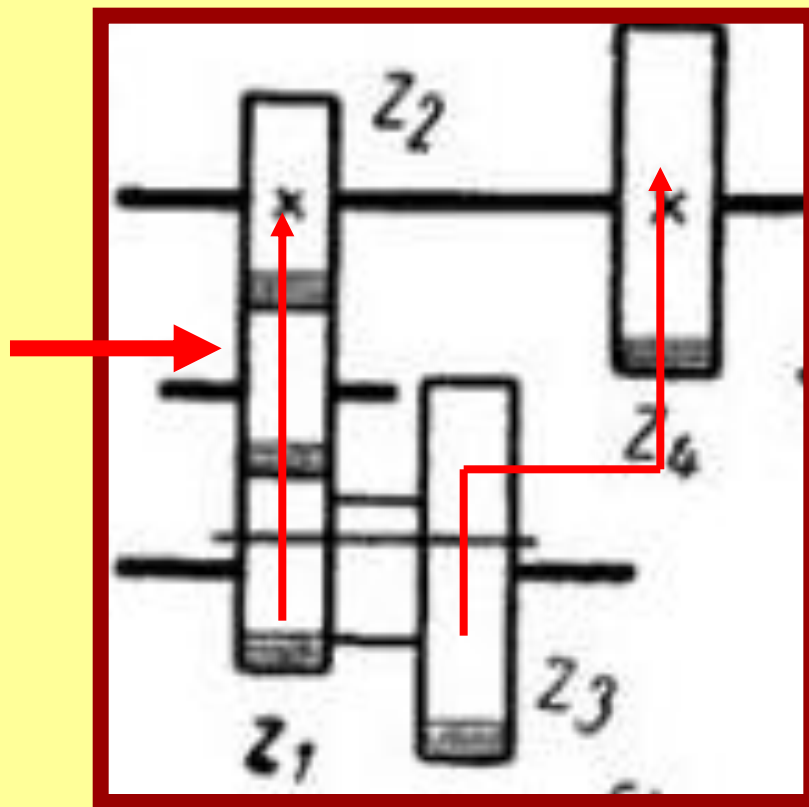
Типовые механизмы металлорежущих станков

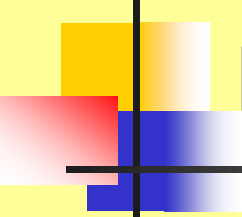
- **Механизмы для изменения направления движения**
- Конический реверсивный механизм
- Цилиндрический реверсивный механизм

Конический реверс



Цилиндрический реверс

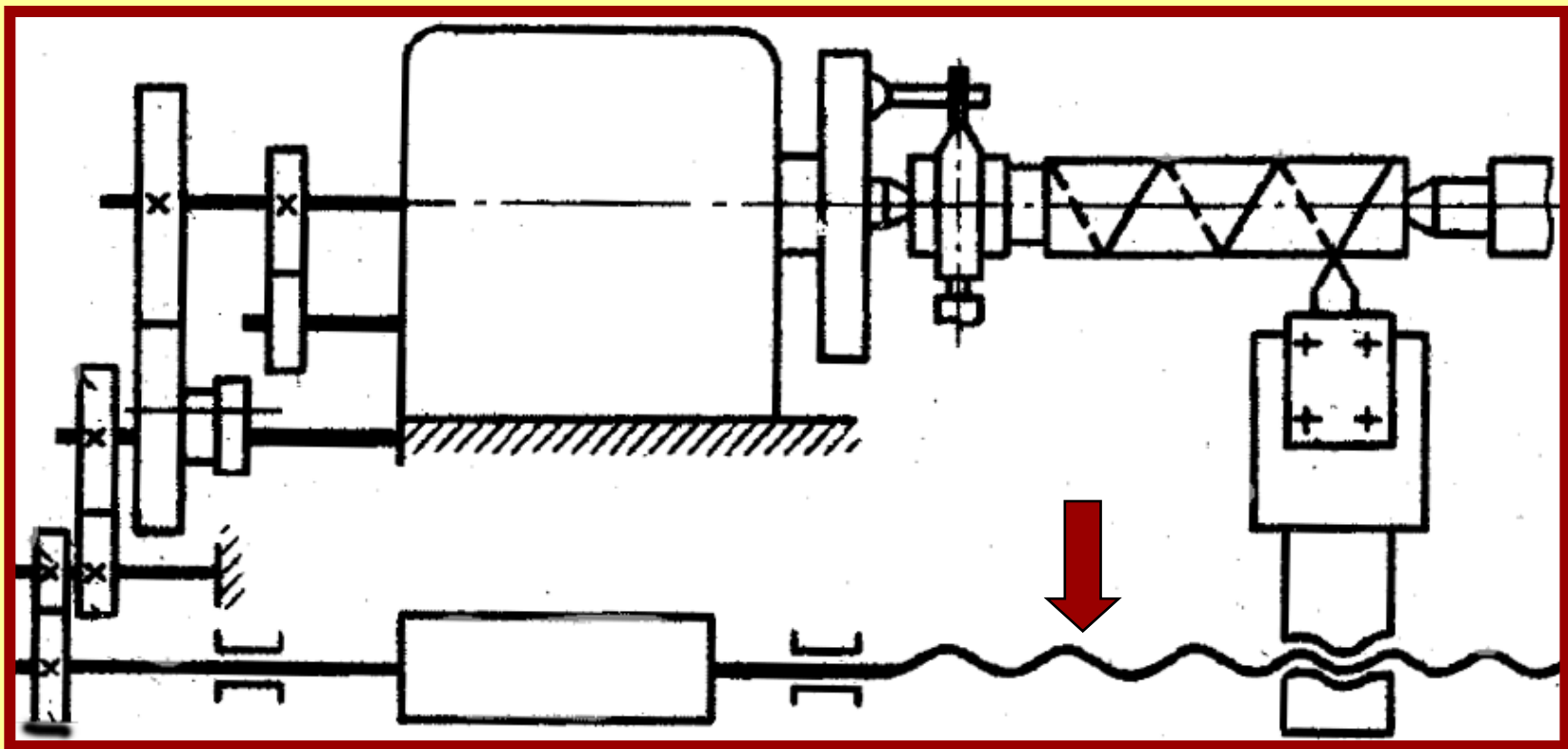




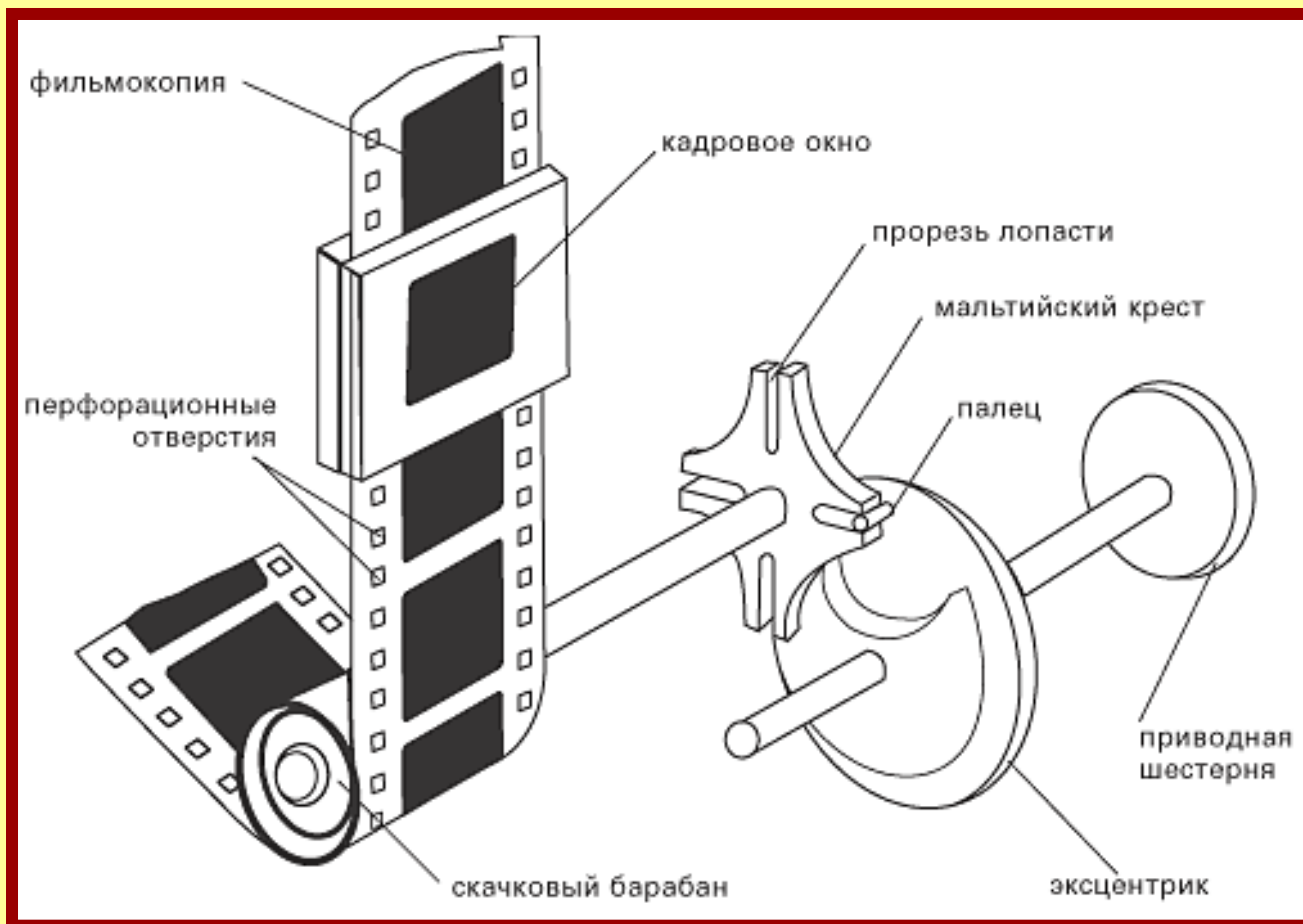
Типовые механизмы металлорежущих станков

- **Механизмы для изменения вида движения**
- Реечная передача
- Винтовая передача
- Храповый механизм
- Механизм с мальтийским крестом
- Кулисный механизм
- Кривошипно-шатунный механизм

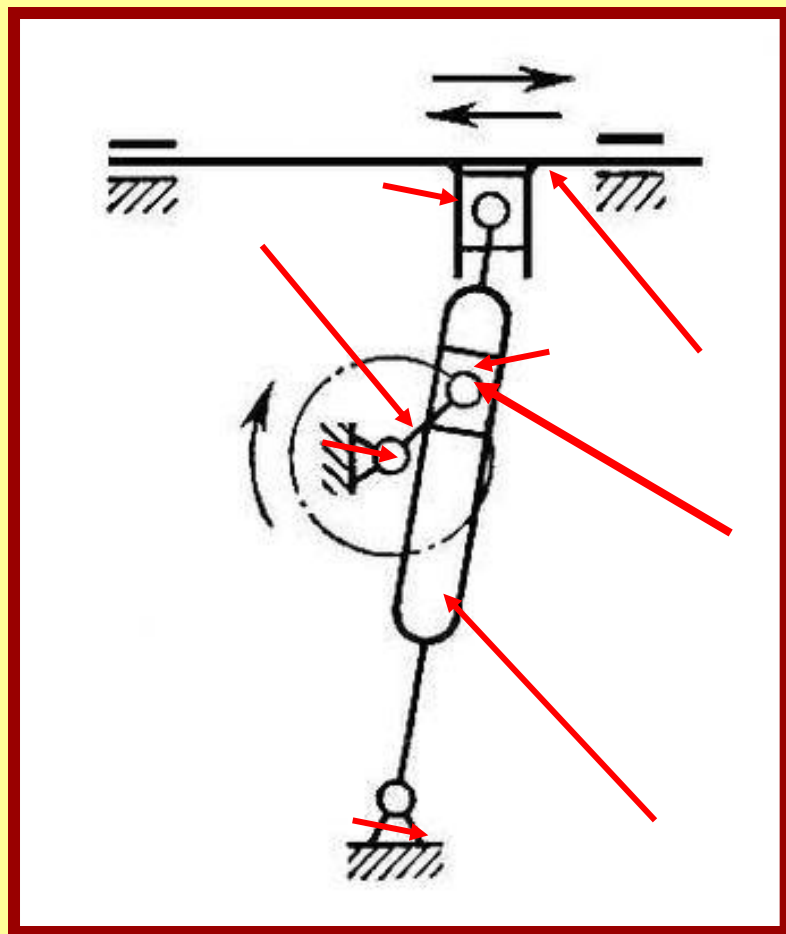
Винтовая передача

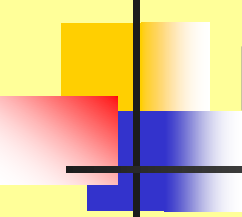


Мальтийский механизм



Кулисный механизм

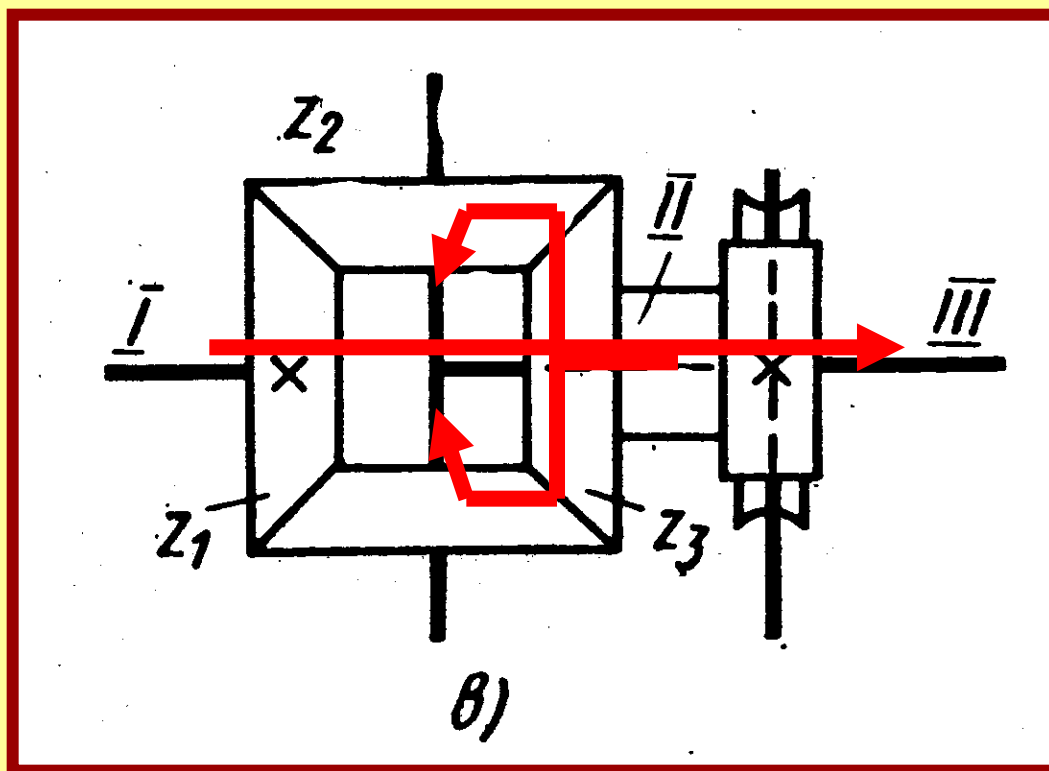




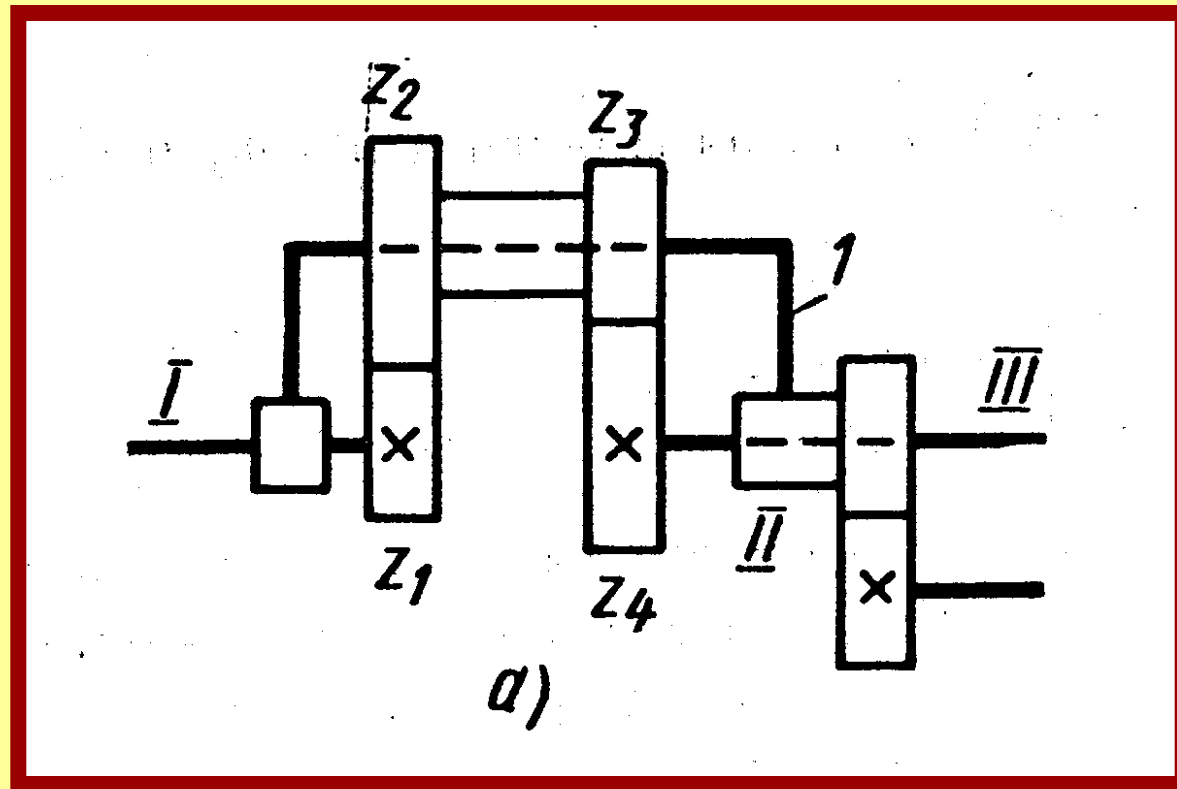
Типовые механизмы металлорежущих станков

- **Механизмы для суммирования движения**
- Конический дифференциальный механизм с Т-образным валом
- Конический дифференциальный механизм с водилом
- Цилиндрический дифференциальный механизм

Конический дифференциал



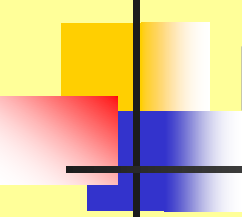
Цилиндрический дифференциал



Кинематика

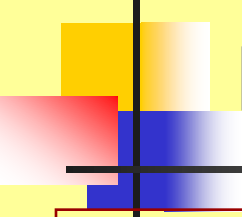
металлорежущих станков

- Кинематические цепи.
- Структура кинематической цепи.
- Уравнение кинематического баланса



Кинематические цепи металлорежущих станков

- Кинематическая цепь – система звеньев, предназначенных для передачи движения



Виды звеньев кинематических цепей

**Звенья для
передачи
движения**

**Звенья для изменения
направления движения**

**Звенья для
изменения вида
движения**

**Зубчатые
передачи**

**Механизм конического
реверса**

**Винтовая
передача**

**Передачи с гибкой
связью**

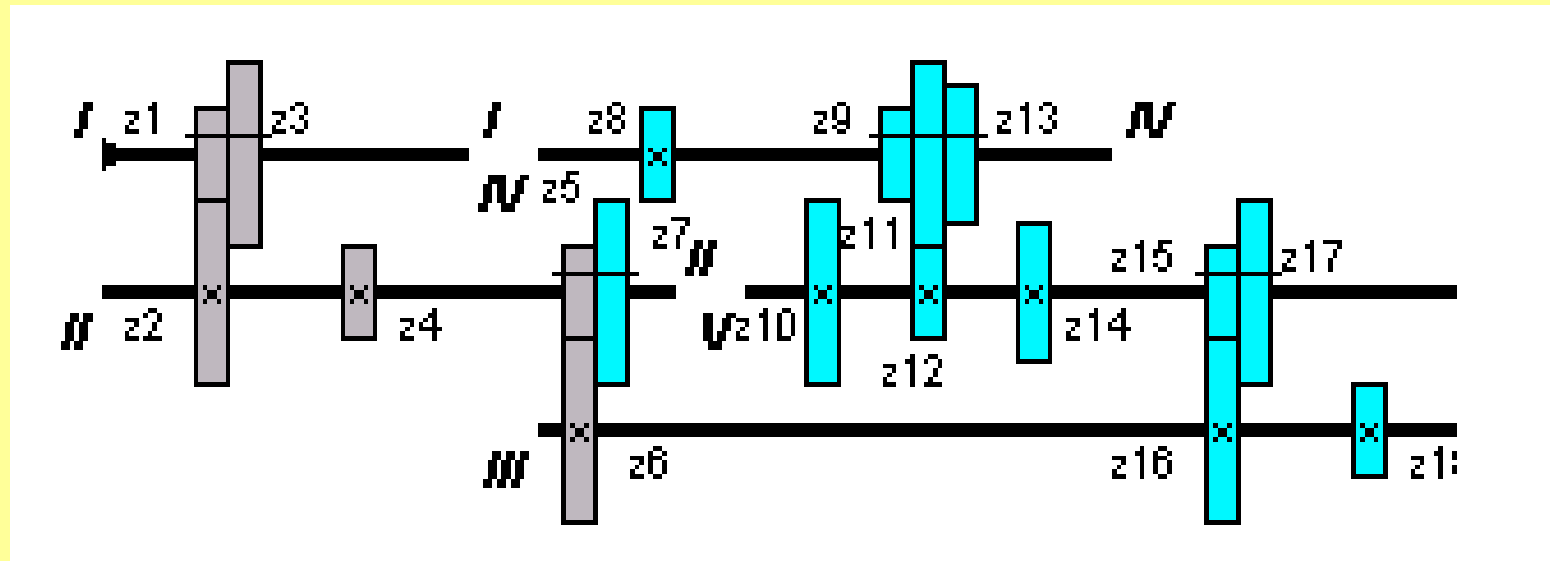
**Механизм
цилиндрического
реверса**

**Реечная
передача**

**Червячные
передачи**

**Передача с винтовыми
зубьями**

**Кривошипно-
кулисный
механизм**

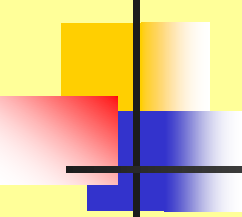


ФГАОУ ВПО «Российский государственный
профессионально-педагогический университет»

Кинематический расчет коробок скоростей

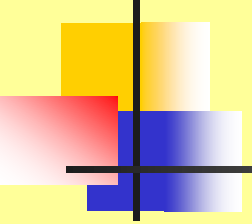
Установочная лекция

Автор - Мирошин Д.Г.



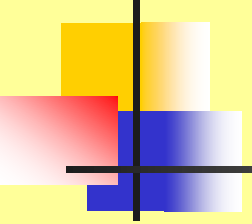
Рекомендуемая литература

- 1. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3т. М.: Машиностроение, 1985. Т.2, 559 с.
- 2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: проектирование металлорежущих станков; Справочник – учебник/под ред. А. С. Проникова._ М, Машиностроение,1995.-448 с.
- 4. Проников А. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. Учеб. для ВУЗов.- М.: Высш. Школа,- 2000.-
- 5. Тарзиманов Г. А. Проектирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение,- 1980, - 280 с.
- 6. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебник для техн..- М Высшая школа. – ФГИПП.- 1999.- 432 с..
- Дунаев Леликов Курсовое проектирование деталей машин: учебник для ВУЗов.- М Высшая школа. 1999.- 420 с.
- 8. Кочергин А. А, Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Учеб. пособие для ВТУЗов.- Минск. – Высшейш. школа. – 1991, 382 с.
- 9. Левятов Д.С. Расчеты и конструирование деталей машин: Учеб. для Вузов.- М.: Высш. шк. 1985. 380 с.



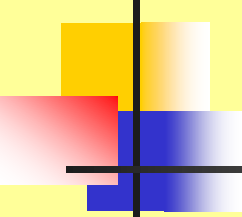
Вопрос?

- Сколько будет:
- $3 \cdot 2 = 6$
- $4 \cdot 2 = 8$
- $3 \cdot 2 \cdot 2 = 12$
- Правильные варианты ответов при проектировании коробок скоростей:
- $3 \cdot 2 = 6$ Или 5
- $4 \cdot 2 = 8$ Или 7
- $3 \cdot 2 \cdot 2 = 12$ Или 11
- Или 10



Основные этапы кинематического расчета

- Составление структурной формулы и кинематической схемы
- Построение и анализ структурной сетки
- Построение и анализ графика частот вращения и определение передаточных отношений
- Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного



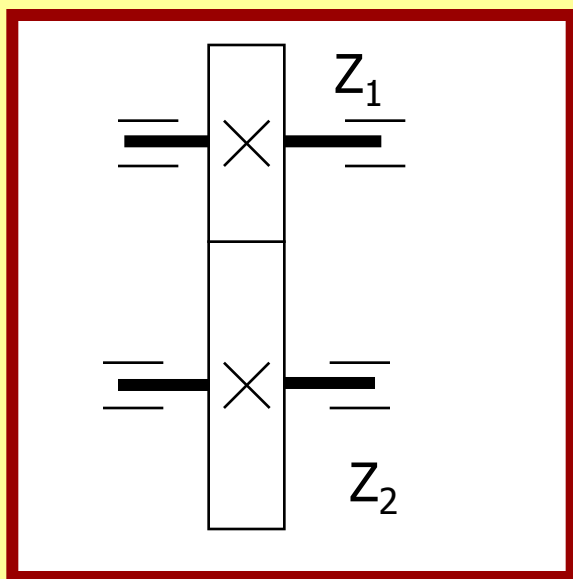
Составление структурной формулы и кинематической схемы

- Исходные данные
- $Z=12$
- $\varphi=1,26$
- $n_{\min} = 63$ об/мин

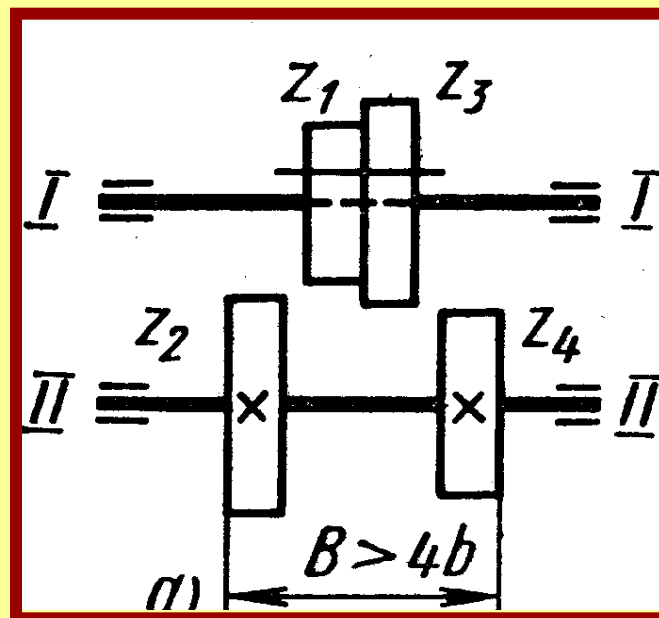
Составление структурной формулы и кинематической схемы

Типы элементарных коробок скоростей

Одинарная передача $Z=1$



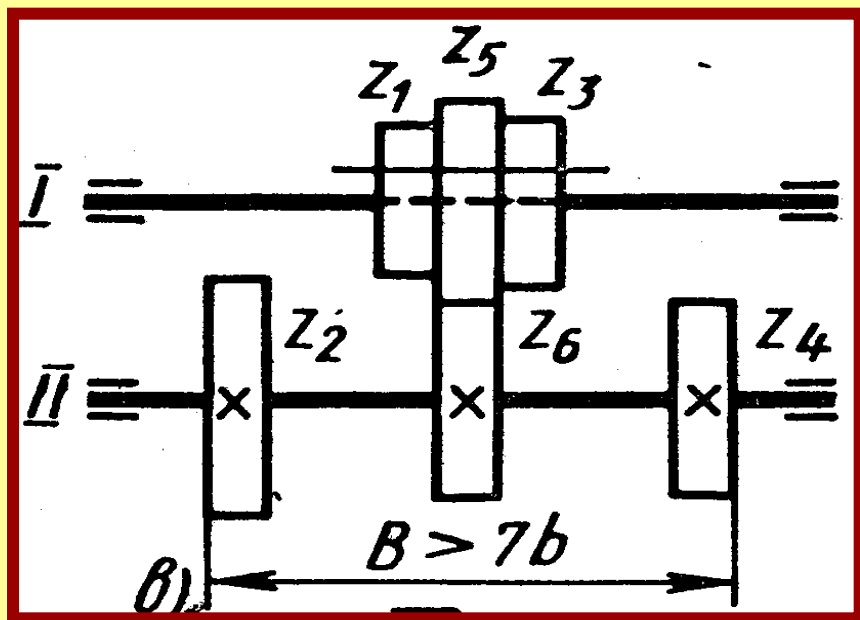
С двойным блоком $Z=2$



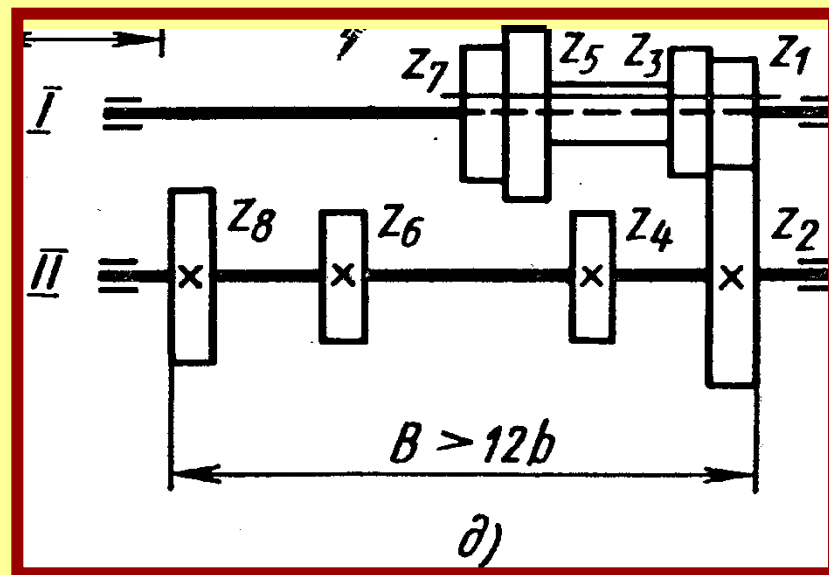
Составление структурной формулы и кинематической схемы

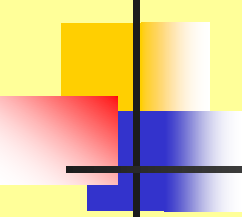
Типы элементарных коробок скоростей

С тройным блоком $Z=3$



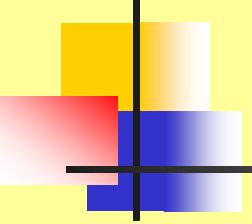
С четырехколесным блоком $Z=4$





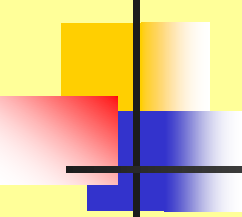
Составление структурной формулы и кинематической схемы

- Для $Z=12$.
- Возможны варианты множительных структур:
 - $Z=12 = 3 \times 4$
 - $Z=12 = 4 \times 3$
 - $Z=12 = 3 \times 2 \times 2$
 - $Z=12 = 2 \times 3 \times 2$
 - $Z=12 = 2 \times 2 \times 3$



Составление структурной формулы и кинематической схемы

- Кинематические характеристики
- $Z=12 = 3_1 \times 2_3 \times 2_6$
- $X_0 = 1 =$ всегда 1
- $X_1 = 3 = 1 \times 3$ — произведение кинематической характеристики предыдущей элементарной коробки на число ступеней предыдущей элементарной коробки
- $X_2 = 6 = 2 \times 3$ — произведение кинематической характеристики предыдущей элементарной коробки на число ступеней предыдущей элементарной коробки



Составление структурной формулы и кинематической схемы

- Примеры:

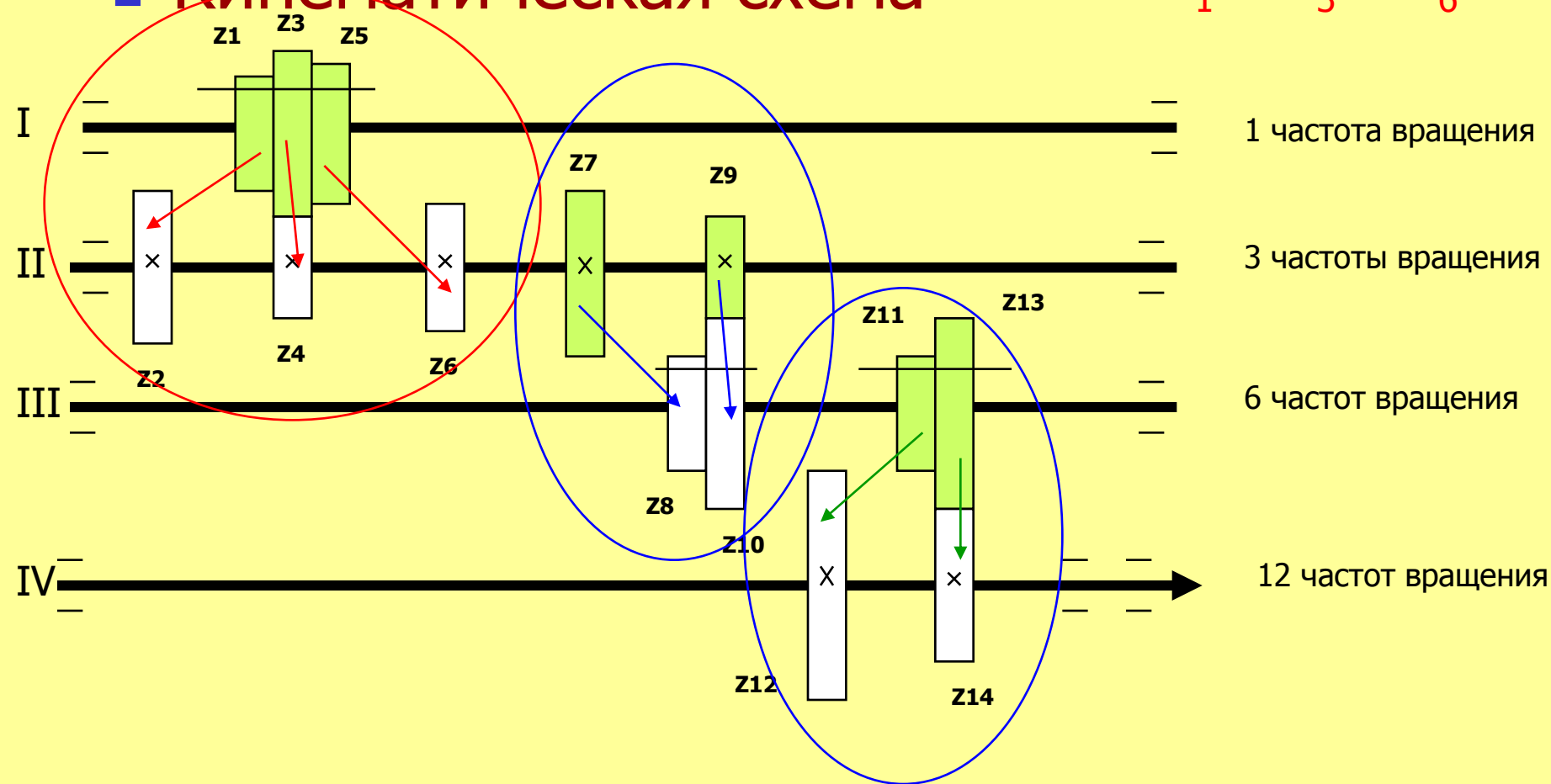
- $Z=12 = 4_1 \times 3_4$

- $Z=16 = 4_1 \times 2_4 \times 2_8$

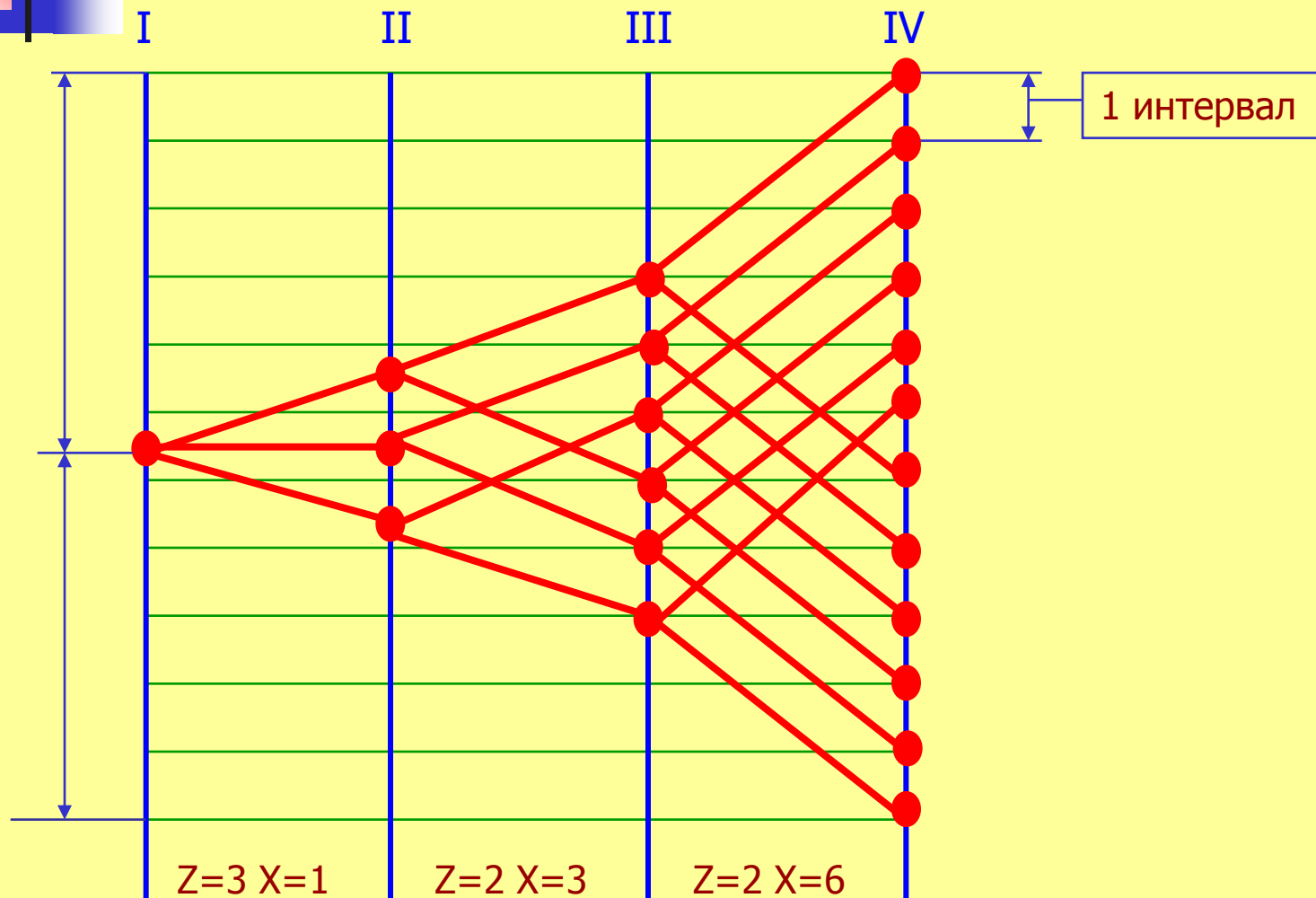
- $Z=18 = 3_1 \times 3_3 \times 2_9$

Составление структурной формулы и кинематической схемы

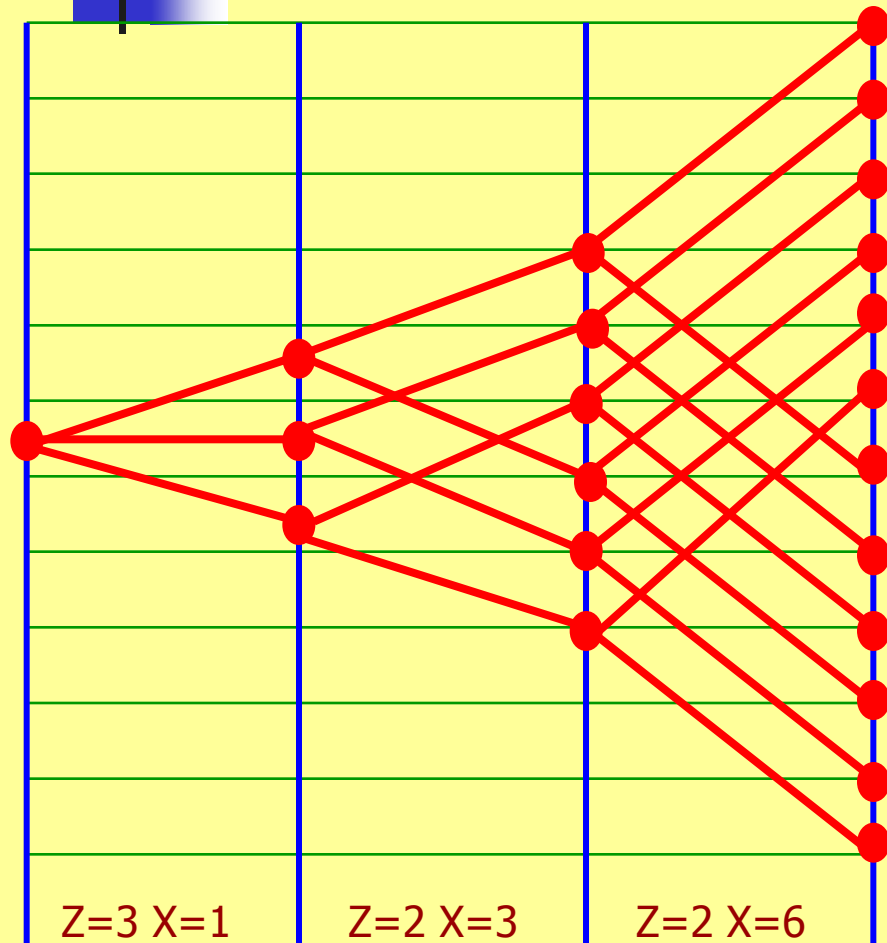
■ Кинематическая схема $Z=12 = 3_1 \times 2_3 \times 2_6$



Построение и анализ структурной сетки



Построение и анализ структурной сетки



Основания для анализа

1. Симметричность
2. Веерообразность
3. Диапазон регулирования R

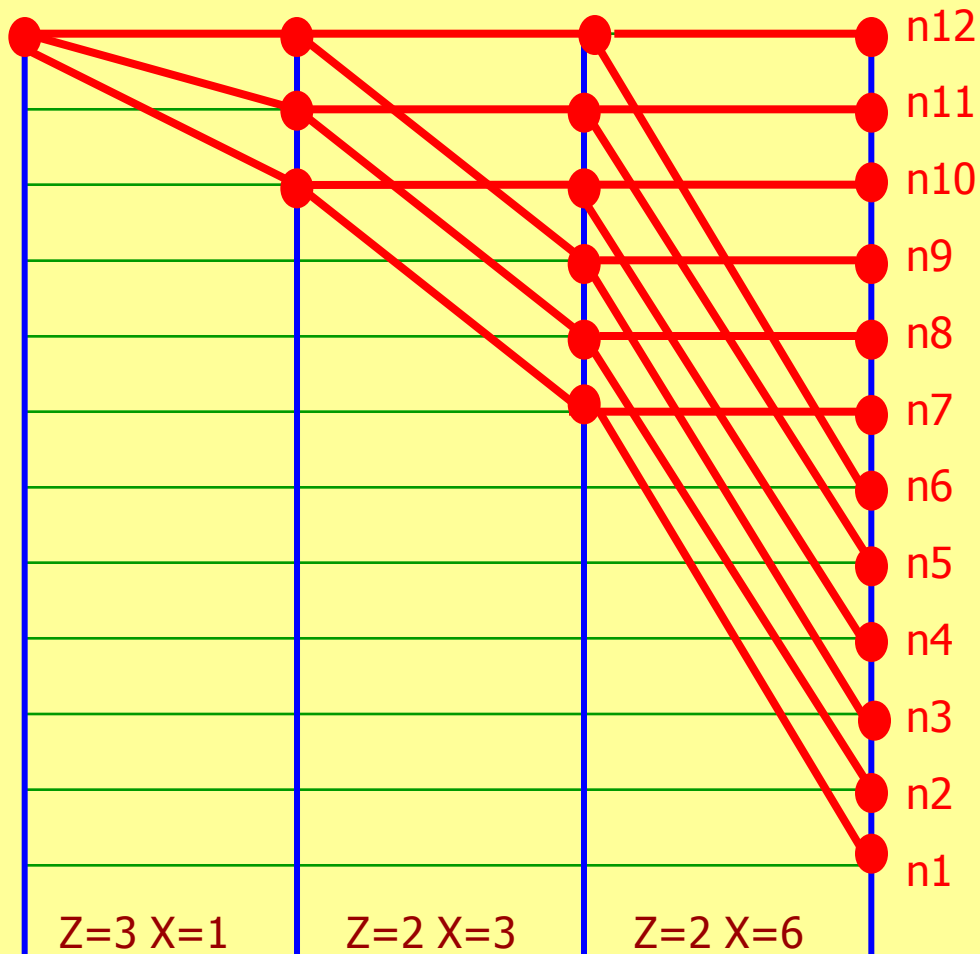
$$R \leq [R] = 8$$

$$R = \varphi^{X_{пп} \times (Z_{пп} - 1)}$$

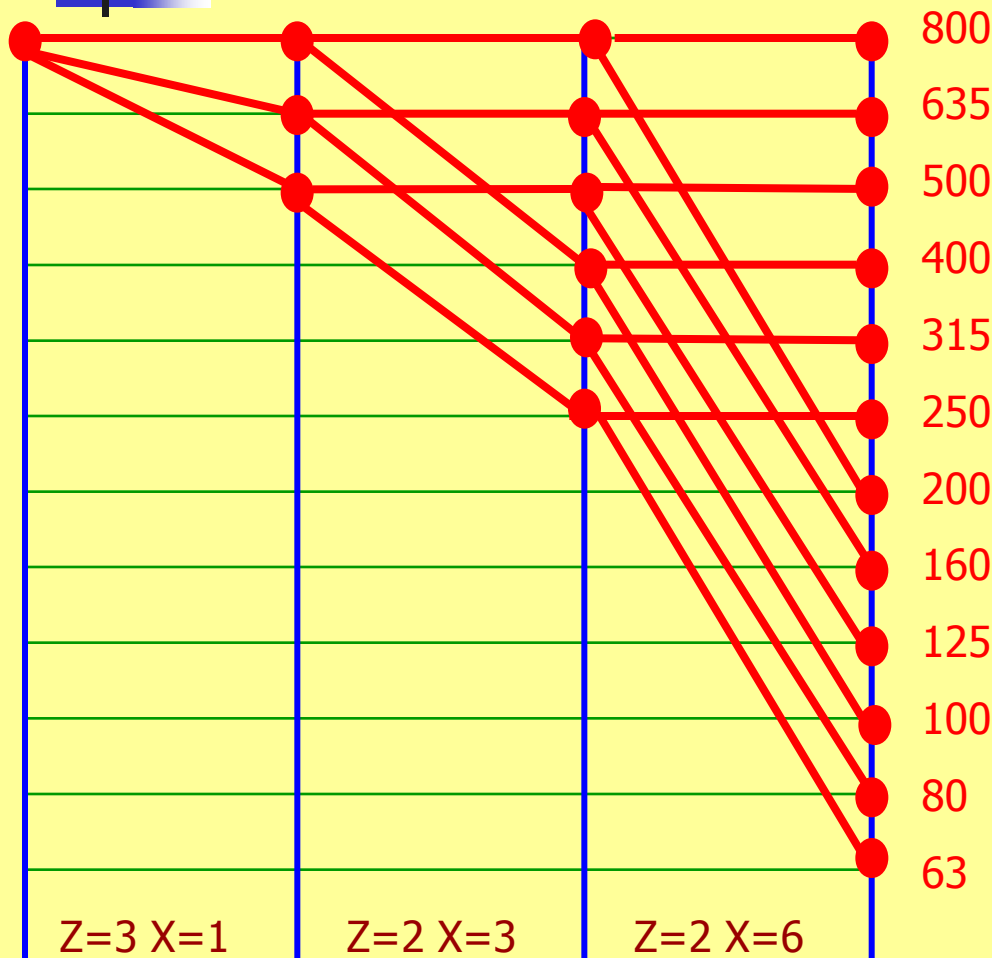
Где $X_{пп}$ – кинематическая характеристика последней переборной коробки

$Z_{пп}$ – число ступеней последней переборной коробки

Построение и анализ графика частот вращения



Построение и анализ графика частот вращения



При $\varphi=1,26$ и $n_{\min} = 63$ об/мин:

$$n_1 = n_{\min} = 63 \text{ об/мин}$$

$$n_2 = n_1 \times \varphi = n_1 \times \varphi^1 = 80 \text{ об/мин}$$

$$n_3 = n_2 \times \varphi = n_1 \times \varphi^2 = 100 \text{ об/мин}$$

$$n_4 = n_3 \times \varphi = n_1 \times \varphi^3 = 125 \text{ об/мин}$$

$$n_5 = n_4 \times \varphi = n_1 \times \varphi^4 = 160 \text{ об/мин}$$

$$n_6 = n_5 \times \varphi = n_1 \times \varphi^5 = 200 \text{ об/мин}$$

$$n_7 = n_6 \times \varphi = n_1 \times \varphi^6 = 250 \text{ об/мин}$$

$$n_8 = n_7 \times \varphi = n_1 \times \varphi^7 = 315 \text{ об/мин}$$

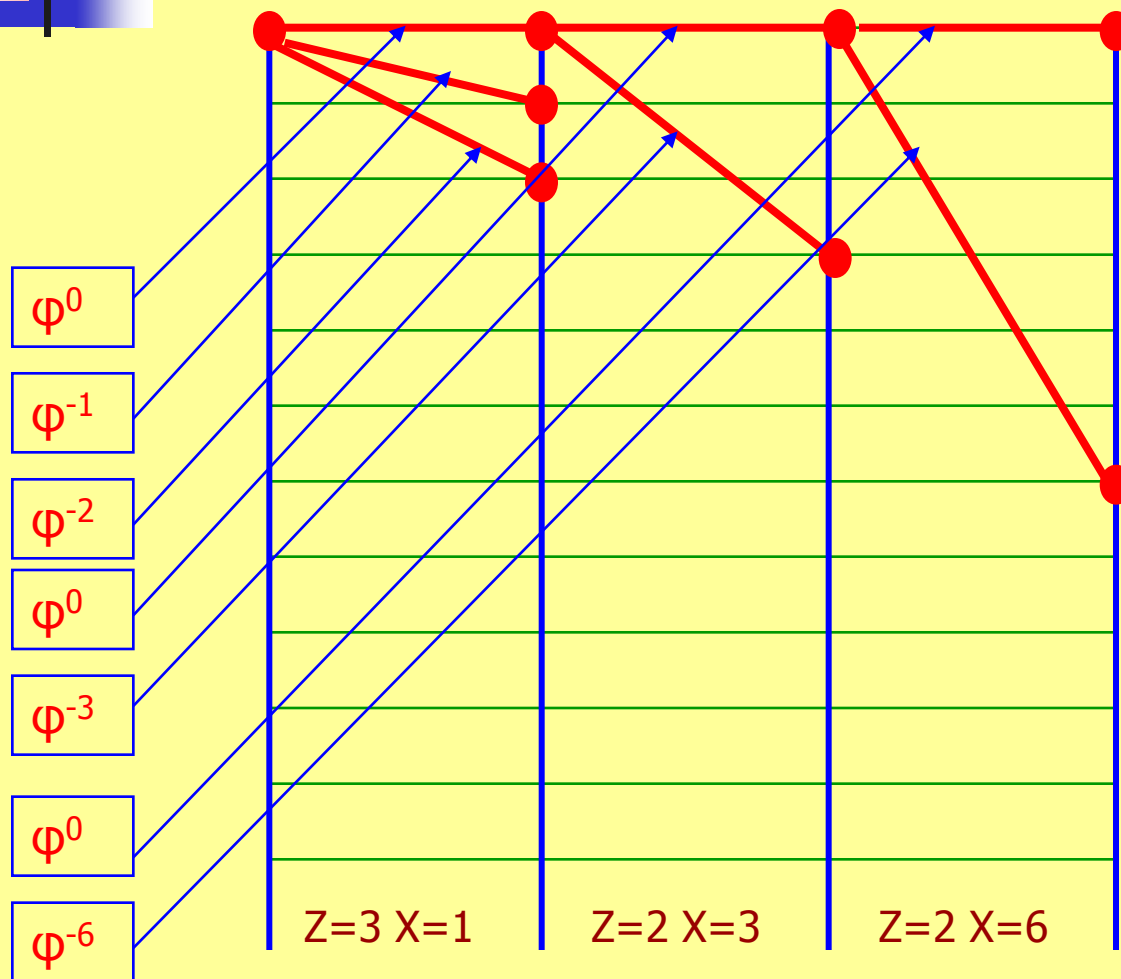
$$n_9 = n_8 \times \varphi = n_1 \times \varphi^8 = 400 \text{ об/мин}$$

$$n_{10} = n_9 \times \varphi = n_1 \times \varphi^9 = 500 \text{ об/мин}$$

$$n_{11} = n_{10} \times \varphi = n_1 \times \varphi^{10} = 635 \text{ об/мин}$$

$$n_{12} = n_{11} \times \varphi = n_1 \times \varphi^{11} = 800 \text{ об/мин}$$

Построение и анализ графика частот вращения



Следовательно:

$$Z_1 / Z_2 = \varphi^0$$

$$Z_3 / Z_4 = \varphi^{-1}$$

$$Z_5 / Z_6 = \varphi^{-2}$$

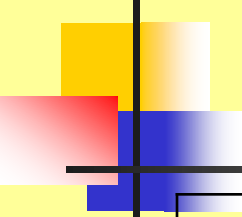
$$Z_7 / Z_8 = \varphi^0$$

$$Z_9 / Z_{10} = \varphi^{-3}$$

$$Z_{11} / Z_{12} = \varphi^0$$

$$Z_{13} / Z_{14} = \varphi^{-6}$$

Определение передаточных отношений

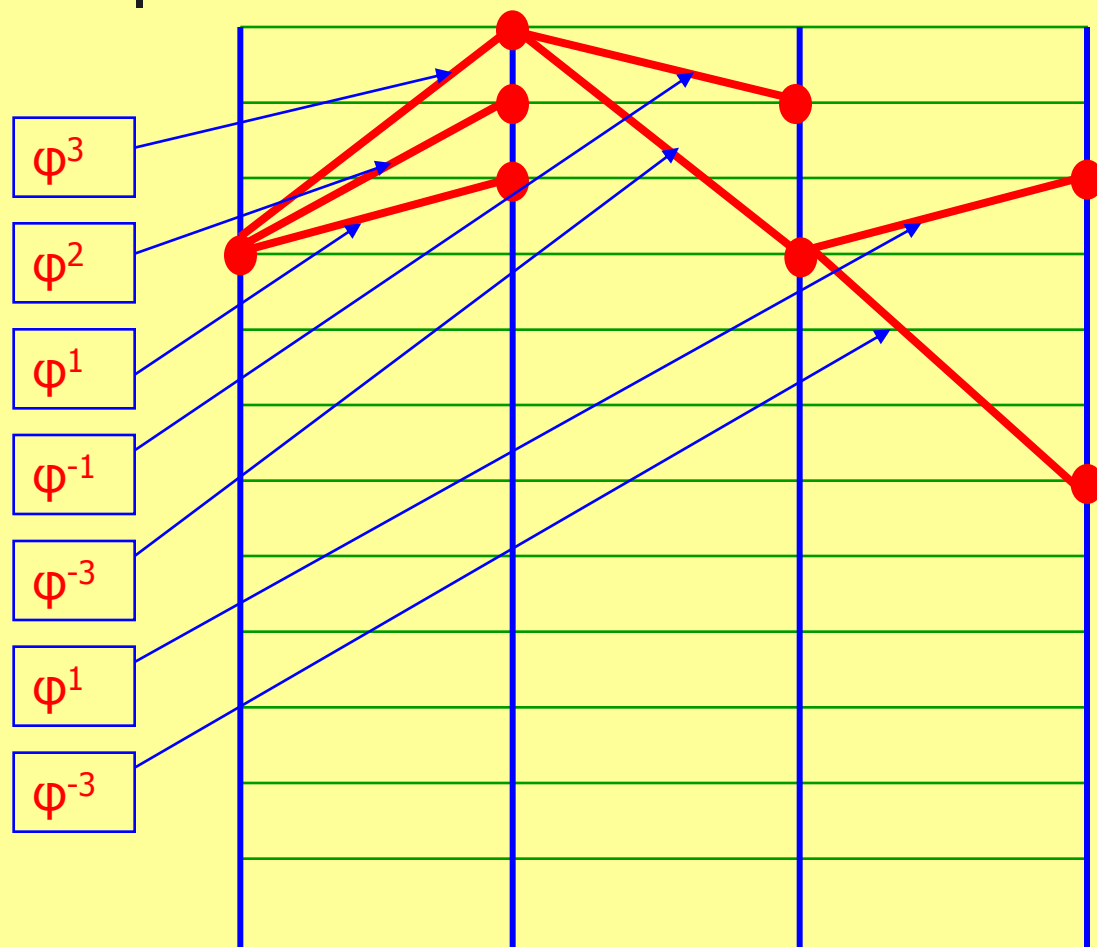


	$\varphi = 1,26$	$\varphi = 1,41$	$\varphi = 1,58$
-1	4 : 5	5 : 7	7 : 8
-2	7 : 11	1 : 2	2 : 5
-3	1 : 2	19 : 53	1 : 4
-4	2 : 5	1 : 4	
-5	19 : 16		
-6	1 : 4		

Определение передаточных отношений

- $Z1 / Z2 = 1,26^0 = 1 / 1$
- $Z3 / Z4 = 1,26^{-1} = 4 / 5$
- $Z5 / Z6 = 1,26^{-2} = 7 / 11$
- $Z7 / Z8 = 1,26^0 = 1 / 1$
- $Z9 / Z10 = 12,6^{-3} = 1 / 2$
- $Z11 / Z12 = 1,26^0 = 1 / 1$
- $Z13 / Z14 = 1,26^{-6} = 1 / 4$

Рассмотрим пример



Следовательно для $\varphi = 1,26$:

$$\varphi^3 = 2 / 1$$

$$\varphi^2 = 11 / 7$$

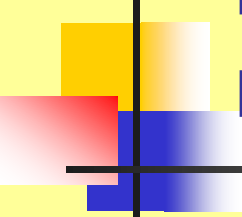
$$\varphi^1 = 5 / 4$$

$$\varphi^{-1} = 4 / 5$$

$$\varphi^{-3} = 1 / 2$$

$$\varphi^1 = 5 / 4$$

$$\varphi^{-3} = 1 / 2$$



Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)

- Числа зубьев рассчитывают отдельно для каждой группы передач, используя частные передаточные отношения, найденные по графику частот вращения.
- Для зубчатых колес, приводов главного движения, рекомендуется принимать минимальные числа зубьев ведущего колеса 18-20, максимальные для ведомого колеса - 100.

Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)

- Межосевое расстояние между соседними валами должно быть одинаковым, следовательно:

$$a_w = (mZ1 + mZ2) = \text{const}$$

- При одинаковом модуле m , в пределах одной группы для обеспечения постоянства межосевого расстояния суммы чисел зубьев сопряженных колес должны быть равными, т.е.

$$Z1 + Z2 = Z3 + Z4 = Z5 + Z6 = SZ = \text{const}$$

- где $Z1, Z3, Z5$ - числа зубьев ведущих зубчатых колес элементарной двухвальной передачи; $Z2, Z4, Z6$ - соответствующие им числа зубьев ведомых зубчатых колес.

Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)

Последовательность расчета чисел зубьев колес коробки скоростей методом НОК.

1. Определим фиктивные числа зубьев для колес коробки

- Для основной коробки:

- $Z_1 = A = 1$ и $Z_2 = B = 1$;

- $Z_3 = B = 4$ $Z_4 = \Gamma = 5$;

- $Z_5 = D = 7$ $Z_6 = E = 11$.

- Для первой переборной коробки:

- $Z_7 = Ж = 1$ и $Z_8 = З = 1$;

- $Z_9 = И = 1$ и $Z_{10} = К = 2$.

- Для второй переборной коробки:

- $Z_{11} = Л = 1$ и $Z_{12} = М = 1$;

- $Z_{13} = Н = 1$ и $Z_{14} = О = 4$.

- Где А, Б, В, Г, Д и т.д. – фиктивные числа зубьев

Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)

2. Определим наименьшее общее кратное Sz

Для определения Sz существует правило: « Sz равно наименьшему общему кратному сумм простых целых чисел для данной группы передач»

Следовательно:

■ Для основной коробки:

■ $Sz. A+B, B+Г, Д+E = 1+1, 4+5, 7+11 = 2, 9, 18$

■ **$Sz = 18$**

■ Для первой переборной коробки:

■ $Sz. Ж+З, И+К = 1+1, 1+2 = 2, 3$

■ **$Sz = 6$**

■ Для второй переборной коробки:

$Sz. Л+М, Н+О = 1+1, 1+4 = 2, 5$

$Sz = 10$

Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)

3. Рассчитаем фиктивные числа зубьев для колес коробки

■ Для основной коробки:

■ $Z_1 = (Z_2 - A) / (A+B) = (18 - 1) / (1+1) = 9$

■ $Z_2 = (Z_3 - B) / (A+B) = (18 - 1) / (1+1) = 9$

■ $Z_3 = (Z_4 - B) / (B+Г) = (18 - 4) / (4+5) = 8$

■ $Z_4 = (Z_5 - Г) / (B+Г) = (18 - 5) / (4+5) = 10$

■ $Z_5 = (Z_6 - Д) / (Д+Е) = (18 - 7) / (7+11) = 7$

■ $Z_6 = (Z_7 - Е) / (Д+Е) = (18 - 11) / (7+11) = 11$

■ Проверка:

■ $A+B = B+Г = Д+Е = 9+9 = 8+10 = 7+11.$

■ Учитывая, что минимальное значение $Z = 20$, умножим полученные значения на 3:

■ $A+B = B+Г = Д+Е = 27+27 = 24+30 = 21+33.$

Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)

Рассчитаем фиктивные числа зубьев для колес коробки

- Для первой переборной коробки:

- $Z_7 = (Z_7 - Ж) / (Ж + 3) = (6 - 1) / (1 + 1) = 3$

- $Z_8 = (Z_8 - 3) / (Ж + 3) = (6 - 1) / (1 + 1) = 3$

- $Z_9 = (Z_9 - И) / (И + К) = (6 - 1) / (1 + 2) = 2$

- $Z_{10} = (Z_{10} - К) / (И + К) = (6 - 2) / (1 + 2) = 4$

- Проверка:

- $Ж + 3 = И + К = 3 + 3 = 2 + 4.$

- Учитывая, что минимальное значение $Z = 20$, умножим полученные значения на 15:

- $Ж + 3 = И + К = 45 + 45 = 30 + 60.$

Расчет чисел зубьев зубчатых колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)

Рассчитаем фиктивные числа зубьев для колес коробки

- Для второй переборной коробки:

- $Z_7 = (Z_s \text{ Л}) / (\text{Л} + \text{М}) = (10 \text{ } 1) / (1 + 1) = 5$

- $Z_8 = (Z_s \text{ М}) / (\text{Л} + \text{М}) = (10 \text{ } 1) / (1 + 1) = 5$

- $Z_9 = (Z_s \text{ Н}) / (\text{Н} + \text{О}) = (10 \text{ } 1) / (1 + 4) = 2$

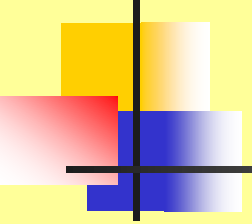
- $Z_{10} = (Z_s \text{ О}) / (\text{Н} + \text{О}) = (10 \text{ } 4) / (1 + 4) = 8$

- Проверка:

- $\text{Л} + \text{М} = \text{Н} + \text{О} = 5 + 5 = 2 + 8.$

- Учитывая, что минимальное значение $Z = 20$, умножим полученные значения на 15:

- $\text{Л} + \text{М} = \text{Н} + \text{О} = 75 + 75 = 30 + 120.$



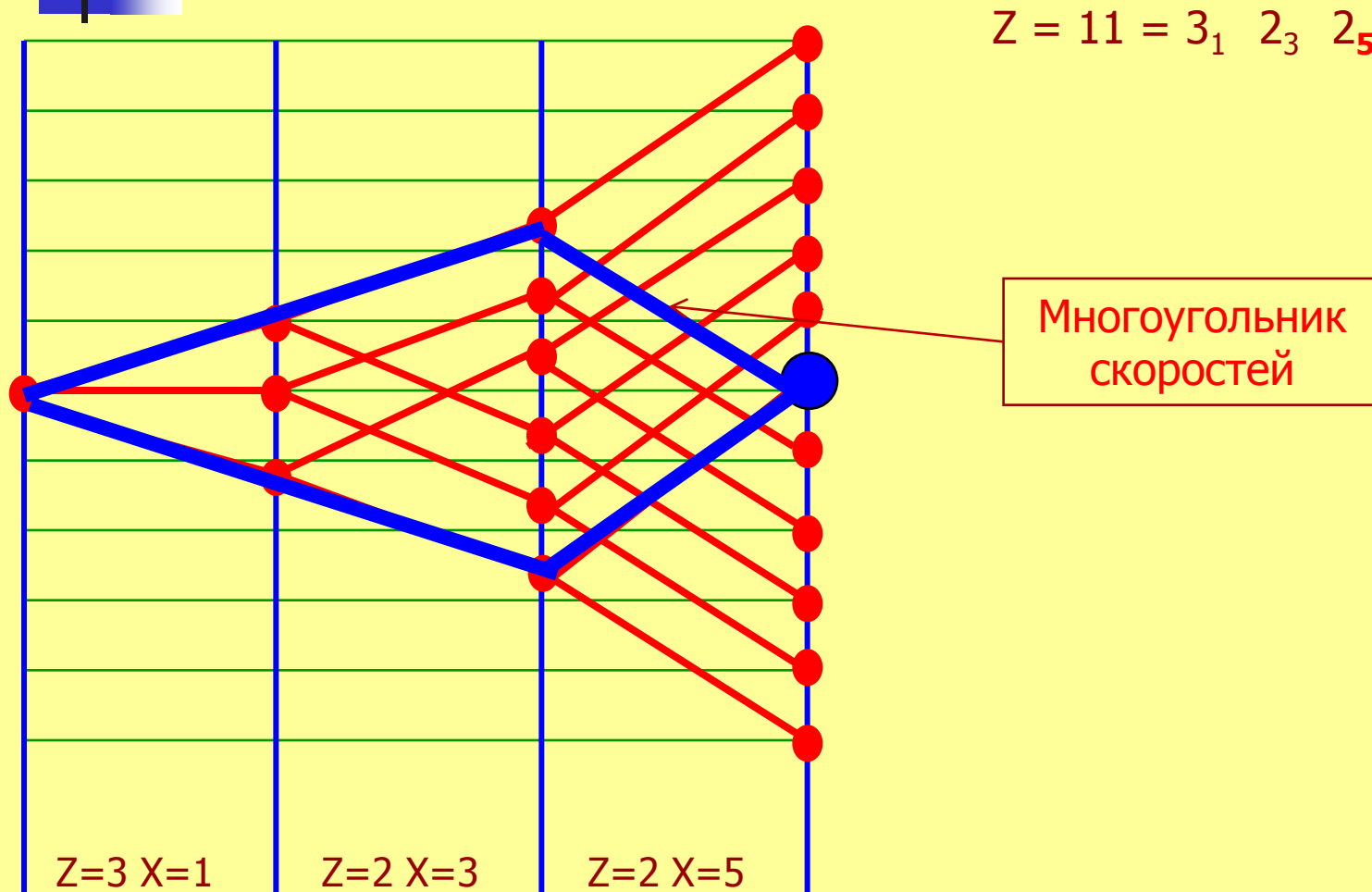
Далее

- Далее рассмотрим коробки скоростей со сложённой
- и простой, но неправильной структурой

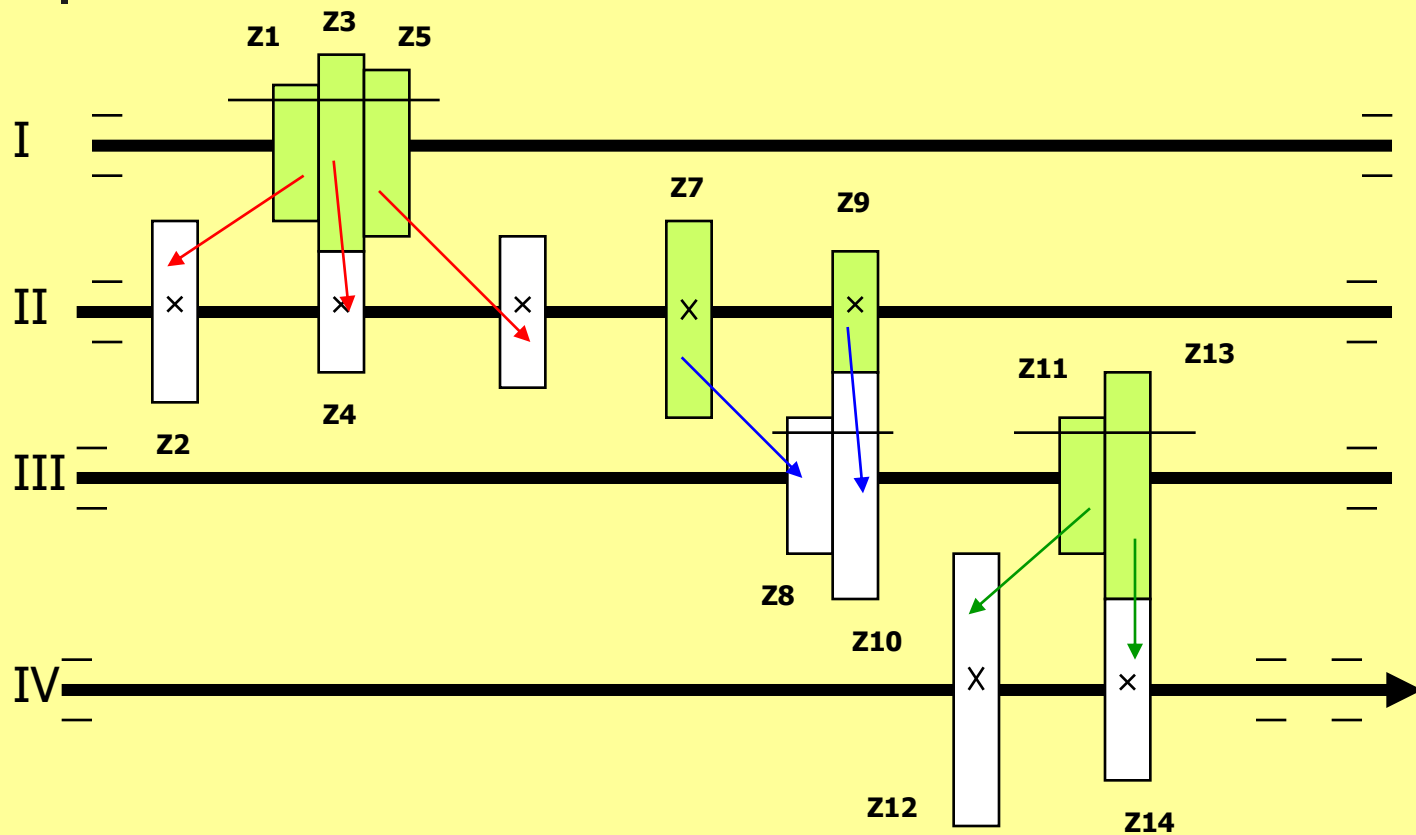
Рассмотрим пример расчета сложной коробки скоростей с неправильной структурой

- Пусть $Z=11$. и $Z=10$
- Тогда используя одно из правил:
- 1. Для перевода сложной коробки с четным числом ступеней скоростей в простую с нечетным числом ступеней нужно уменьшить на 1 кинематическую характеристику последней переборной коробки
- 2. Для перевода сложной коробки с четным числом ступеней скоростей в простую с четным числом ступеней нужно уменьшить на 1 кинематические характеристики последней и предпоследней переборных коробок.
- Рассмотрим структурную сетку для таких коробок.
- $Z = 11 = 3_1 \ 2_3 \ 2_5$
- $Z = 10 = 3_1 \ 2_2 \ 2_5$

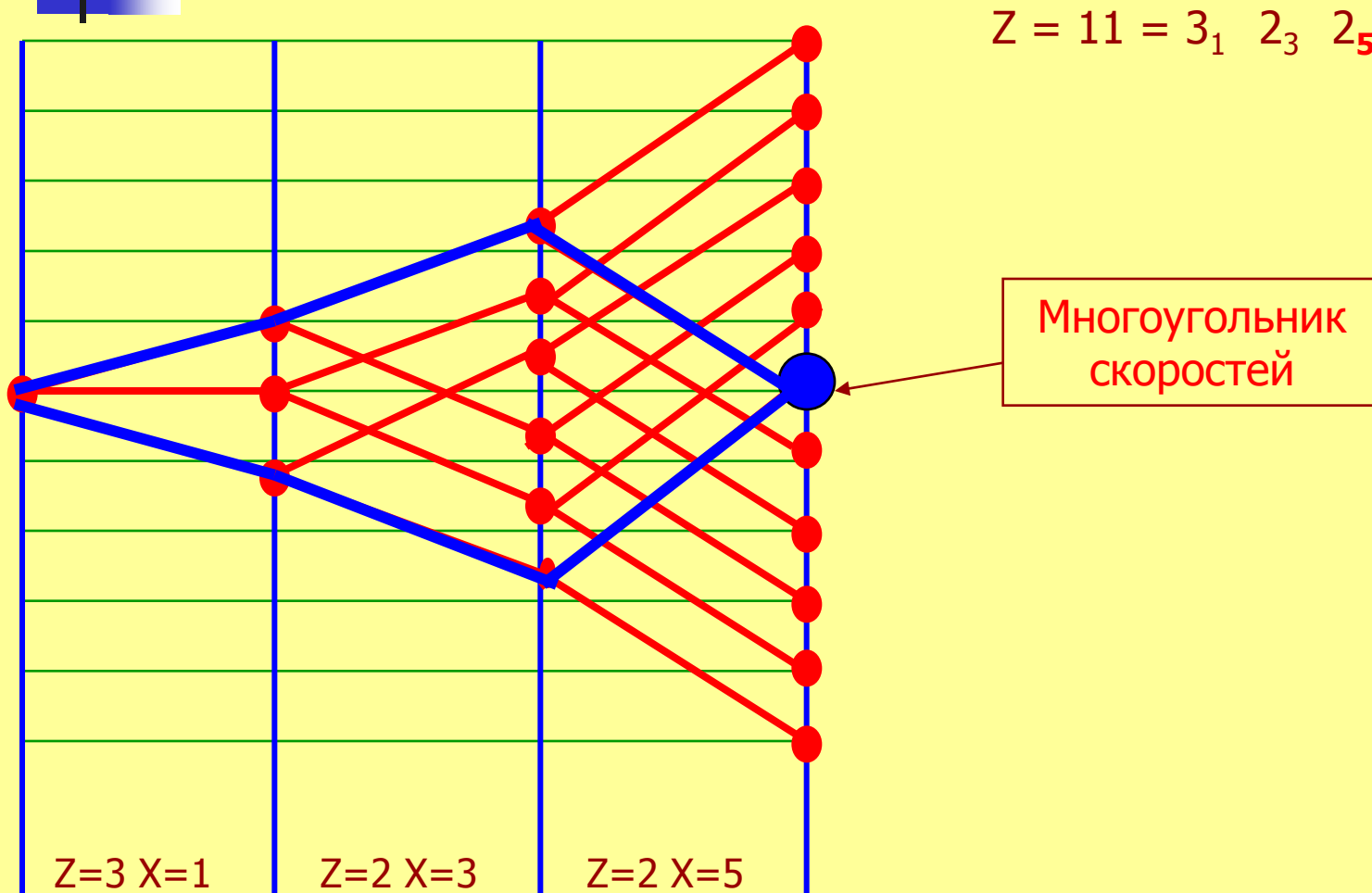
Структурная сетка для $Z=11$



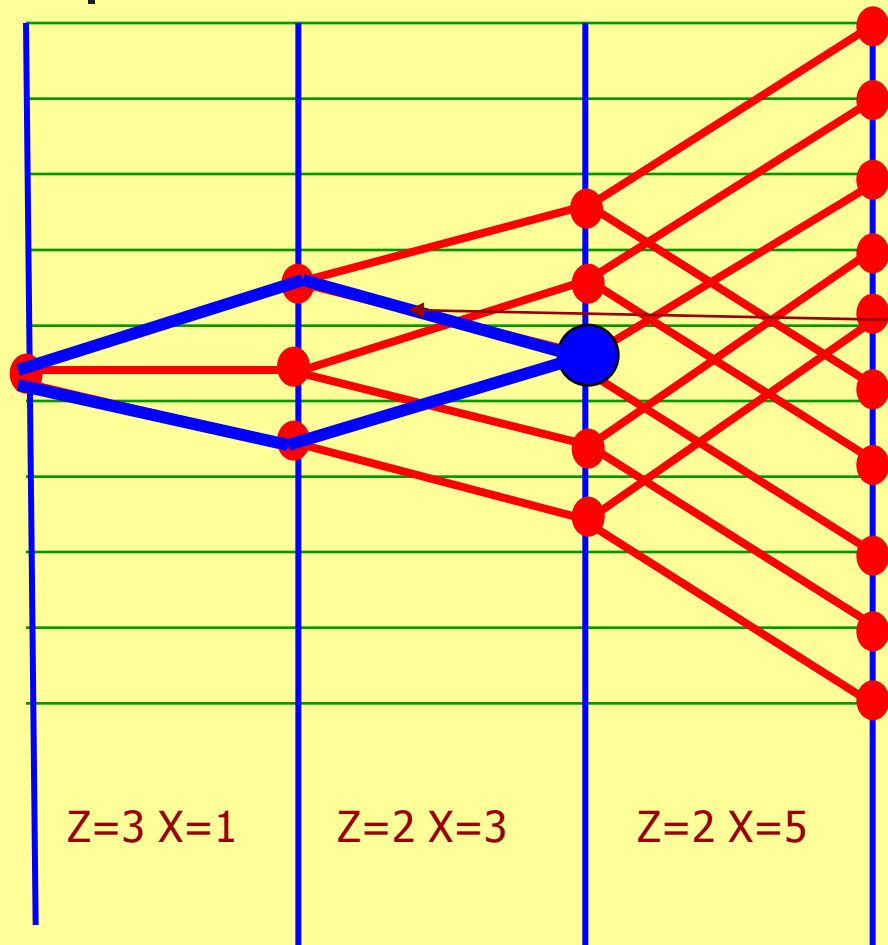
Кинематическая схема



Структурная сетка для $Z=11$



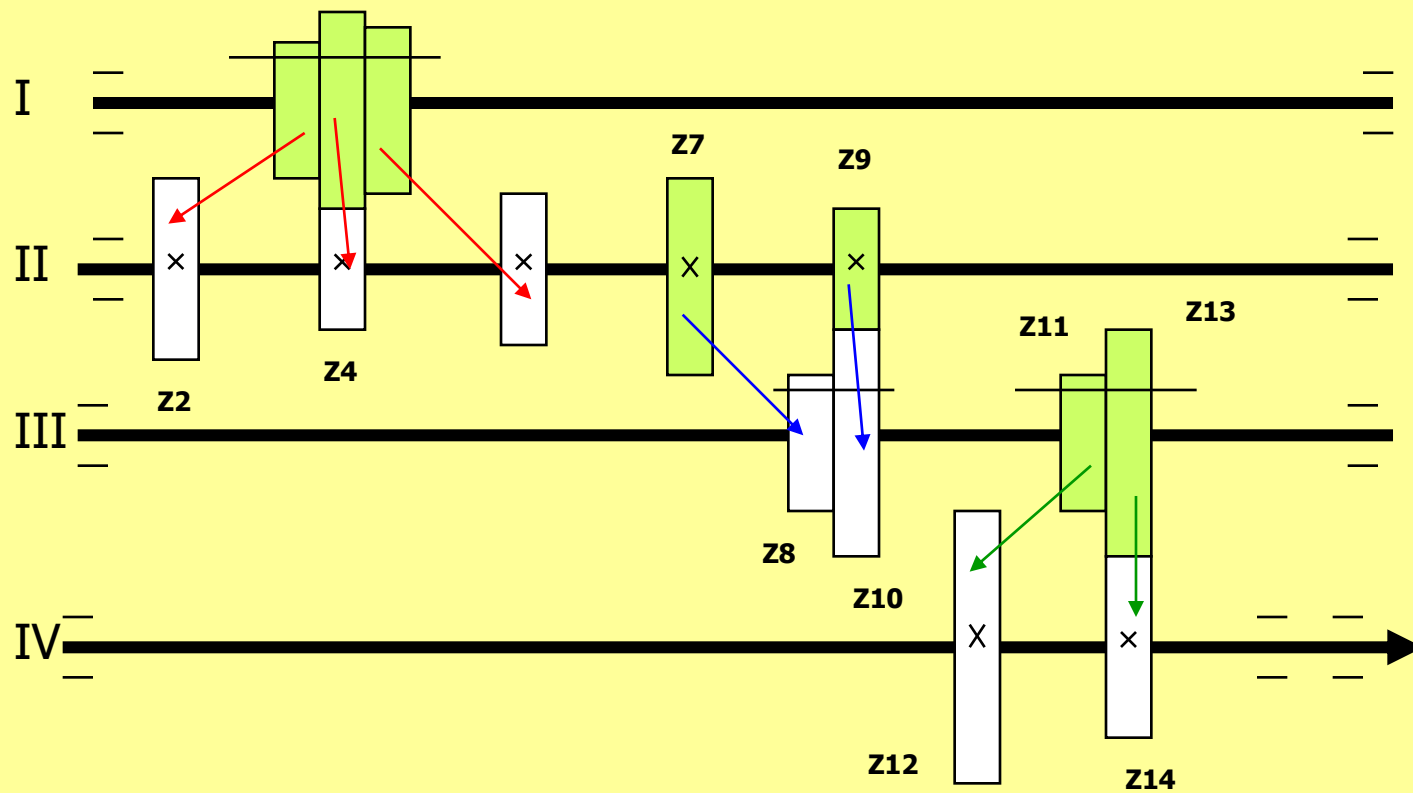
Структурная сетка для $Z=10$

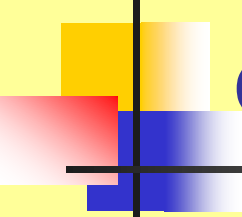


$$Z = 10 = 3_1 \ 2_2 \ 2_5$$

Многоугольник
скоростей

Кинематическая схема





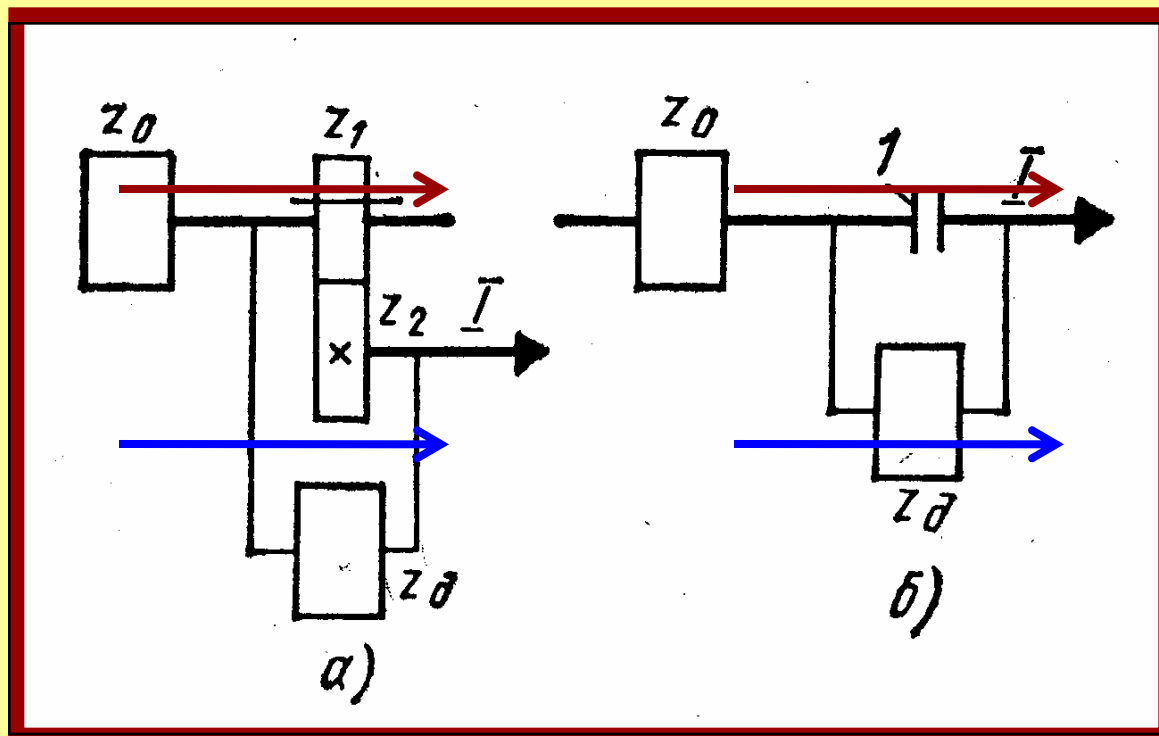
Коробки скоростей сложной структуры

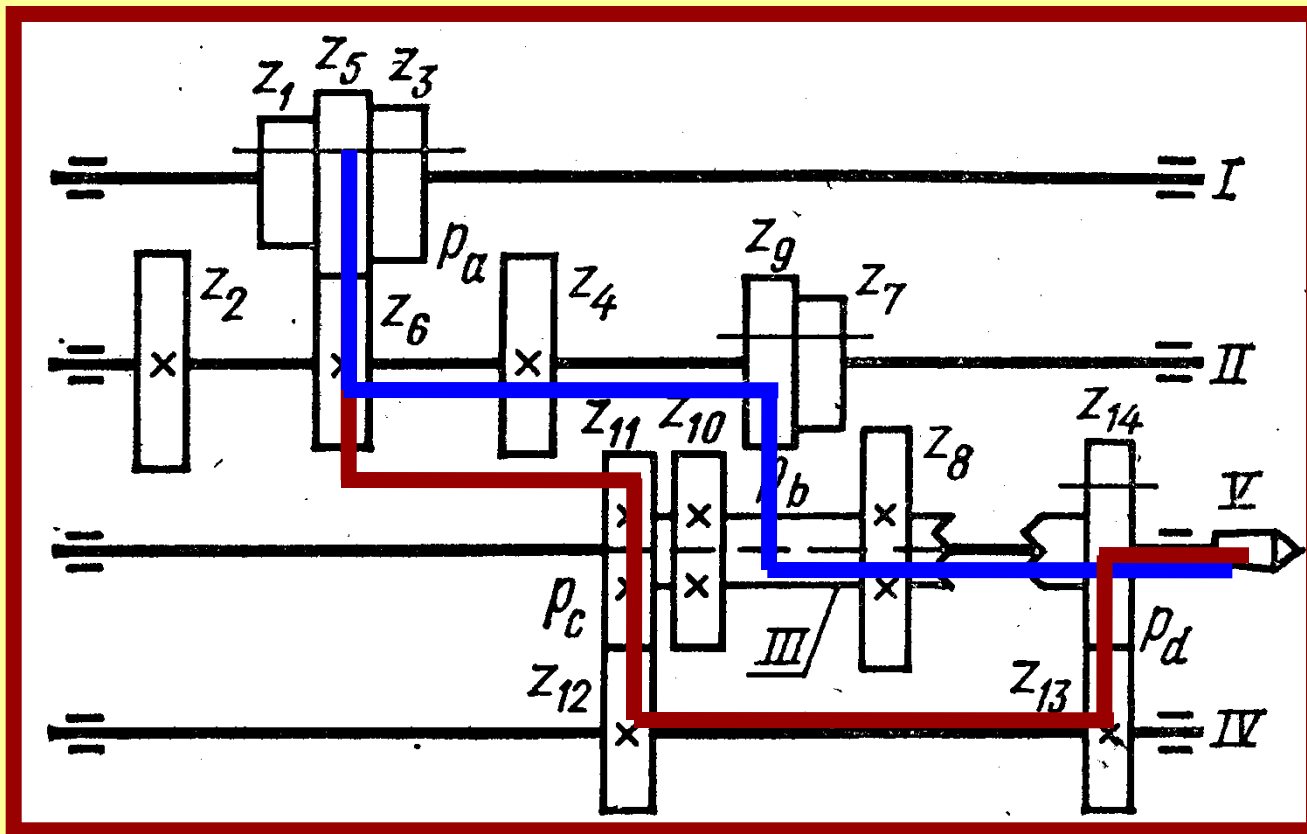
- Во многих случаях, особенно при увеличении диапазона регулирования скоростей, создать простой привод на базе множительной структуры невозможно. В этих случаях применяют сложные структуры, состоящие из двух или более кинематических цепей, каждая из которых является обычной множительной структурой. Одна из этих цепей (короткая) предназначена для высоких скоростей привода, другие (более длинные) - для низких скоростей.

Коробки скоростей сложной структуры

А) Сложенная коробка скоростей с переводной передачей

Б) Сложенная коробка скоростей с переводной муфтой

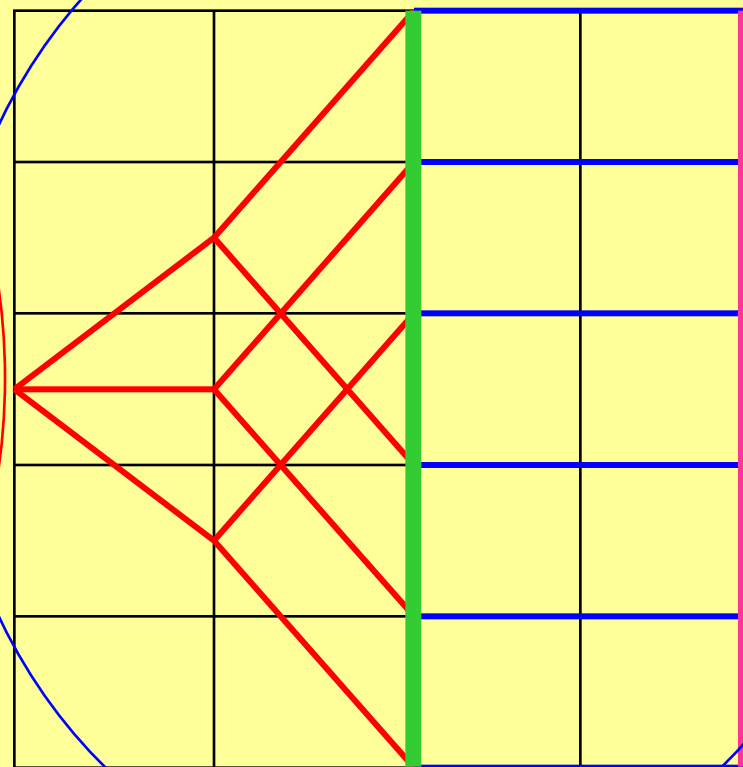
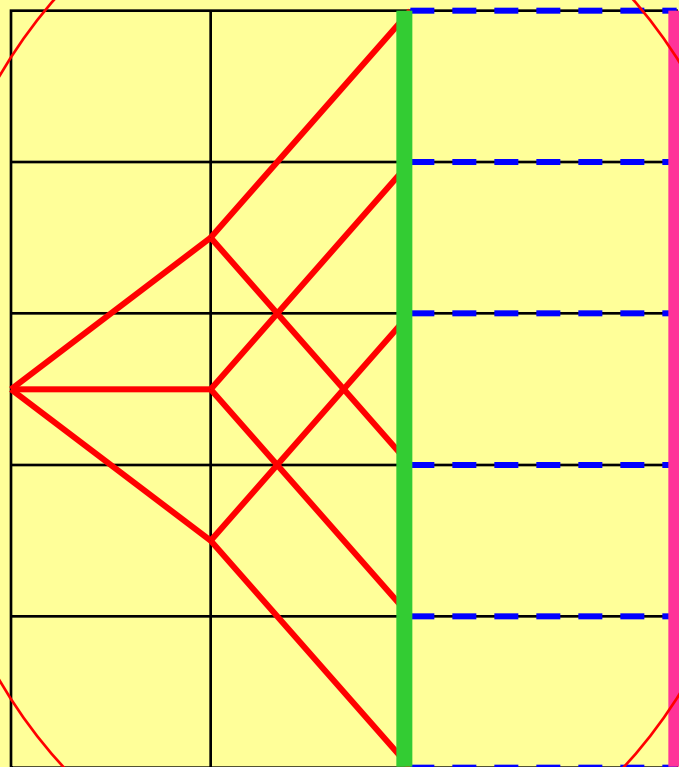


$$Z = 3 \times 2 \times (1 + 1 \times 1) = 12$$


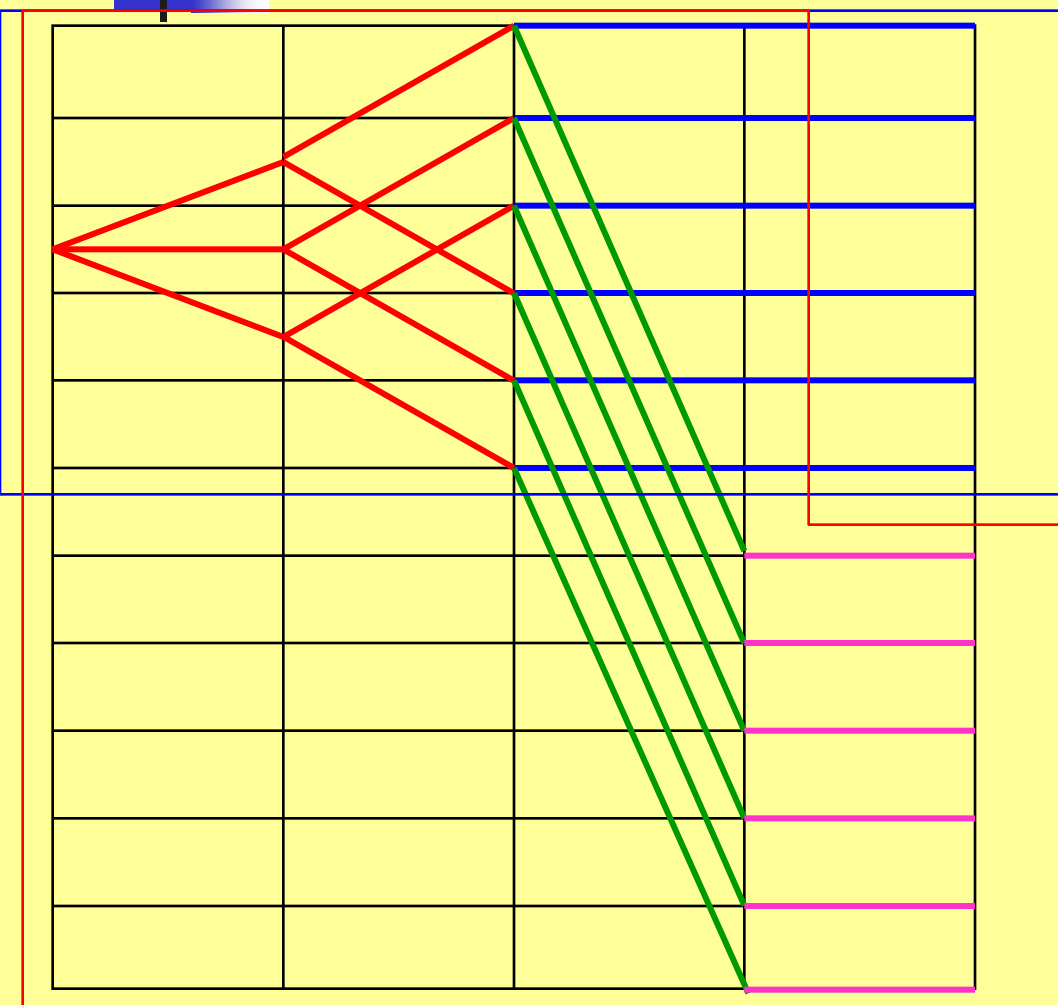
Коробки скоростей сложной структуры

Длинная (силовая) цепь

Короткая (скоростная) цепь



Коробки скоростей сложеной структуры

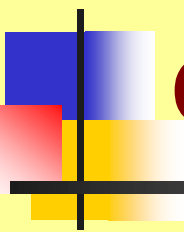


Объединенная структурная сетка

$$Z = 3 \times 2 \times (1 + 1 \times 1) = 12$$

Короткая (скоростная) цепь

Длинная (силовая) цепь



Проектирование коробок скоростей

Установочные лекции

Автор Д.Г. Мирошин



Литература

- Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб. пособие для студентов вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982. – 351 с., ил.
- Детали и механизмы металлорежущих станков // Под. ред. Д.Н. Решетова. Т2. М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
- Детали машин: атлас конструкций. Учеб. пособ. для вузов / Под ред. Д.Н. Решетова, М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
- Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1978. – 352 с., ил.
- Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для машиностроит. спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Высш. шк., 1990. – 399 с., ил.
- Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособ. для вузов.- Мн.: Выш. Шк., 1991.- 382 с.
- Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. 416 с.: ил.
- Орликов М.Л., Федоренко И.Г., Шишкин В.Н. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование: учеб. пособ. – К.: Вища шк, 1987. – 152 с.
- Проников А.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М.: Высш. шк., 1968 - 431 с.
- Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
- 11.Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособ. для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991 – 432 с.

Некоторые требования к оформлению проекта

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение

высшего профессионального образования
«Российский государственный профессионально-педагогический университет»
Филиал в г. Омске

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ ТОКАРНОГО СТАНКА

Пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине
«Оборудование отрасли»
050501.65.№вар.

Исполнитель
студент гр. Ом-413 СТО

С.В. Иванов

Руководитель
Доцент

Д.Г. Мирошин

Нормоконтроль
Доцент

Д.Г. Мирошин

Омск, 2012

Шифр проекта:

На титульном листе:

050501.65.№вар

На последующих листах:

050501.65.№вар.ПЗ

На чертеже развертки валов

050501.65.№вар.01

На чертеже свертки валов

050501.65.№вар.02

На спецификации

050501.65.№вар.01

Некоторые требования к оформлению проекта

- Штamps
- На листе содержания – форма 2

A diagram showing a blank rectangular area for stamps on the left and a table structure on the right. The table has 4 columns and 3 rows, with the bottom row being wider than the others.

- На листах чертежей – форма 1

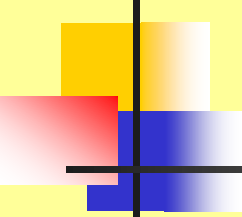
Form 1: Detailed layout of a drawing sheet. It includes dimensions (7, 10, 23, 15, 10, 15, 25, 15, 5, 30, 50) and fields for:

- Top header: 10(11), (12), (13), (14), (2)
- Left side: Изм. (1), Лист (2), N докум., Подпись, Дата
- Right side: Лит. (4), Масса (5), Масштаб (6), Лист (7), Листов (8), (9)
- Bottom: Н. контр., Уте.

- На листах ПЗ – форма 2а

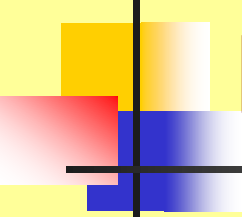
Form 2a: Layout of a drawing sheet. It includes dimensions (7, 10, 23, 15, 10, 15, 25, 15, 5, 30, 50) and fields for:

- Top header: 10(11), (12), (13), (14), (2), Лист (7)
- Left side: Изм. (1), Лист (2), N докум., Подпись, Дата
- Bottom: Н. контр., Уте.



Разделы курсового проекта

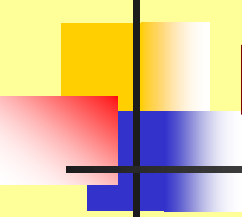
- Кинематический расчет коробок скоростей
- Силовой расчет коробок скоростей
- Проектные расчеты коробки скоростей
 - - расчет зубчатых передач
 - - расчет валов
 - - расчет шпинделя
 - - выбор и расчет долговечности подшипников
 - - расчет шпоночных соединений
- Конструирование коробки скоростей
 - - конструирование корпусов
 - - конструирование шпиндельных узлов
 - - конструирование валов
 - - выбор системы смазки и конструирование смазочных устройств
- Вычерчивание коробки скоростей



Проектный расчет

Расчет зубчатых передач

- Методика расчета зубчатых передач соответствует требованиям ГОСТ 16530-70, 81345-75. 16532-70 и РТМ2 Н45-1-80 «Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес с учетом условий работы современных автоматизированных станков».
- Расчет выполняется в два этапа:
 - 1) проектный расчет;
 - 2) проверочный расчет.



Расчет зубчатых передач

Выбор материала зубчатых колес

- Средне нагруженные колеса коробок скоростей, работающие без больших перегрузок и ударов, например, в легких и средних токарных и сверлильных станках, рекомендуется изготавливать из стали 40Х с закалкой ТВЧ. Объемную закалку применяют для слабонагруженных и мелко модульных колес.
- Для нагруженных колес при динамических нагрузках выбирают цементируемые стали типа 18ХГТ.
- При значительных динамических нагрузках импульсного характера, например, для фрезерных станков, целесообразно применение хромоникелевых сталей типа 12ХНЗА, 35ХМ, 40ХН.

Характеристики материалов зубчатых колес

Вид термообработки и марки стали	Твердость зубьев		σ_{Flimb} , МПа
	на поверхности	в сердцевине	
Цементация легированных сталей: 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А 18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4А	57...63 HRC	32...45 HRC	950
	57...63 HRC	32...45 HRC	800
Объемная закалка	45...55 HRC		600
Поверхностная закалка сталей: 35ХМА, 40Х, 40ХН и др.	48...60 HRC	25...35 HRC	750...850
Нормализация или улучшение сталей: 35, 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМА	НВ	180...350	1,35НВ+100
Азотирование легированных сталей 40ХН2МА	50...60 HRC	24...40 HRC	18НРС _{сердц.} +50

Расчет зубчатых передач

расчет допускаемых напряжений

- Расчет допускаемого напряжения изгиба выполняют по формуле:

$$\sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FL} K_{Fc}$$

- где: σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов нагружения N , определяется в зависимости от марки стали и ее характеристик по табл. 4;
- S_F – коэффициент безопасности, равен 1,7...2,2 (большее значение для литых заготовок);
- K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки на зубьях, при одностороннем действии $K_{Fc} = 1$, двустороннем $K_{Fc} = 0,7...0,8$.
- K_{FL} – коэффициент долговечности;
- Допускаемые контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} Z_R Z_V$$

- где: σ_{Hlimb} – предел контактной усталости поверхностей зубьев, в МПа; соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл.5.);
- S_H – коэффициент безопасности (табл. 5);
- Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;
- Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи;
- При приближенном расчете принимают $Z_R = 1$; $Z_V = 1$.
- K_{HL} – коэффициент долговечности:

Расчет зубчатых передач

расчет модуля зубчатых колес

- Для каждой элементарной коробки принимают число зубьев z_i ведущей шестерни базовой передачи (наименьшего по числу зубьев колеса элементарной коробки) из предварительного кинематического расчета методом наименьшего кратного. Для обеспечения достаточной толщины стенки втулок шестерен целесообразно назначить $z_i \geq 20$.
- Определяют модуль m_i зубчатого колеса каждой элементарной коробки.
- Расчет выполняется для ведущей шестерни базовой передачи по формуле:

$$m_i = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{Fi} \cdot Y_{Fi}}{Z_i \cdot \Psi \cdot \sigma_{Fp}}}$$

- где: z_i – число зубьев рассчитываемой шестерни;
- Ψ – коэффициент ширины зубчатого венца $\Psi = 6 \div 10$, для предварительного расчета принимать $\Psi = 8$;
- Y_{Fi} – коэффициент, учитывающий форму зуба рассчитываемой шестерни, принимается по табл.10.
- T_{Fi} – расчетный крутящий момент по напряжениям изгиба на валу рассматриваемой шестерни, Н·м;
- σ_{Fp} – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

- Расчетный крутящий момент: $T_{Fi} = T_{imax} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta}$

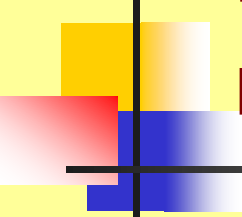
- где: T_{imax} – максимальный крутящий момент на валу рассчитываемой шестерни;
- K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки, принимается по табл.9., на стадии проектного расчета – для 7-й степени точности ($K = 1, 2$);
- $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, выбирается по табл.8., на стадии проектного расчета – для 7-й степени точности, расположение передачи относительно опор принимается по кинематической схеме.

Значения коэффициентов $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ для прямозубых колес

Расположение зубчатой передачи								
Между опорами $l/L>0,3$			Вблизи опоры $l/L\leq0,3$			Консольное		
Степень точности								
6	7	8	6	7	8	6	7	8
Значение коэффициентов $K_{F\beta}=K_{H\beta}$								
1,00	1,05	1,07	1,10	1,12	1,15	1,20	1,20	1,25
1,05	1,07	1,10	1,15	1,18	1,20	1,25	1,30	1,35
1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,30	1,40	1,45
1,10	1,15	1,20	1,30	1,35	1,45	1,45	1,60	1,65

Значения коэффициентов K_{FV} , K_{HV} для прямозубых колес

Окружная скорость цилиндрической передачи, м/с		Степень точности	$K_{FV} = K_{HV}$
прямозубой	косозубой		
свыше 6 до 16	свыше 16 до 30	6 (повышенной точности)	1,0
свыше 2,5 до 6	свыше 6 до 16	7 (точная)	1,2
до 2,5	до 6	8 (средней точности)	1,4



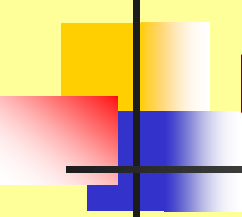
Проверка прочности втулки ведущих шестерен базовой передачи

- Для обеспечения равнопрочности втулки насадного колеса шлицевому соединению его с валом (наиболее распространенному в коробках скоростей современных станков) необходимо, чтобы толщина стенки втулки была не менее $2m_i(z_i - 2,5) - d_i$

2

$\geq 2m_i$

- где: m_i , z_i , d_i – соответственно модуль, число зубьев и наружный диаметр вала ведущей шестерни базовой передачи.
- Если это условие не выполняется, принимаемое число зубьев увеличивают при неизменном модуле.



Проверка условия свободного переключения блоков

- Необходимо гарантировать зазор между цилиндрами выступов колес z_5 и z_4 при переключении блока влево (в этом случае свободное переключение блока вправо также будет гарантировано, т.к. $z_1 < z_5$). Зазор будет обеспечен, если разница в числах зубьев двух колес блока, зацепляемого с колесом z_4 и свободно проходящим над ним, будет не меньше 5:

- $z_3 - z_5 \geq 5.$

Проверочный расчет зубчатых передач

- Расчет проводят на выносливость по напряжениям изгиба и контактным напряжениям для ведущих шестерен базовых передач по формуле:

- - по напряжениям изгиба.

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot T_{Fi} \cdot Y_{Fi}}{m_i^2 \cdot z_i \cdot b_i} \leq \sigma_{Fp}$$

- - по контактным напряжениям.

$$\sigma_H = \frac{10800}{a_{wi}} \sqrt{\frac{T_{Hi} (u_{\phi i} + 1)^3}{b_i \cdot u_{\phi i}}} \leq \sigma_{Hp}$$

- где: σ_F и σ_H – расчетные напряжения изгиба и контактное, МПа;
- σ_{Fp} и σ_{Hp} – допускаемые напряжения;
- m_i , z_i , b_i – соответственно модуль, число зубьев и ширина венца рассчитываемой шестерни i -й передачи, принимаются из проектного расчета;
- Y_{Fi} – коэффициент, учитывающий форму зуба рассчитываемой шестерни;
- $u_{\phi i}$ – фактическое передаточное число рассчитываемой передачи; равно обратной величине передаточного отношения (отношению чисел зубьев ведомого колеса к ведущему); для базовых передач $u_{\phi i} > 1$;
- a_{wi} – межосевое расстояние рассчитываемой элементарной коробки, мм.;

Расчет параметров зубчатых колес

■ Диаметр делительной окружности:

■ $d_i = m \cdot z$, мм,

■ где: m , мм – стандартный модуль;

■ z_i – число зубьев

■ Диаметр окружности выступов:

■ $d_a = d_i + 2m$, мм

■ Диаметр окружности впадин:

■ $d_f = d_i + 2,5m$, мм

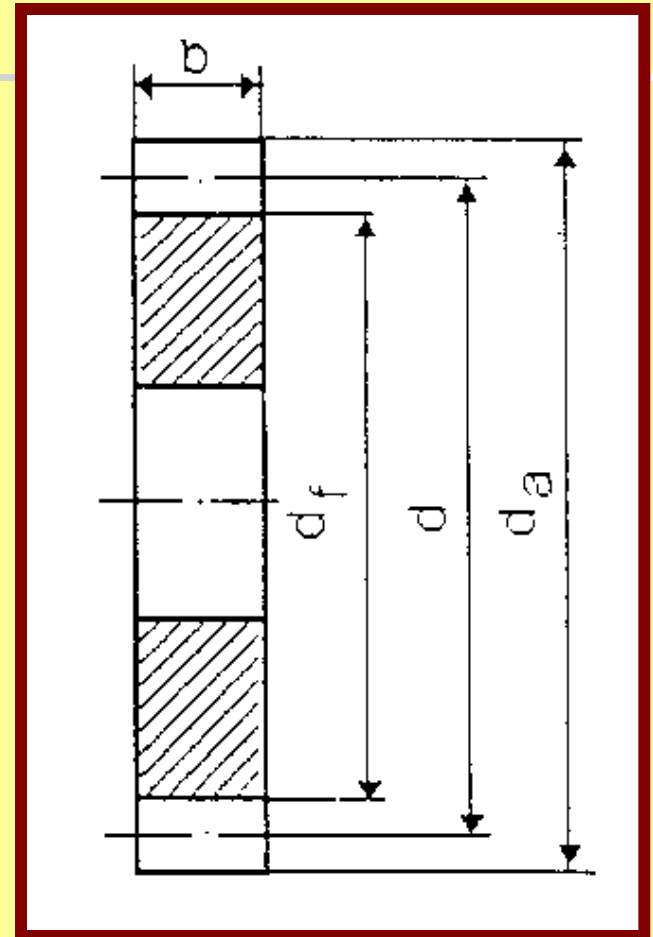
■ Ширина венца колеса:

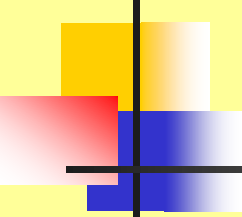
■ $b_w = \psi \cdot m$, мм,

■ где: $\psi = 6 \dots 10$ – коэффициент ширины зуба (п.4.3.1).

■ Межосевое расстояние определяется для каждой пары валов по формуле:

■ где: $d_{ш}$, d_k – делительные диаметры шестерни и колеса, мм





Расчет валов

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и жёсткость

- В курсовом проекте выполняется прочностной расчёт для одного из валов коробки скоростей.
- Порядок расчёта вала:
- Предварительный расчёт.
- Конструктивное оформление вала включающее: монтаж подвижных и неподвижных блоков колёс, выполнение шлицев и шпоночных пазов, размещение и конструктивное решение опор.
- Замеры расстояний между опорами и колёсами находящихся в зацеплении. Для расчёта принять работу вала при минимальных частотах вращения.
- Выполнение свёртки, с целью установления расположения полюсов зацепления колёс.
- Составление расчётных схем.
- Определение реакций в опорах.
- Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов.
- Выполнение проверочного расчёта на сложное сопротивление.

Расчет валов

- В прямозубой передаче силу нормального давления возможно представить в виде двух составляющих:
 - тангенциальной силы $F_t = 2 \cdot T_i \cdot 103 / d_i$, Н
 - радиальной силы $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = F_t \cdot 0,36$, Н
- Для проверяемого на прочность сечения рассчитывают суммарный изгибающий момент M_z и эквивалентный момент M_φ .

$$M_z = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M_\varphi = \sqrt{M_\Sigma^2 + \alpha \cdot T^2} \quad \sqrt{M_\Sigma^2 + 0,75 \cdot T^2}$$

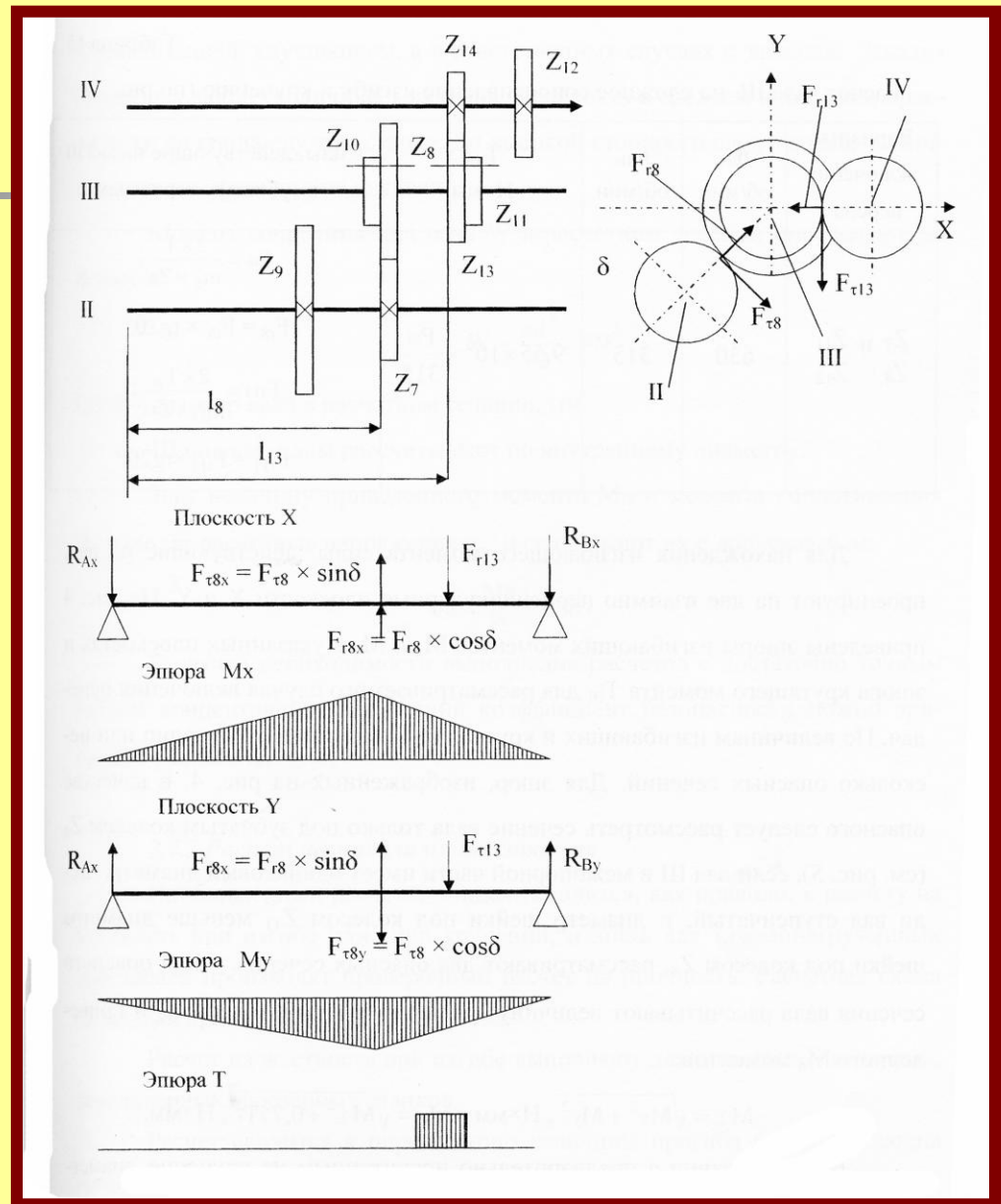
- Коэффициент $\alpha = 0,75$ при неизменном направлении крутящего момента, $\alpha = 1,0$, если направление крутящего момента меняется.
- Оценка прочности выполняется по формуле
- $\sigma_i = M_\varphi / W \leq [\sigma]$ и
- Допускается, в целях упрощения, рассчитывать шлицевые валы по внутреннему диаметру, и не учитывать ослабление вала шпоночным пазом.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_n$ для стальных валов

Источник концентрации напряжений	диаметр мм	Допускаемые напряжения $[\sigma]_n$, МПа, для сталей и термообработок			
		45- нормализованная	45- улучшенная	40X- улучшенная	40X- закалённая до HRC ₃ , 35-42
Деталь по переходной посадке, насаженная на вал	0	75	85	90	95
	0	70	80	85	90
	0	65	75	80	85
	00				
Ступенчатое изменение диаметра вала с переходной поверхностью	0	115	70	140	150
	0	100	65	120	130
	0	90	55	105	110
	00				

Уточнённый расчёт вала

- Построение эпюр нагрузок на вал.
- Расстояния между опорами, линиями действия сил определяются исходя из эскизной компоновки коробки скоростей
- Углы наклона линий действия сил также определяются из эскизной компоновки свертки коробки скоростей



Уточнённый расчёт вала

Для опасного сечения вала рассчитывают величину суммарного изгибающего M_{Σ} и приведенного M_{Π} моментов:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad M_{\Pi} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75T^2}$$

- Для валов коробок скоростей обычно используют стали 45 и 40Х с нормализацией, улучшением, а в ответственных случаях с закалкой.
- Момент сопротивления W вала в расчетном сечении определяют по формуле:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

- где d – диаметр вала в расчетном сечении, мм. Шлицевые валы рассчитывают по внутреннему диаметру.
- Зная величину приведенного момента M_{Π} и момента сопротивления W , находят расчетные напряжения σ_{Π} и сравнивают его с допускаемым:

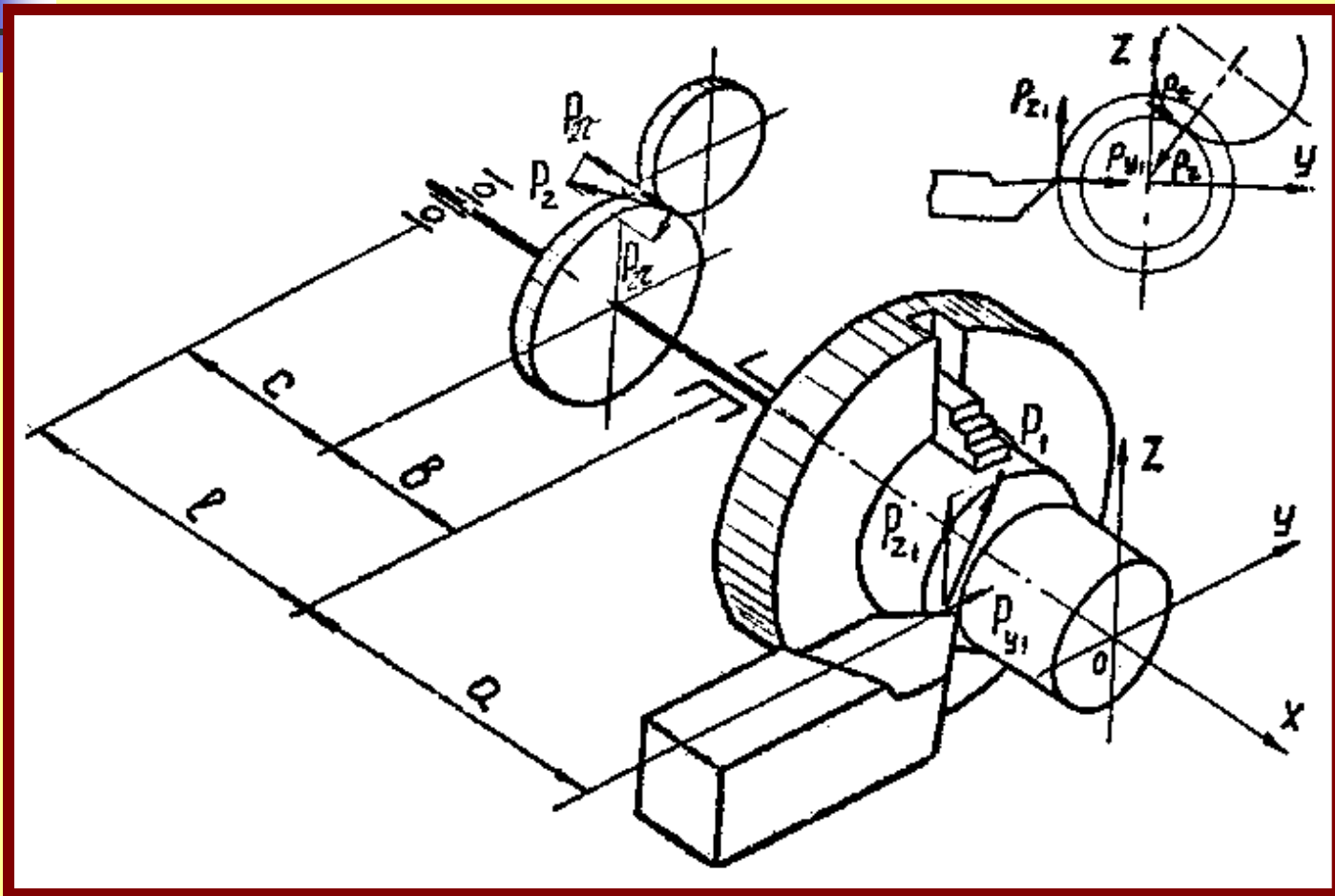
$$\sigma_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}}{W} \leq [\sigma_{\Pi}]$$

- В случае необходимости выполнения расчетов с достаточно точным учетом концентрации напряжений коэффициент безопасности можно принимать равный 1,3 -1,5.

Расчет шпинделя на жесткость

- Приближённый расчёт шпинделя сводится, как правило, к расчёту на жёсткость при изгибе или при кручении, и лишь для тяжелонагруженных шпинделей производят проверочный расчёт на прочность.
- Расчёт на жёсткость при изгибе выполняют для шпинделей токарных, револьверных, фрезерных станков.
- Расчёт сводится к определению величины y прогиба переднего конца шпинделя и

Расчет шпинделя на жесткость



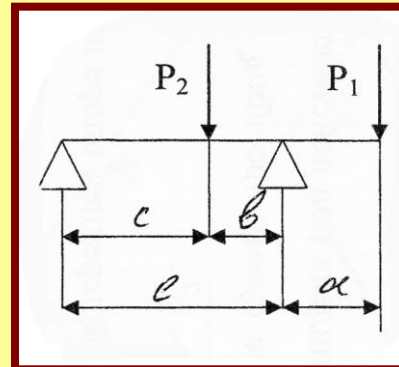
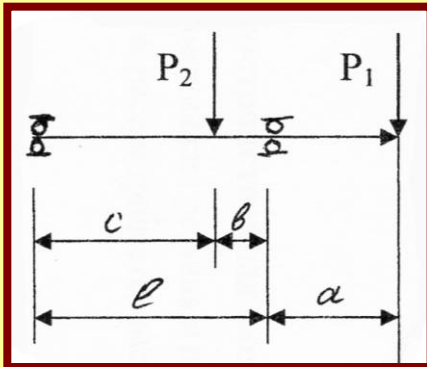
Расчет шпинделя на жесткость

Схемы компоновки шпиндельных узлов сводятся к двум вариантам

Тип опор шпинделя

Расчетная схема

Расчетные формулы

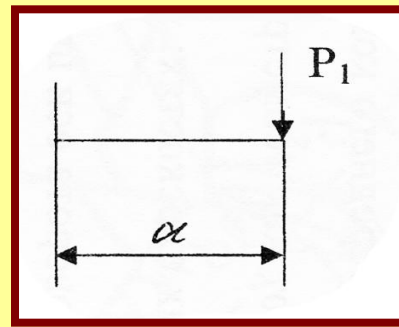
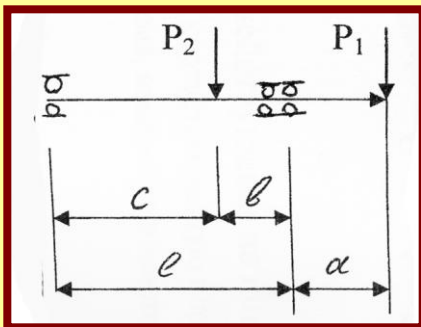


Угол поворота

$$Q = \frac{1}{3EI} \left[P_1 a l - 0,5 P_2 c b \left(1 + \frac{c}{l} \right) \right]$$

Прогиб

$$y = \frac{1}{3EI} \left[P_1 a^2 \left(l - a \right) - 0,5 P_2 a b c \left(1 + \frac{c}{l} \right) \right]$$



Угол поворота

$$Q = 0$$

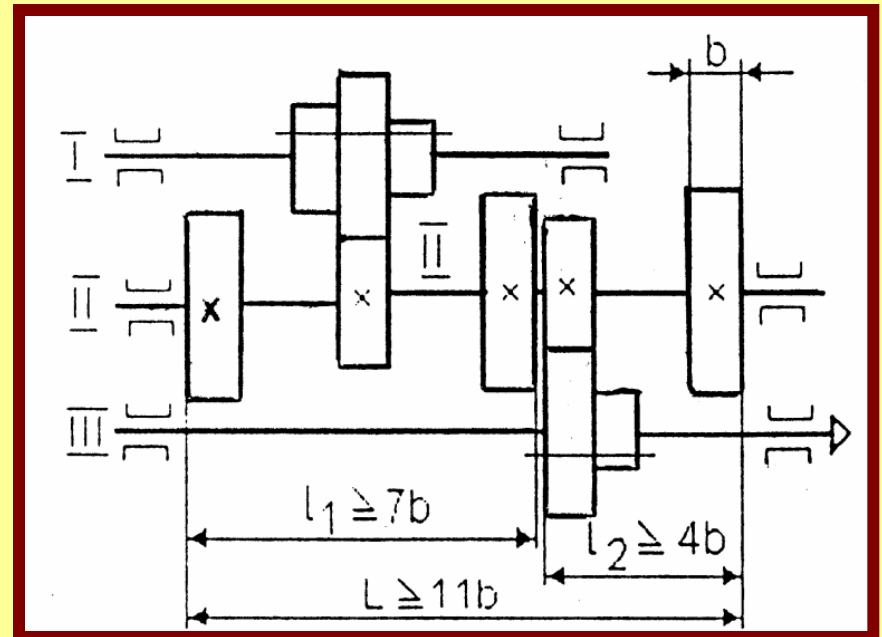
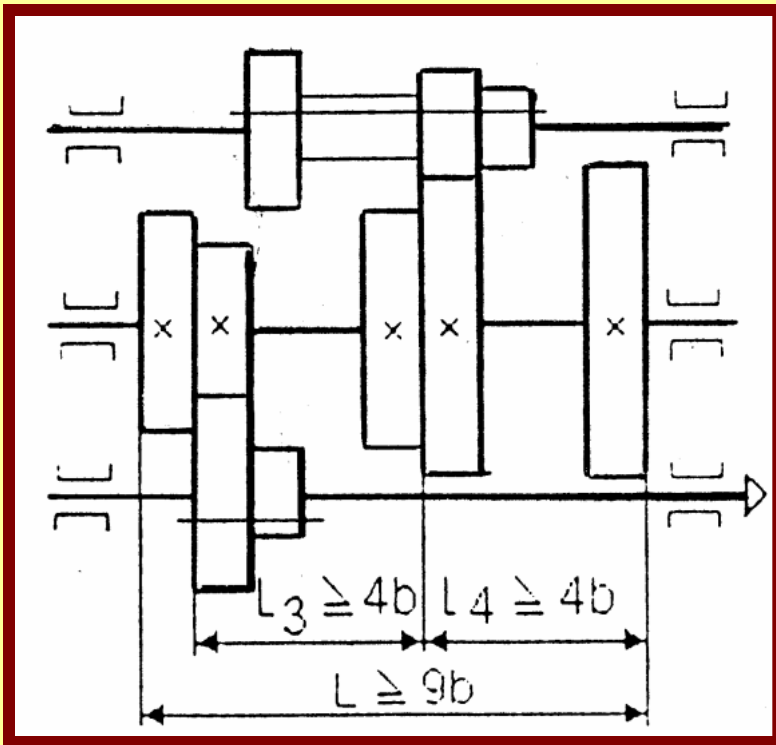
Прогиб

$$y = \frac{P_1 a^3}{3EI}$$

Конструирование коробки скоростей

Компоновка коробки

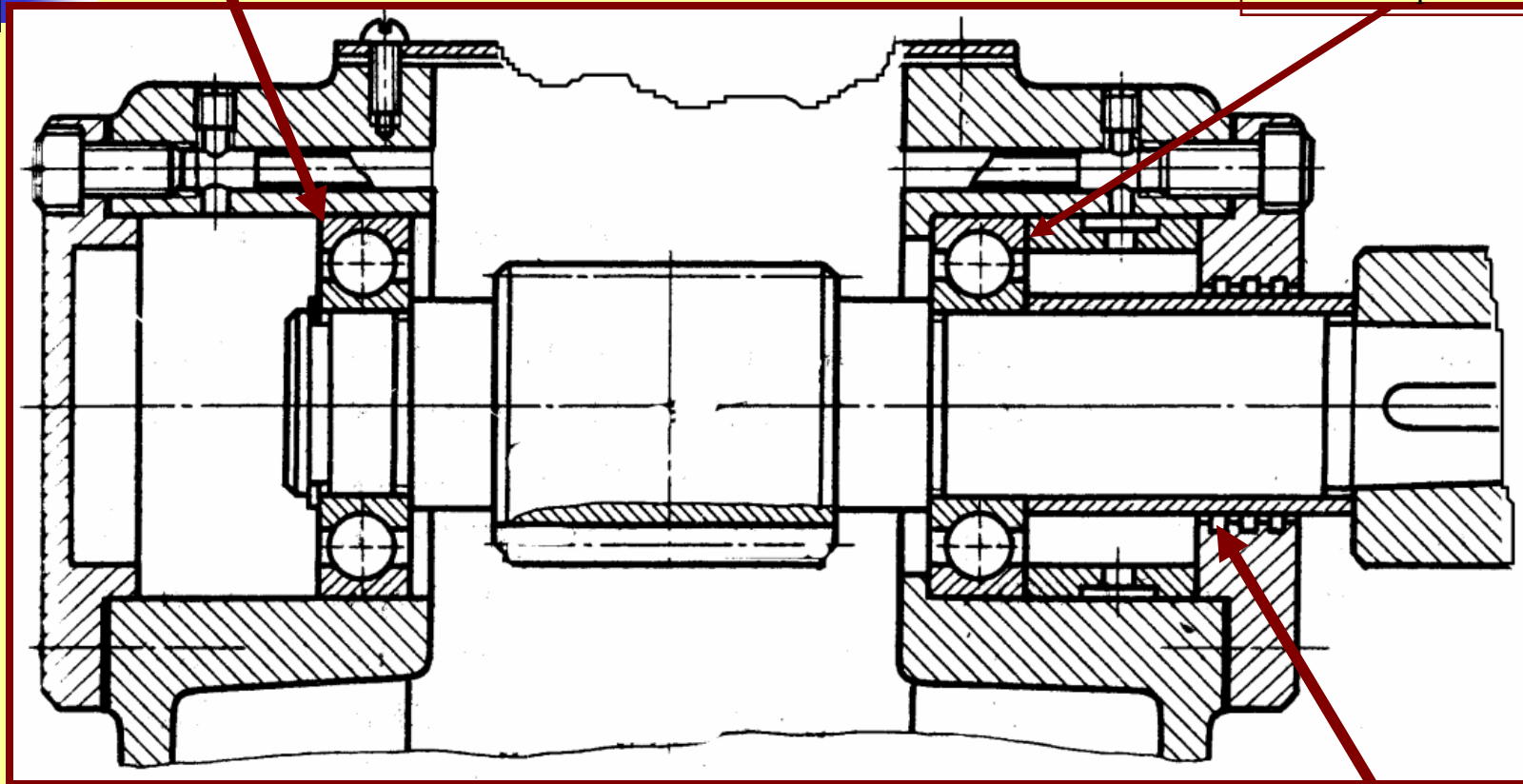
Компактная по длине Компактная по сечению



Конструкции валов коробки скоростей и их опор

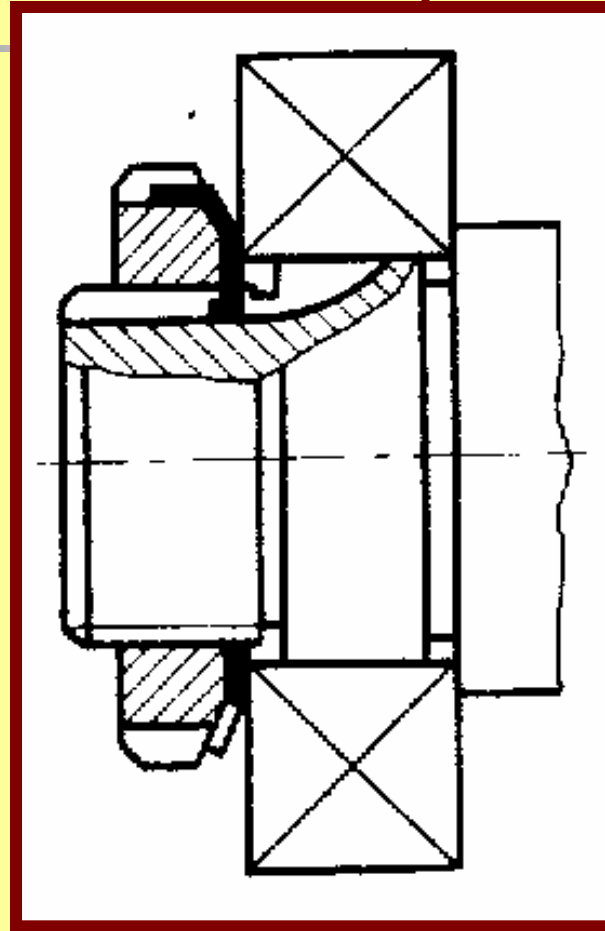
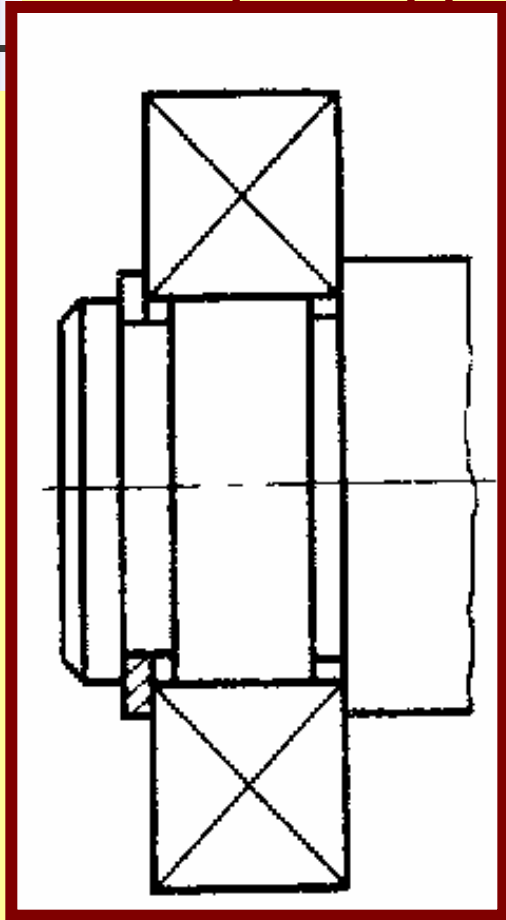
Плавающая опора

Фиксированная опора

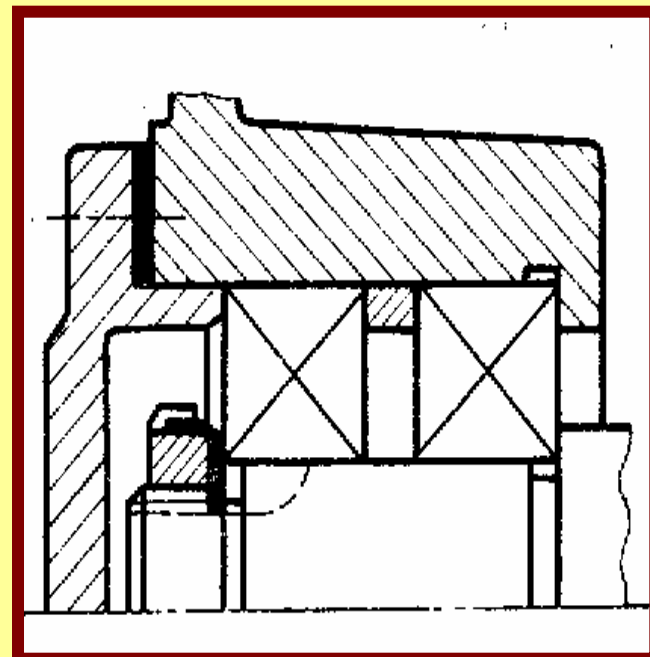
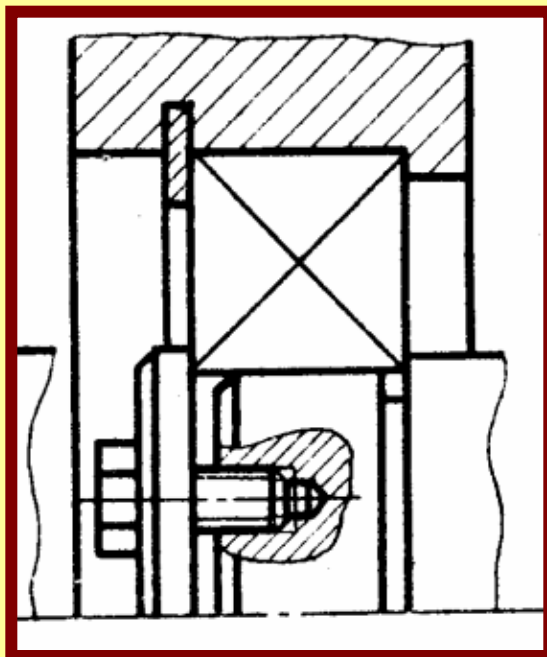
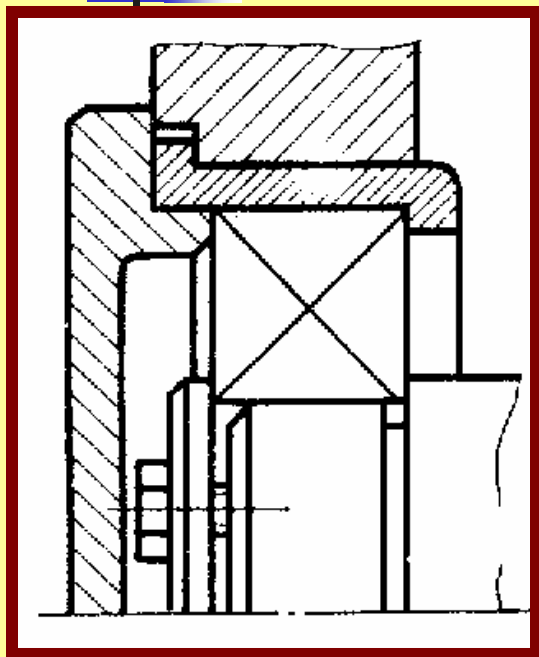


Уплотнение

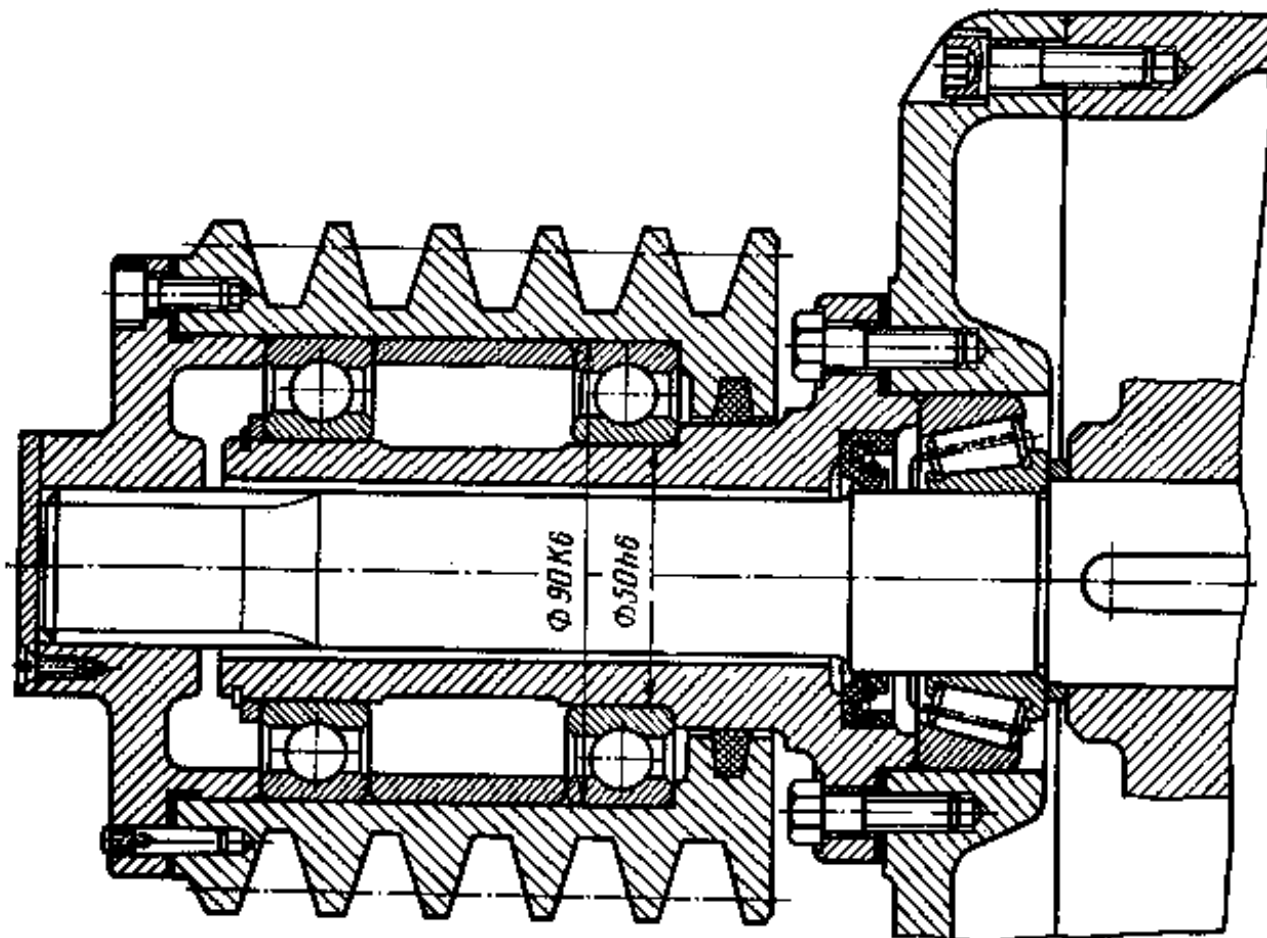
Способы закрепления внутреннего кольца подшипника на валу



Способы закрепления наружных колец подшипников в корпусе



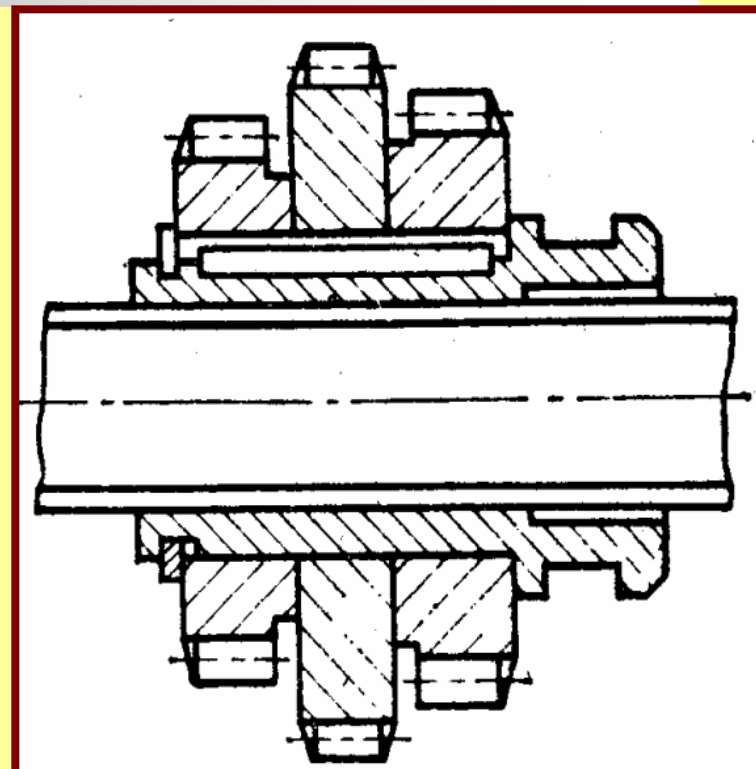
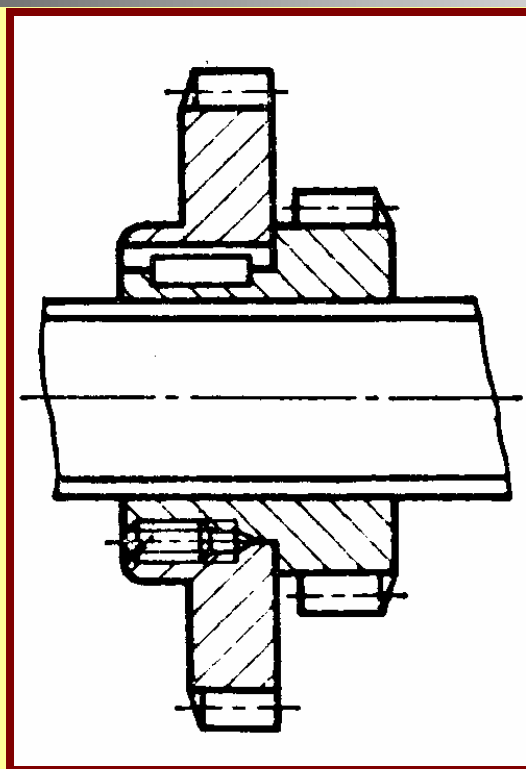
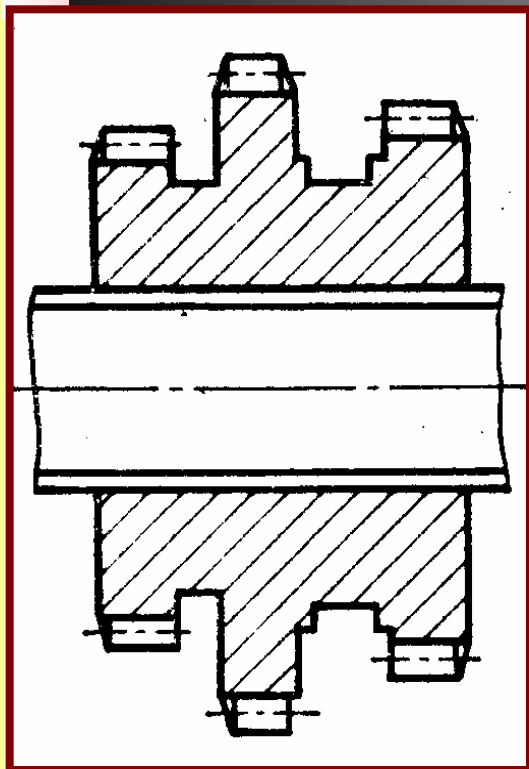
Конструирование входного вала



Конструирование неподвижных зубчатых колес и передвижных блоков колес

- При конструировании зубчатых колес следует предварительно рассчитать следующие параметры: наружный ($d_{\text{ст}}$) и внутренний диаметр (d) ступицы, длину ступицы ($L_{\text{ст}}$), толщину диска (C) и диаметры отверстий (D) на диске для колес большого диаметра.
- Внутренний диаметр ступицы (d) принимается равным расчетному диаметру посадочной поверхности вала.
- Наружный диаметр ступицы ($d_{\text{ст}}$) рассчитывается по формуле:
 - $d_{\text{ст}} = 1,55 \times d, \text{ мм};$
- Длина ступицы ($L_{\text{ст}}$) рассчитывается по формуле:
 - $L_{\text{ст}} = (1,0 - 1,2) \times d, \text{ мм}$
- Толщина диска (C) рассчитывается по формуле:
 - $C = 0,5 (2,2 m + 0,05 b + 0,3 d), \text{ мм}$
- Диаметры отверстий на диске для колес большого диаметра $D = 25$ мм, а их количество принимается равным 4 – 6 отв.

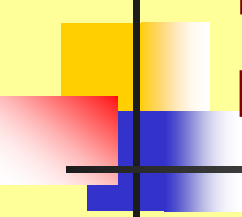
Конструктивные варианты передвижных блоков



Конструирование шпиндельных узлов

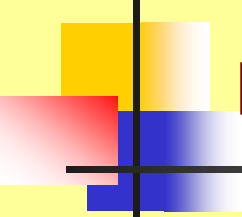
Материалы шпинделей

Тип станка		Марка стали и термообработка
Нормальной и повышенной точности (Н, П)	Средние нагрузки	Сталь 45 (З+ВО)
	Повышенные нагрузки	Сталь 45 (З+НО) Сталь 30Х, 50 (З, ТВЧ)
С повышенными требованиями: быстроходные быстроходные и тяжело нагруженные шпиндели		40Х, 38ХМФА, 20Х 12ХНЗ (Ц+З+О)
Станки точности В, А		40ХФА, 18ХГТ (Ц+З+О)
З — закалка, Ц — цементация, О — отпуск, ВО — высокий отпуск, НО — низкий отпуск		



Рекомендации по проектированию конструкции шпинделя

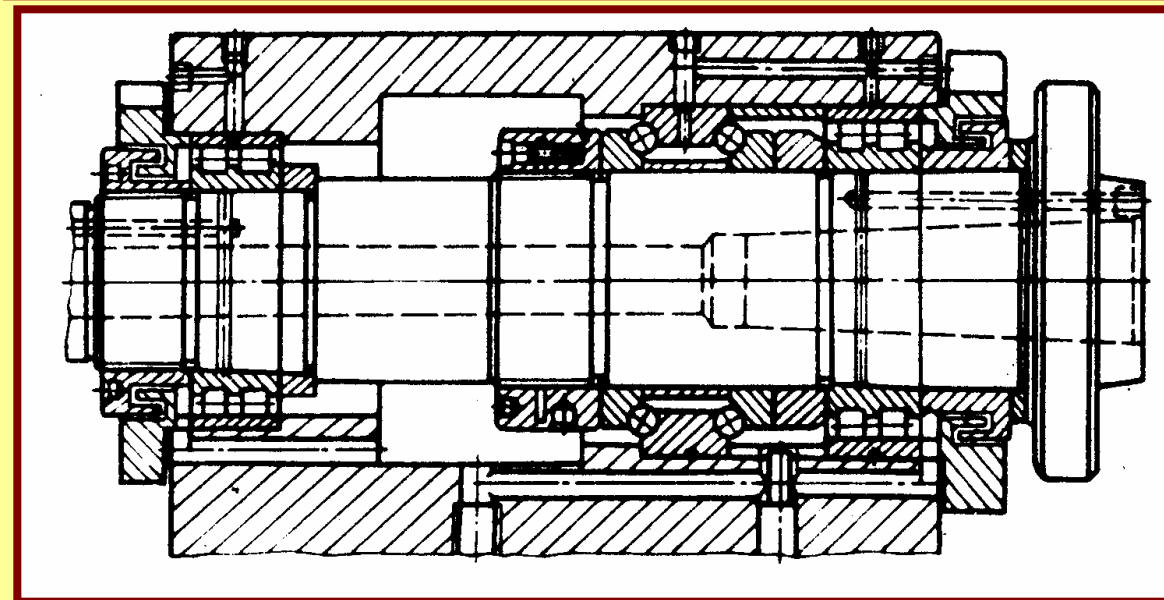
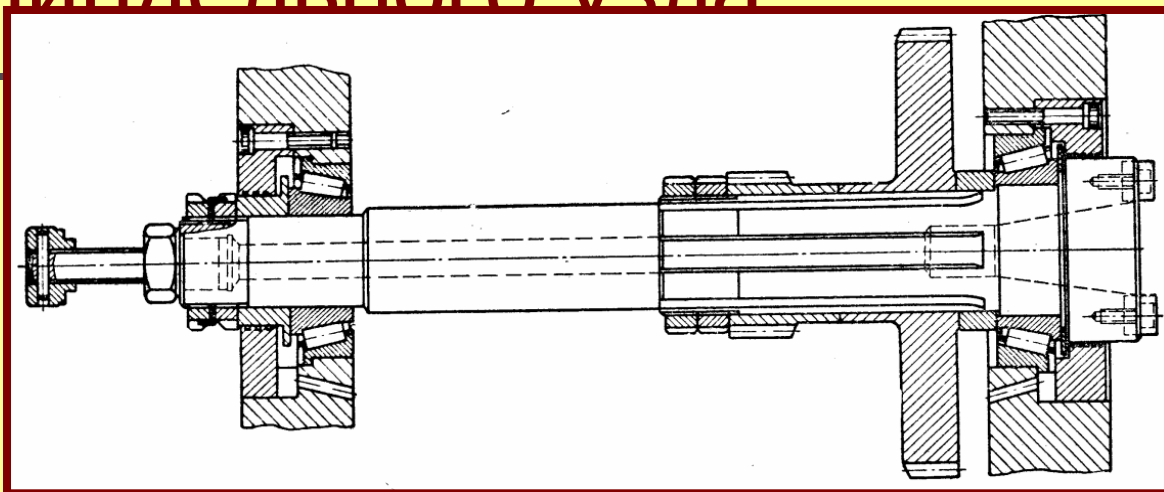
- Приводные зубчатые колёса располагать максимально близко к опорам.
- Расстояние между опорами выбирают в пределах четырёх – пяти диаметров шпинделя в передней опоре.
- Длина консоли от передней опоры до крайнего торца шпинделя или инструмента не более 0,5-0,3 расстояния между опорами.
- Сокращать число переходов, шпонок и резьбы в межопорной части шпинделя.
- Все поверхности шлифовать, особенно при $n_{\text{шп}} > 1000$ об/мин.
- Не рекомендуется размещать на шпинделе более двух колёс.



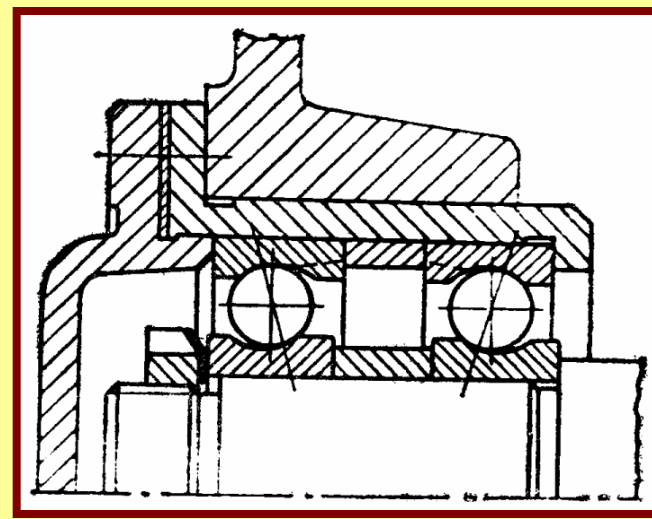
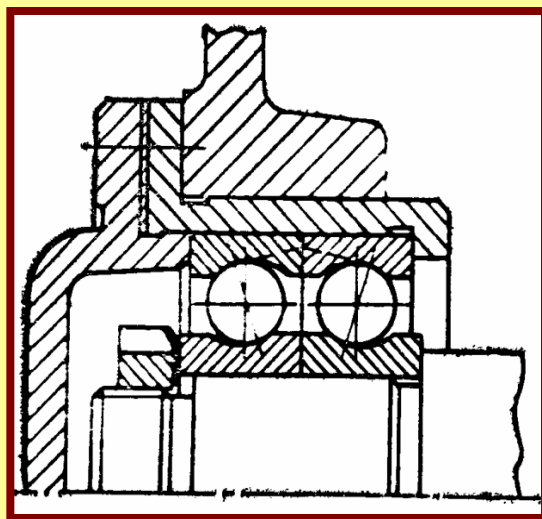
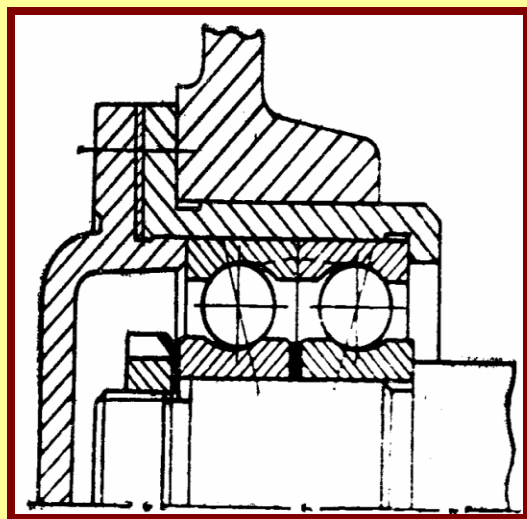
Выбор конструктивного варианта шпиндельного узла

- Конструкцию шпинделей определяют следующие условия:
- - размер шпинделя и расстояние между опорами, наличие осевого отверстия в шпинделе;
- - расположение приводных деталей на шпинделе (зубчатых колес, шкивов);
- - тип подшипников шпинделя
- - способ крепления приспособления или инструмента на шпинделе.
- Передние концы шпинделей предназначены для установки инструмента, они стандартизированы и их конструкция и основные размеры.
- Передние концы шпинделей воспринимают радиальную и осевую нагрузку, поэтому их конструкция должна обеспечивать высокую точность позиционирования шпинделя в подшипниках.

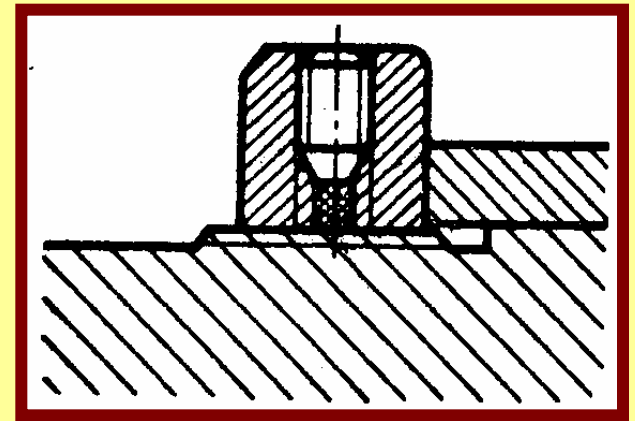
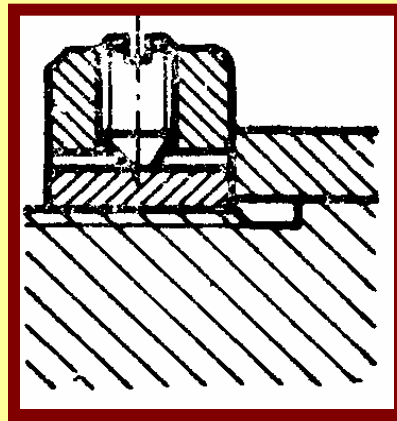
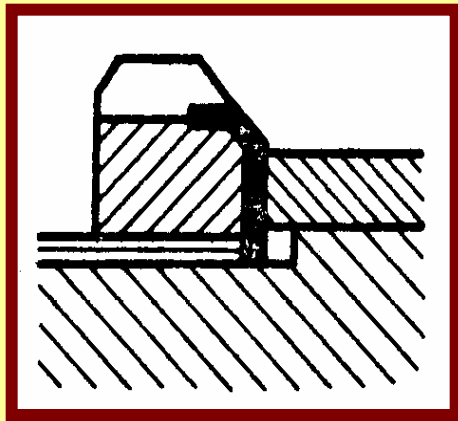
Выбор конструктивного варианта шпиндельного узла

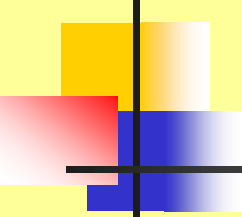


Способы создания предварительного натяга подшипников шпинделя



Способы фиксации регулирующих гаек и втулок на шпинделях

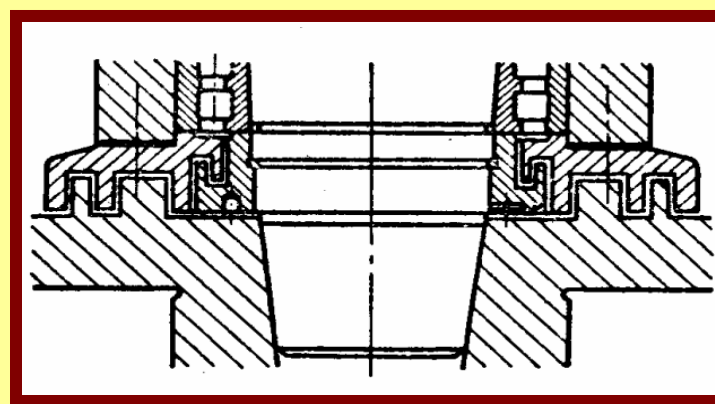
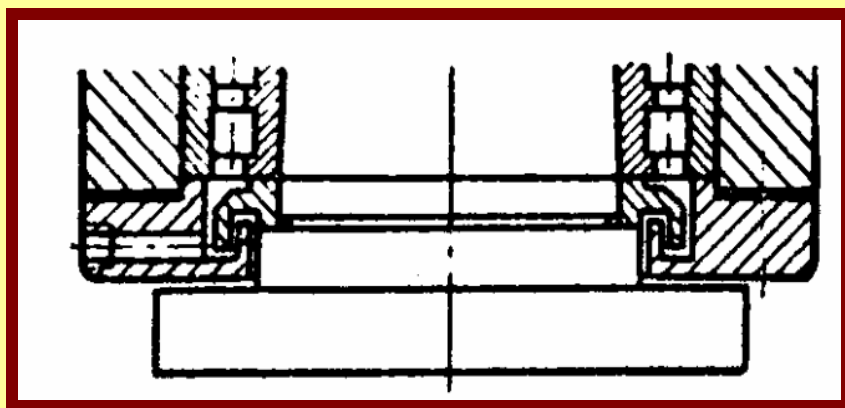
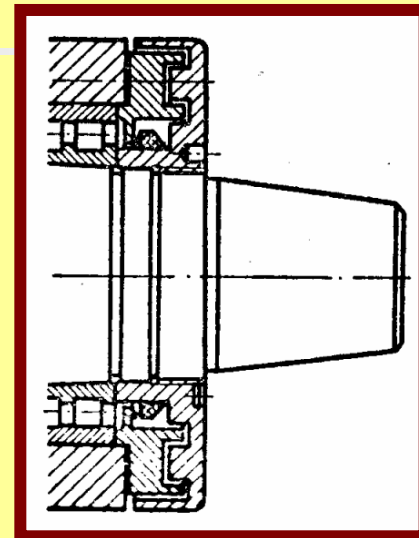
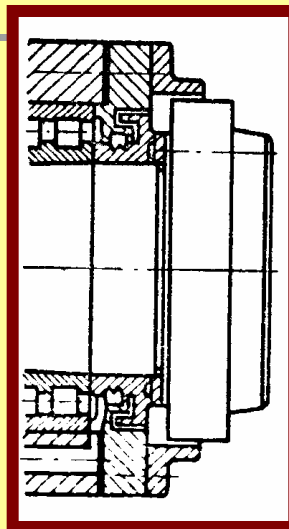
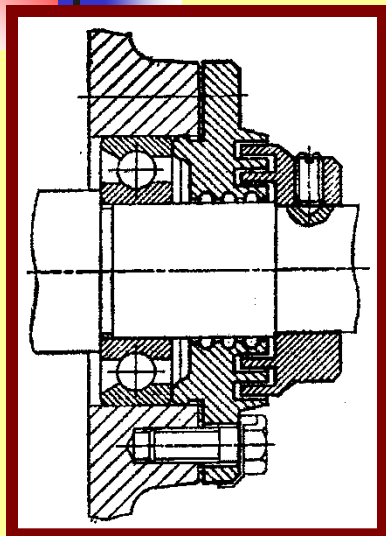




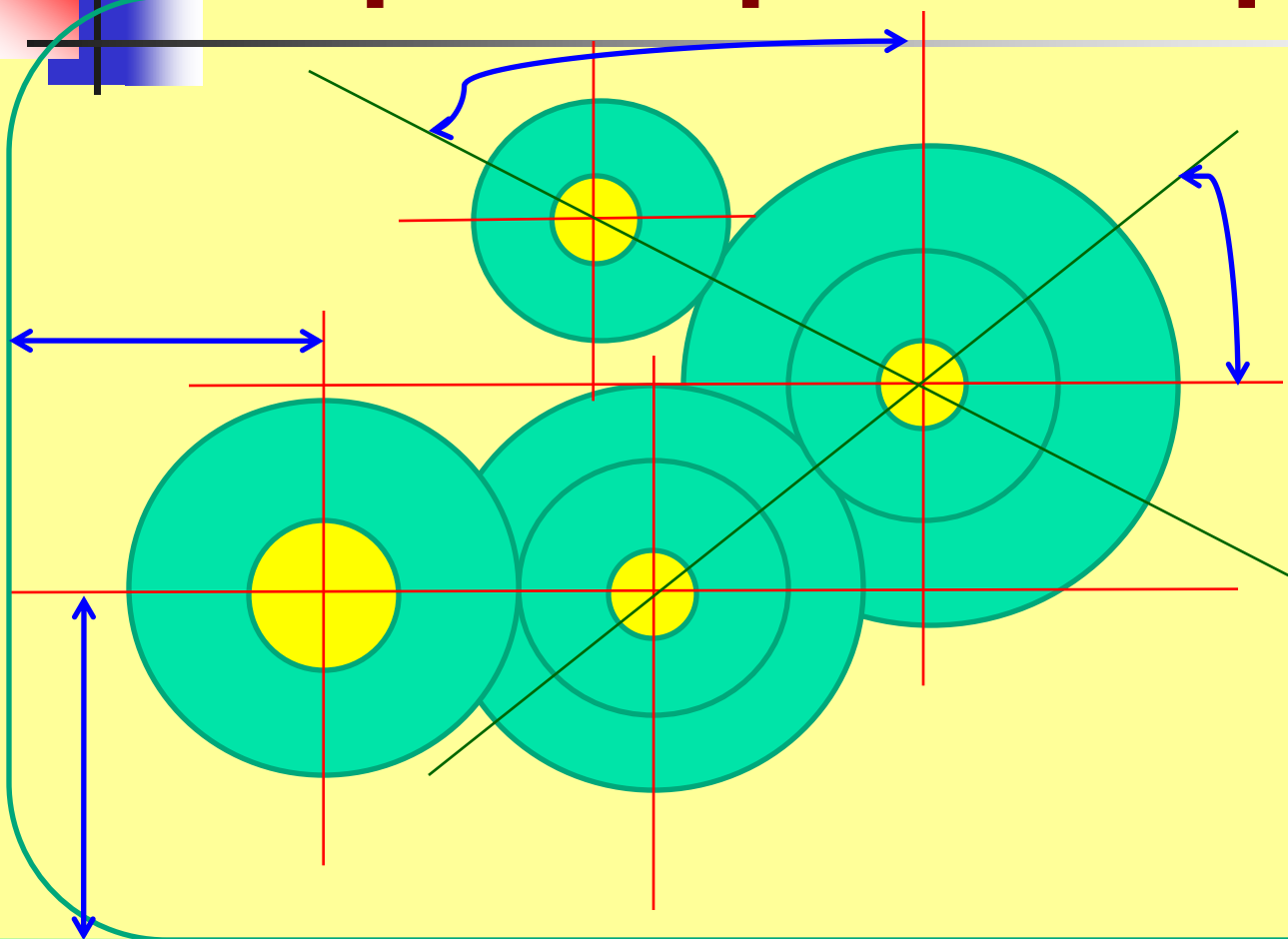
Уплотнения подшипниковых узлов

- Уплотнения шпиндельных узлов служат для того, чтобы защищать подшипники шпинделя от проникновения грязи, пыли и влаги, а также для препятствия вытеканию смазки из подшипника.
- У быстроходных шпинделей устраивают исключительно бесконтактные уплотнения. Лабиринтные уплотнения являются в большинстве случаев достаточно эффективными. Для надежной их работы желательно, чтобы радиальный зазор в уплотнении не был больше 0,2—0,3 мм. В шпиндельных узлах, работающих в тяжелых (по загрязнению) условиях, лабиринты обеспечивают консистентной смазкой.

Уплотнения подшипниковых узлов

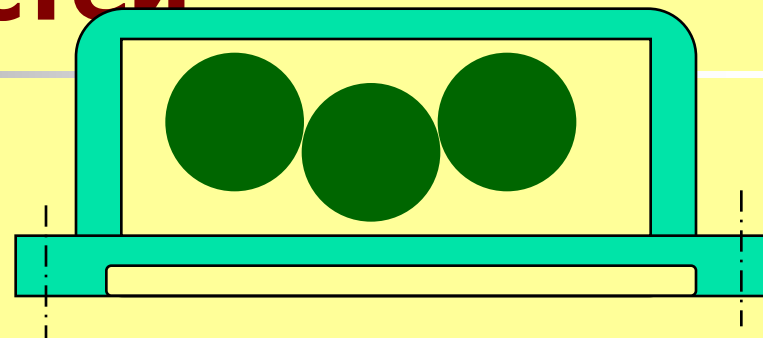


Разработка развертки и свертки коробки скоростей

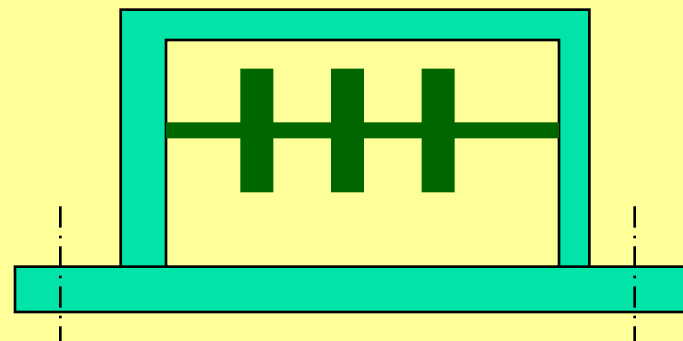


Конструирование корпусов коробок скоростей

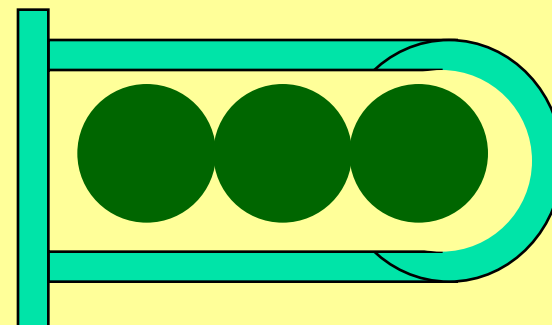
■ Корпус коробки
скоростей ТВС



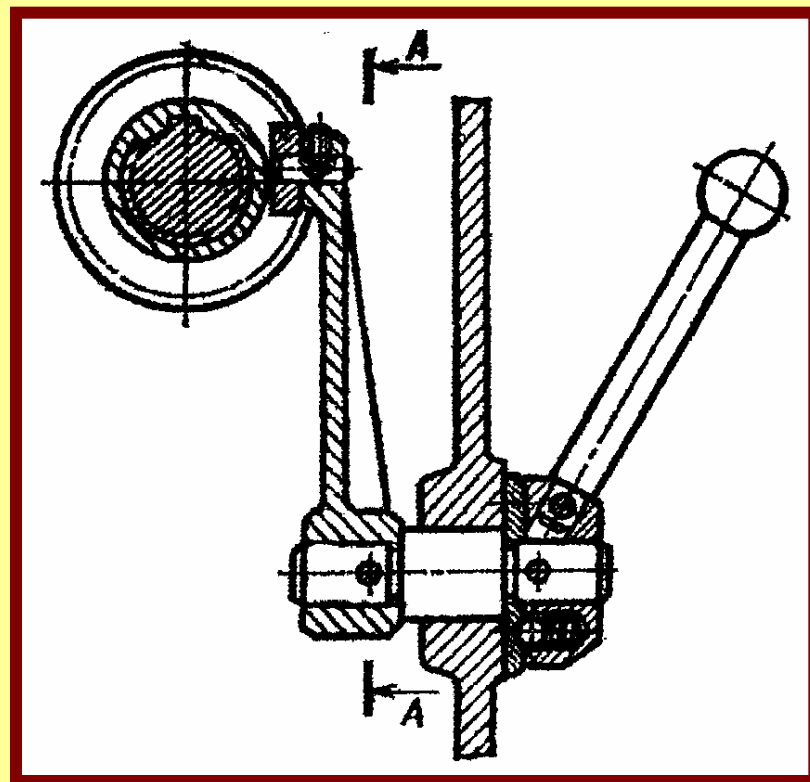
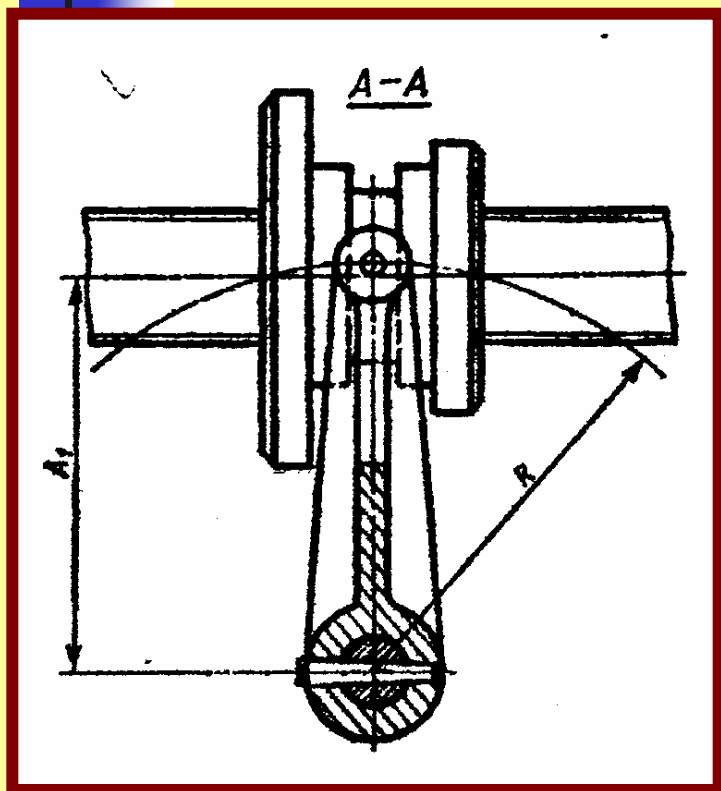
■ Корпус коробки
скоростей ГФС



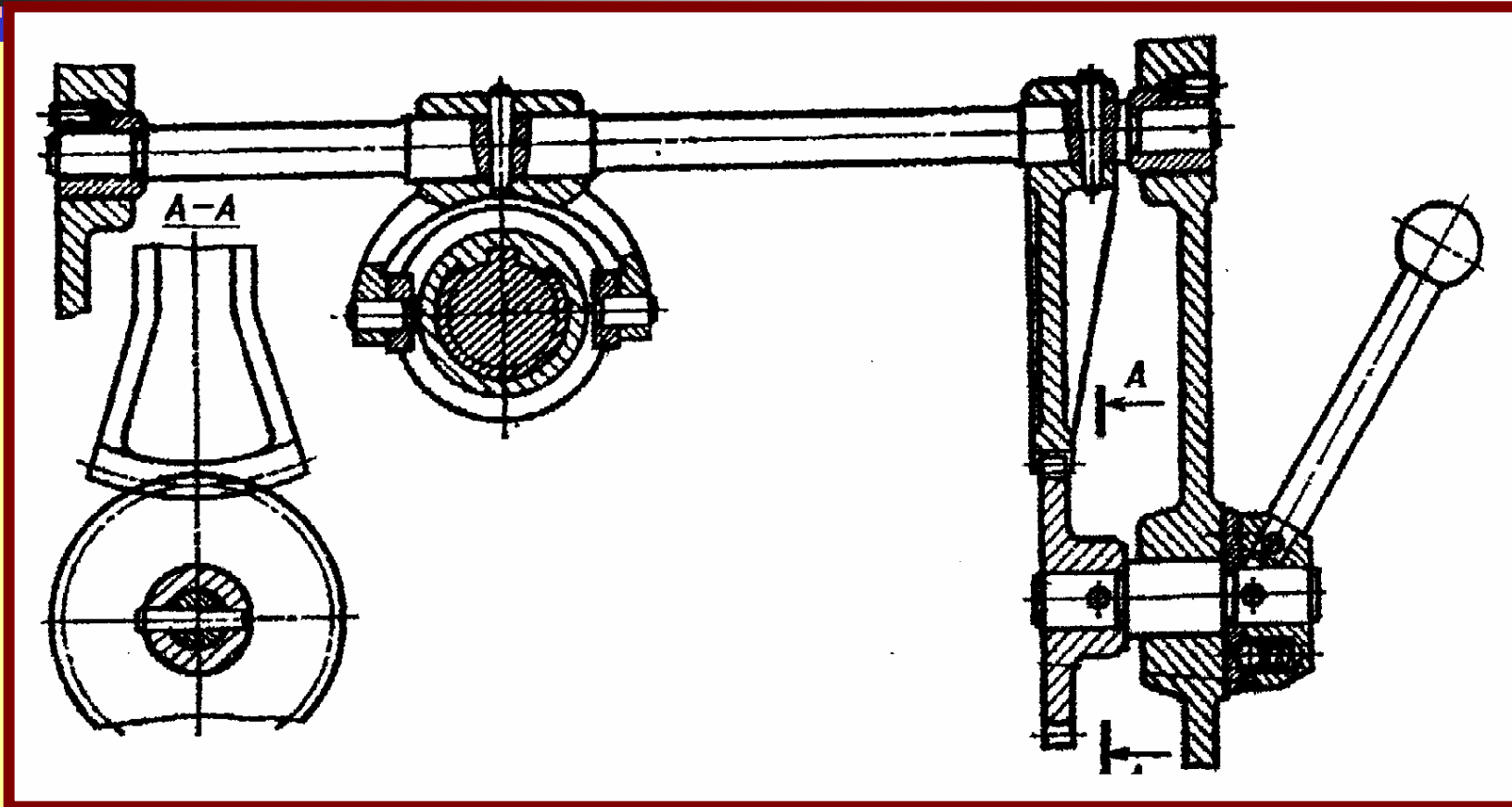
■ Корпус коробки
скоростей ВСС



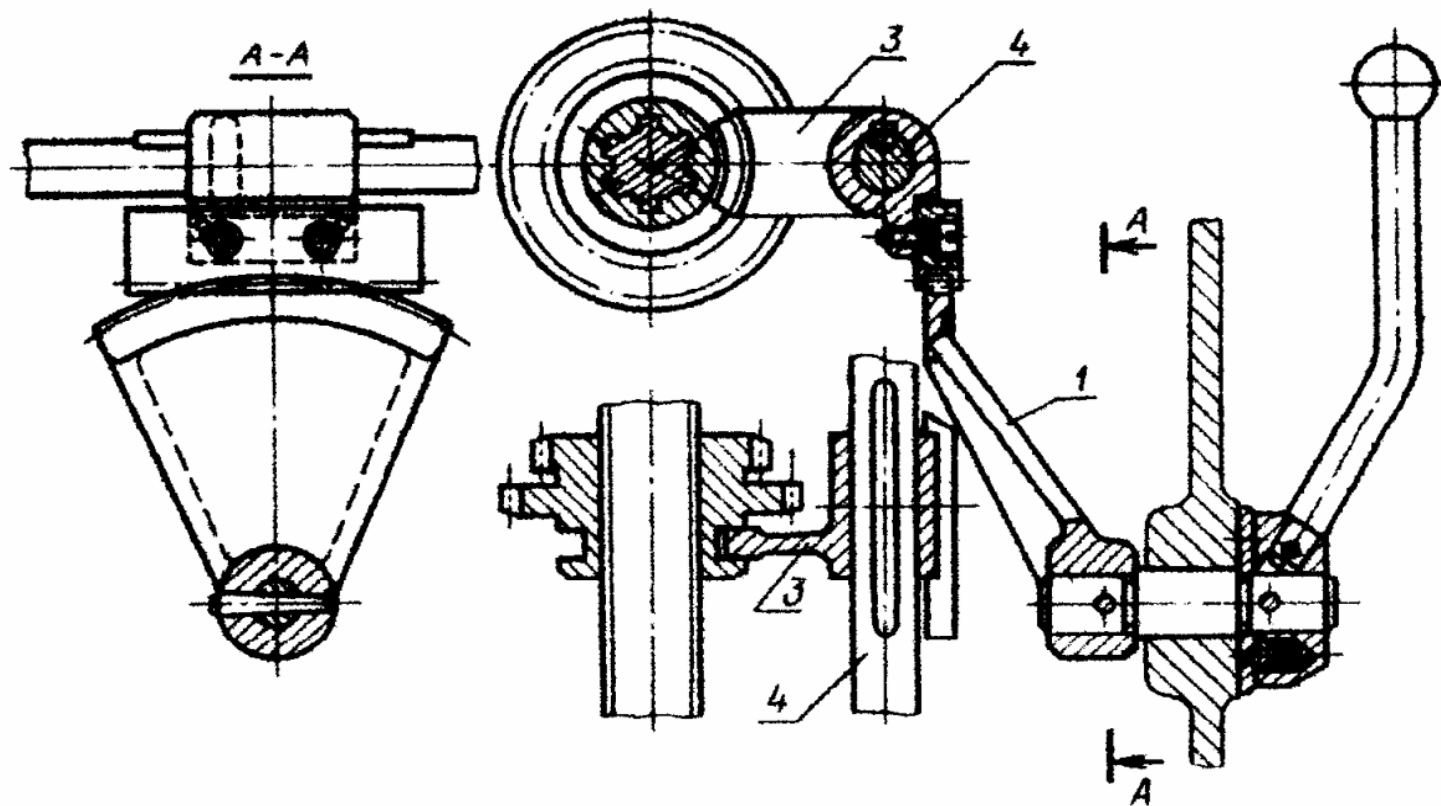
Конструирование механизмов переключения скоростей



Конструирование механизмов переключения скоростей

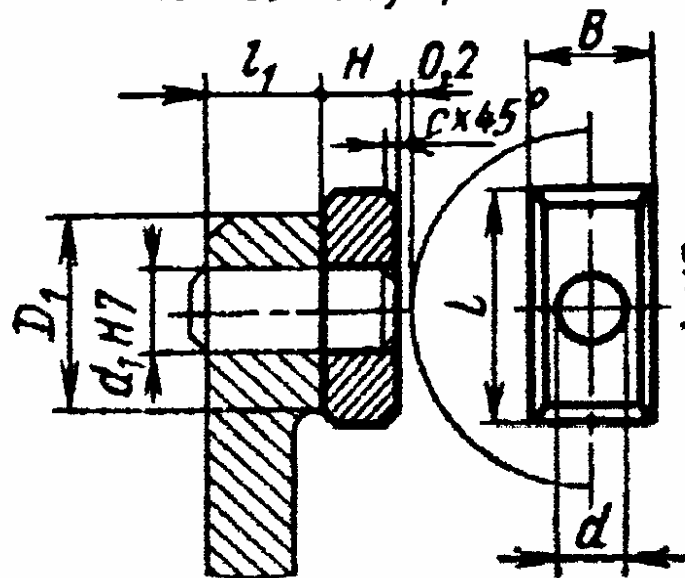


Конструирование механизмов переключения скоростей

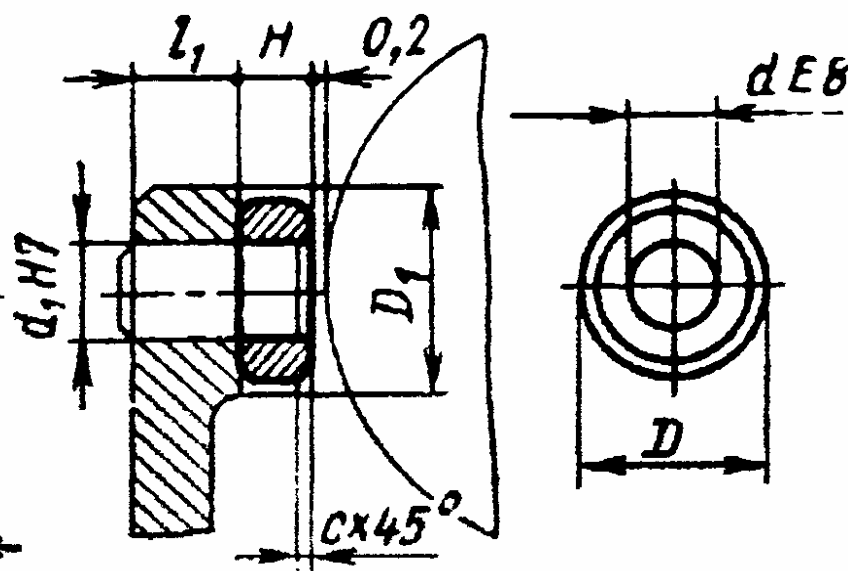


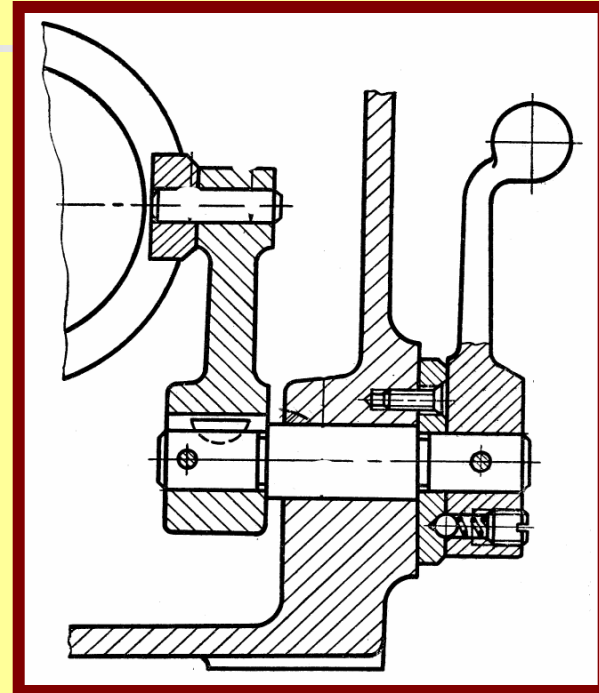
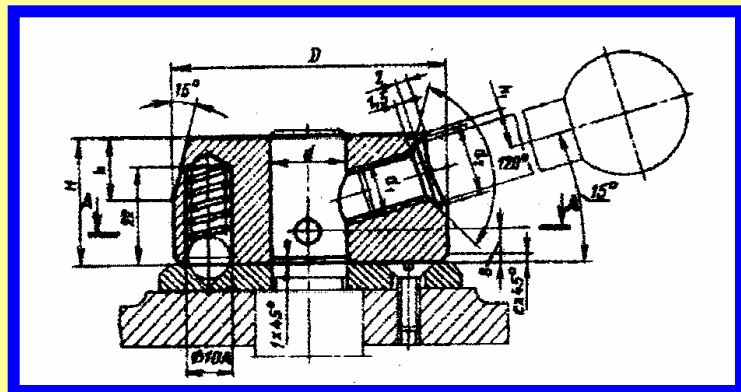
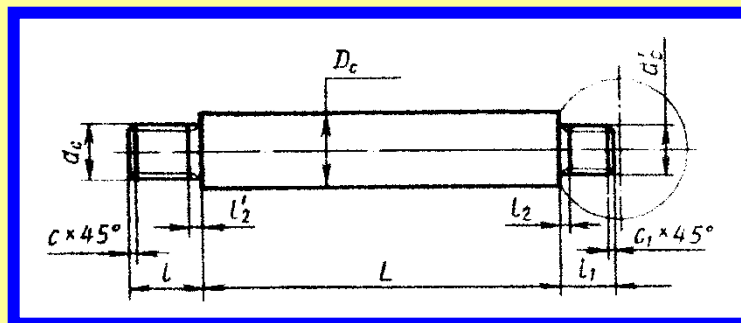
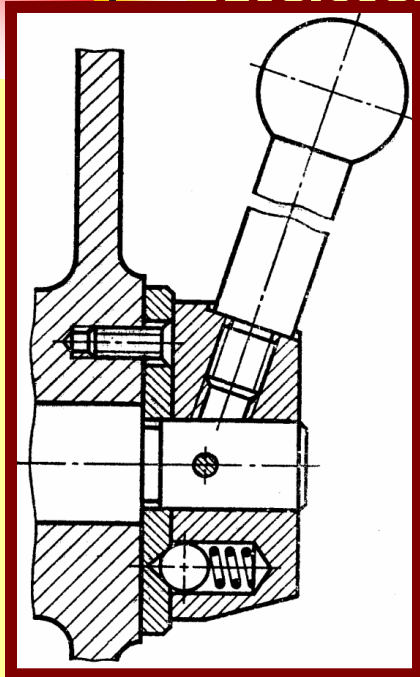
Конструирование механизмов переключения скоростей

Материал: СЧ21-40
текстолит, бронза

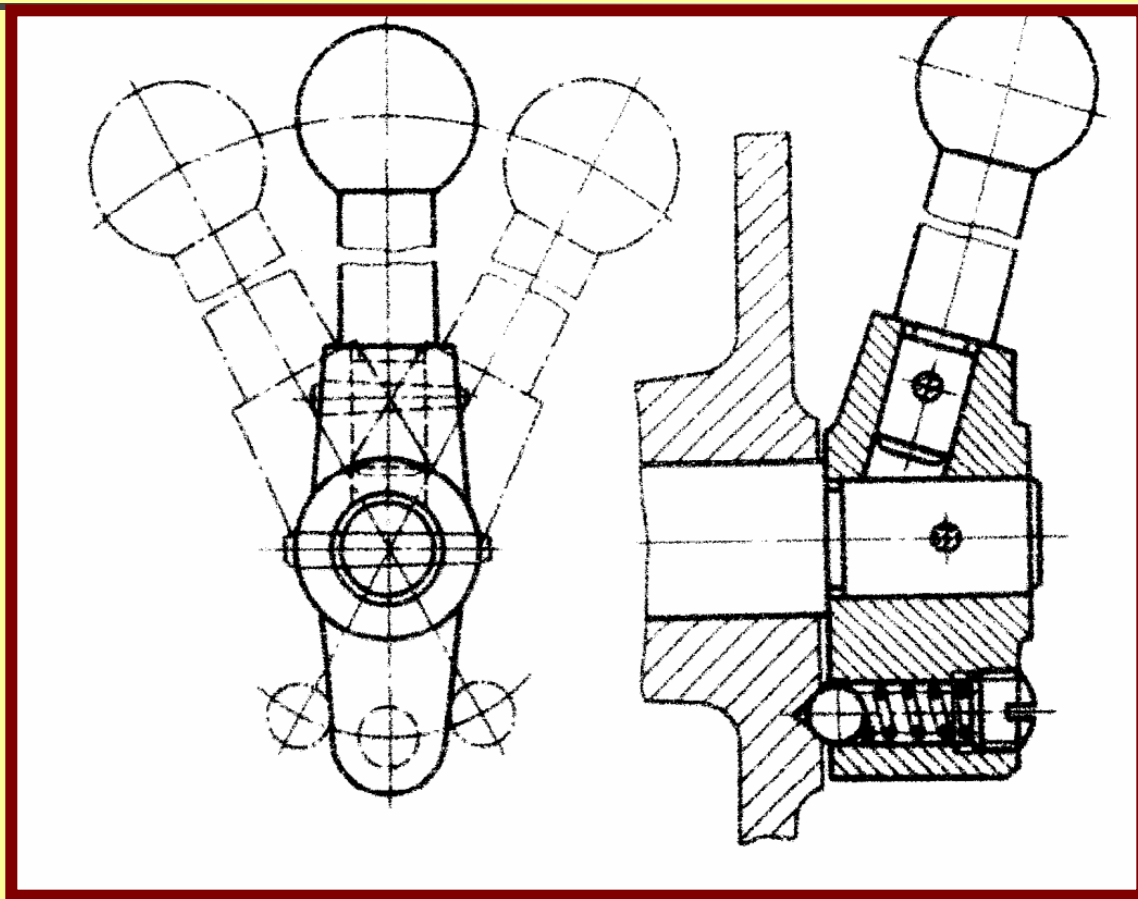


Материал: Сталь 40Х
закалка в масле HRC 48

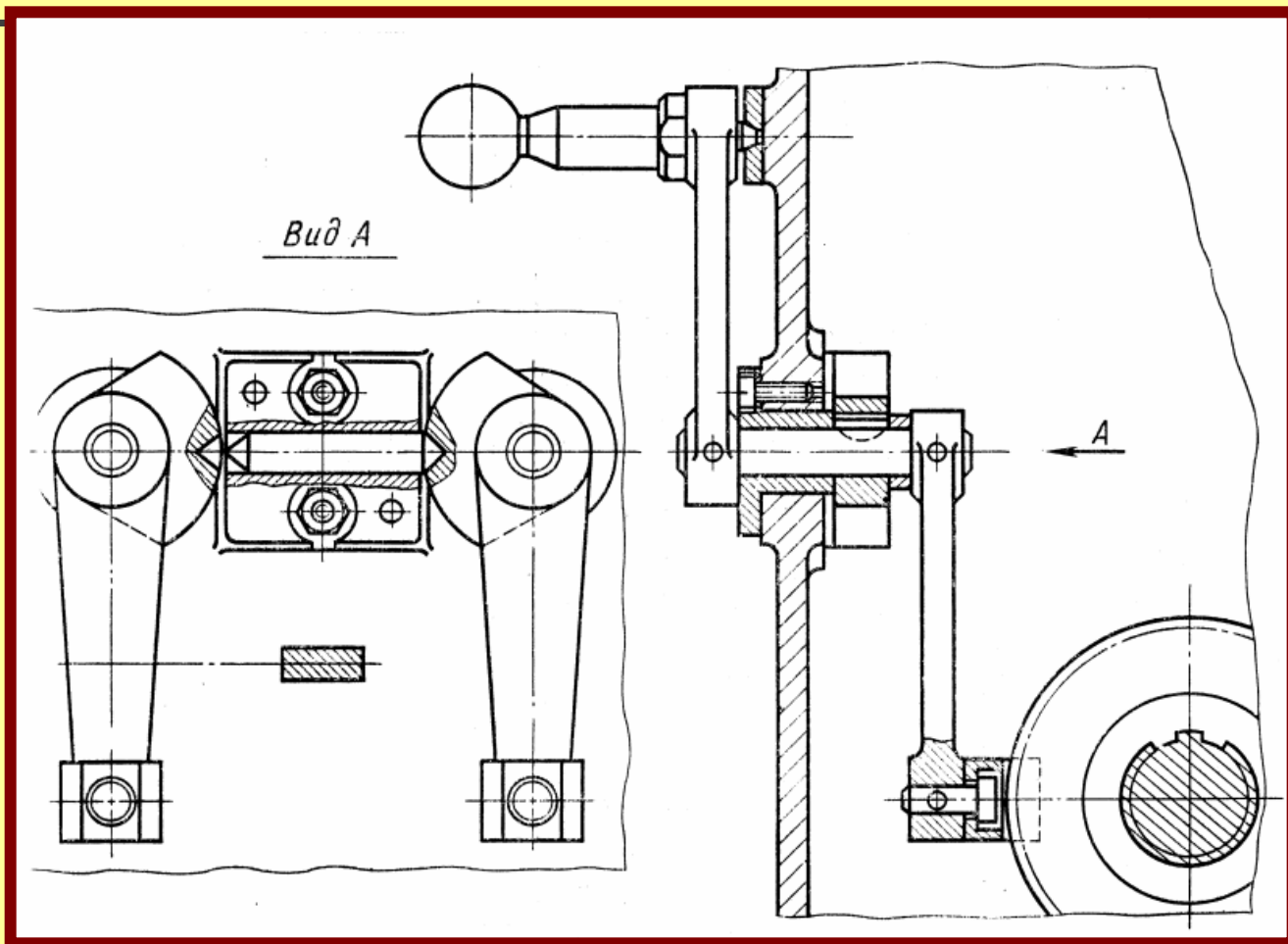




Конструирование механизмов переключения скоростей

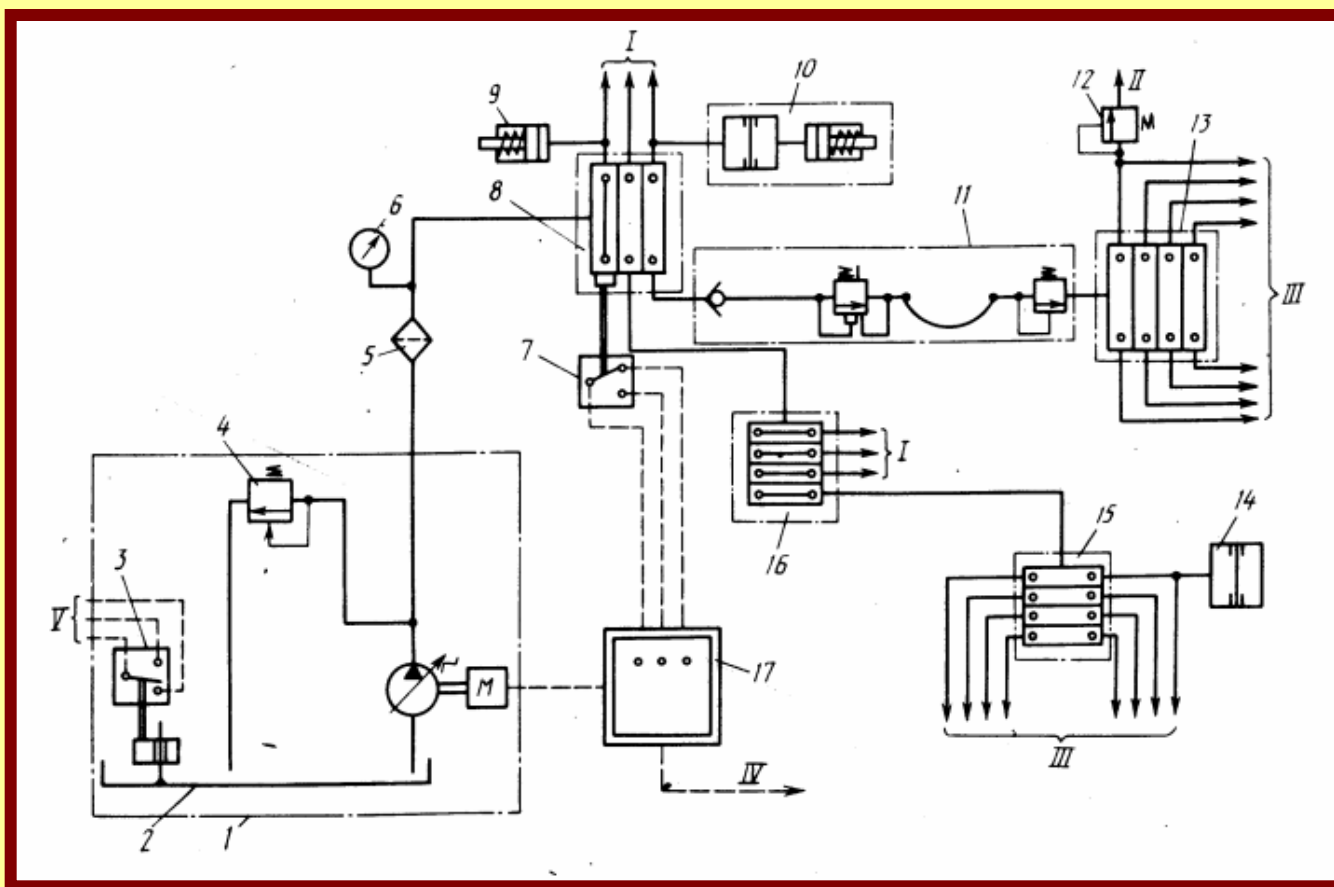


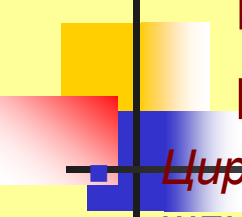
Конструирование механизмов переключения скоростей



Выбор систем смазки и конструирование смазочных устройств

Последовательная система смазки





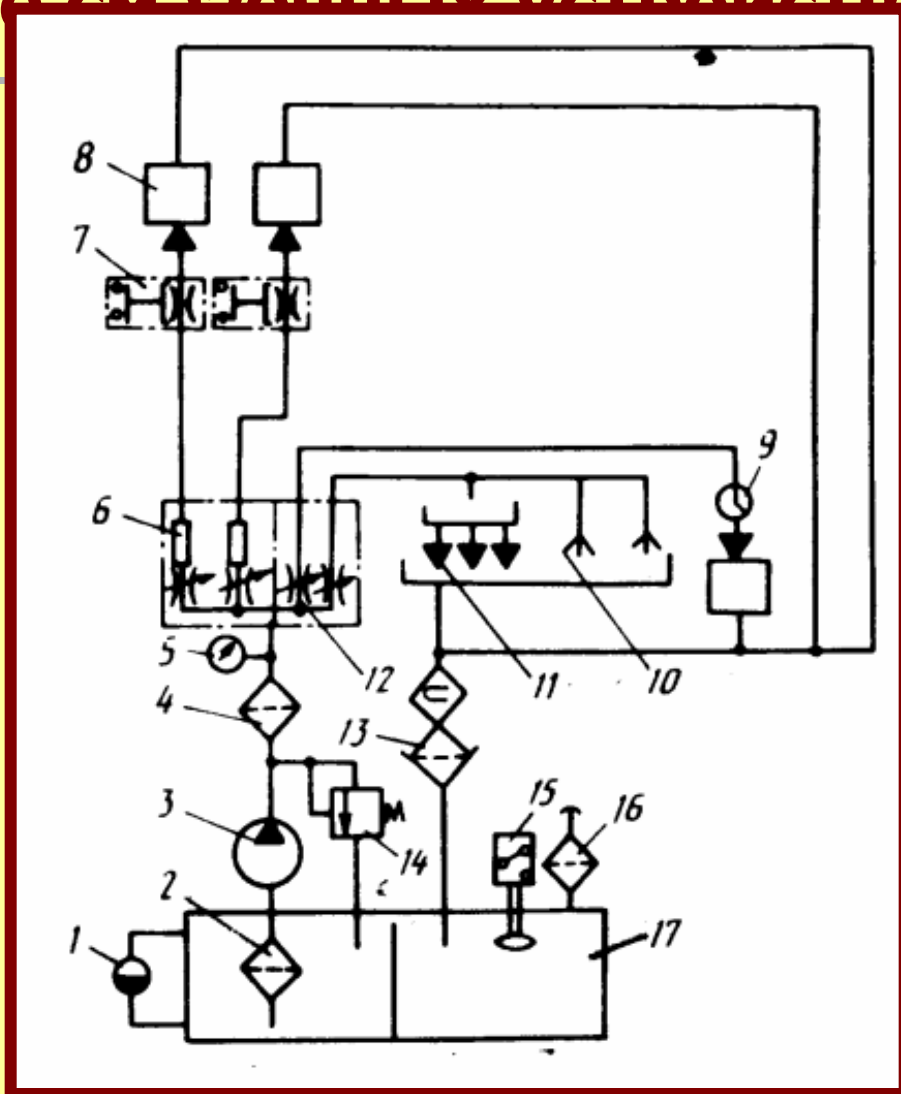
Выбор систем смазки и конструирование смазочных устройств

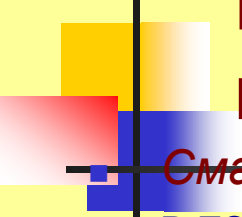
Циркуляционная смазка применяется в первую очередь для шпиндельных узлов, работающих при напряженных режимах (значительные числа оборотов, высокие нагрузки). Циркуляционная система смазки включает в себя систему охлаждения смазки. В большинстве станков система циркуляционной смазки — общая для шпинделя и коробок скоростей. Поскольку радиально-упорные подшипники (шариковые и ро-ликовые) производят насосное действие, смазку следует подавать в зону всасывания. При выходе смазки из нижнего подшипника она поступает в ванну с хорошим уплотнением.

- *Капельная смазка.* Дозировка объема поступающей в подшипник смазки осуществляется с помощью игольчатых капельных или фитильных капельных масленок. При капельной смазке тепловыделение в подшипниках невелико и поэтому ее широко применяют для смазки цилиндророликовых подшипников шпиндельных узлов. При капельной смазке масло из подшипника обычно стекает в общую систему смазки станка и для смазки подшипников шпинделя повторно не используется.

Выбор систем смазки и конструирование смазочных устройств

Импульсная система смазки





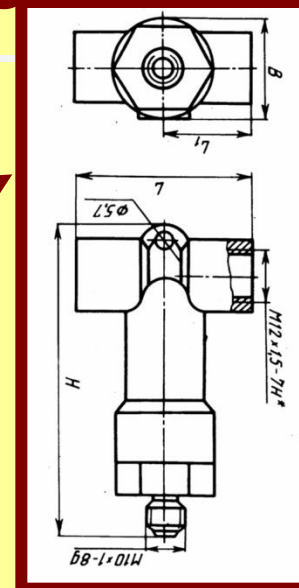
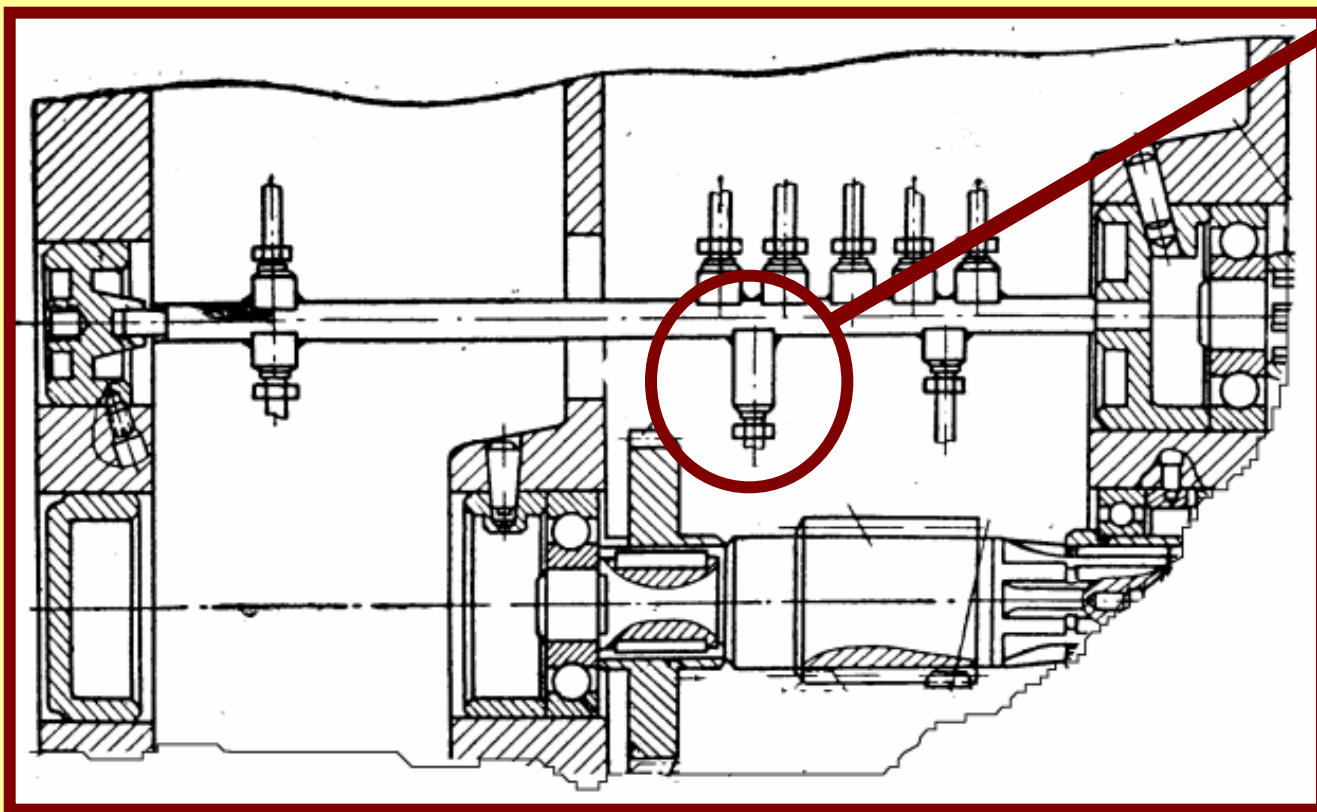
Выбор систем смазки и конструирование смазочных устройств

Смазка масляным туманом. Достоинства этой смазки заключаются в том что в подшипники подается малое количество смазки, осуществляется интенсивное охлаждение подшипника сжатым воздухом, избыточное давление воздуха в подшипнике препятствует проникновению в подшипники внешнего загрязнения, подшипники постоянно и равномерно обеспечиваются смазкой. Масляный туман образуется с помощью специальных приборов — туманообразователей.

- *Смазка впрыскиванием.* Для смазки подшипников, работающих в особо напряженных условиях (очень высокие числа оборотов, высокие температуры), применяется смазка впрыскиванием.

Выбор систем смазки и конструирование смазочных устройств

Вид системы смазки на чертеже

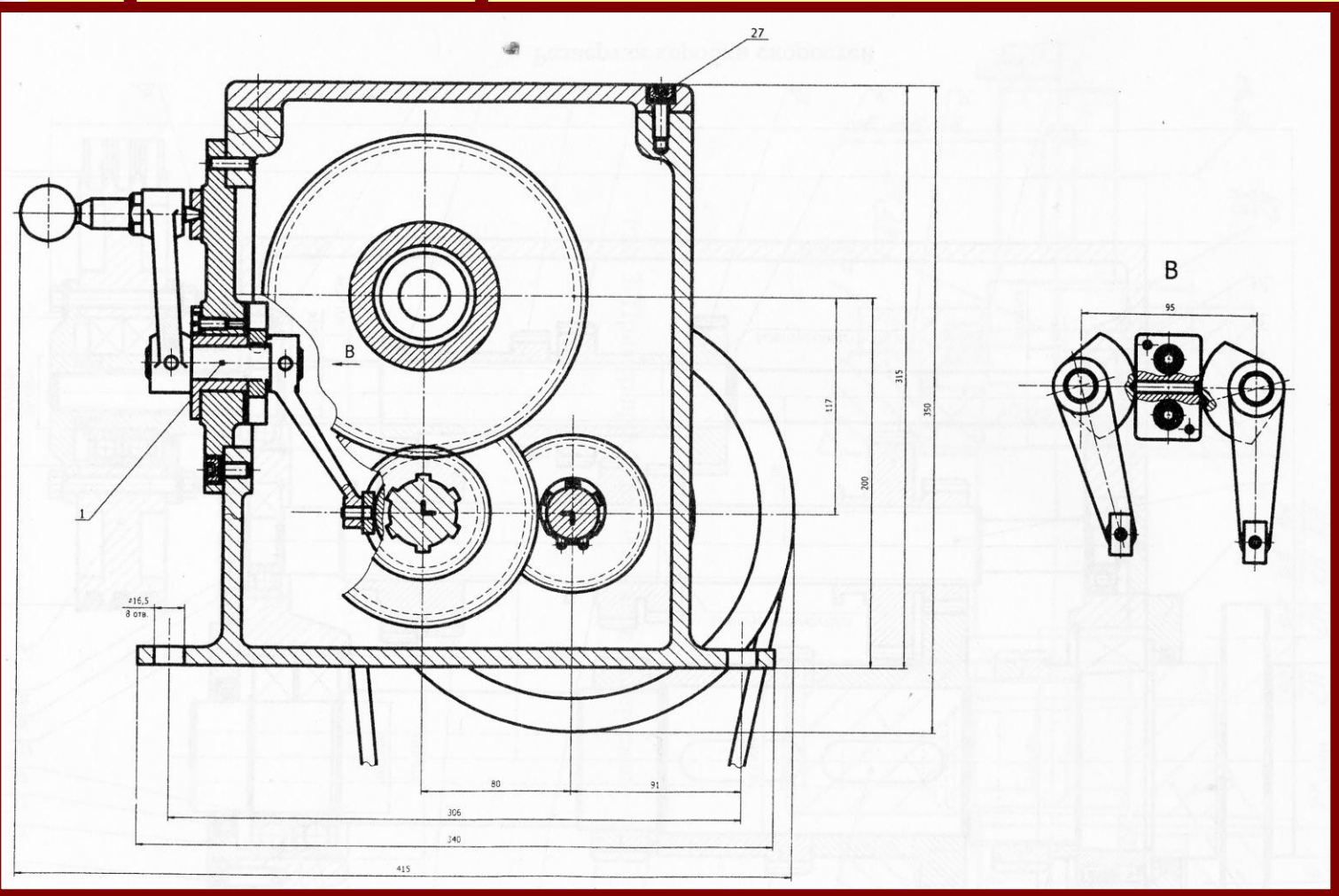


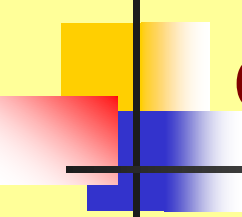
Technical drawing of a mechanical assembly in cross-section. The drawing shows a central shaft with various components and dimensions. Key features include:

- Dimensions:**
 - Overall length: 670
 - Shaft diameter: $\phi 20$
 - Internal diameters: $\phi 10$, $\phi 12$, $\phi 14$, $\phi 16$, $\phi 18$, $\phi 20$, $\phi 22$, $\phi 24$, $\phi 26$, $\phi 28$, $\phi 30$, $\phi 32$, $\phi 34$, $\phi 36$, $\phi 38$, $\phi 40$, $\phi 42$, $\phi 44$, $\phi 46$, $\phi 48$, $\phi 50$, $\phi 52$, $\phi 54$, $\phi 56$, $\phi 58$, $\phi 60$, $\phi 62$, $\phi 64$, $\phi 66$, $\phi 68$, $\phi 70$, $\phi 72$, $\phi 74$, $\phi 76$, $\phi 78$, $\phi 80$, $\phi 82$, $\phi 84$, $\phi 86$, $\phi 88$, $\phi 90$, $\phi 92$, $\phi 94$, $\phi 96$, $\phi 98$, $\phi 100$, $\phi 102$, $\phi 104$, $\phi 106$, $\phi 108$, $\phi 110$, $\phi 112$, $\phi 114$, $\phi 116$, $\phi 118$, $\phi 120$, $\phi 122$, $\phi 124$, $\phi 126$, $\phi 128$, $\phi 130$, $\phi 132$, $\phi 134$, $\phi 136$, $\phi 138$, $\phi 140$, $\phi 142$, $\phi 144$, $\phi 146$, $\phi 148$, $\phi 150$, $\phi 152$, $\phi 154$, $\phi 156$, $\phi 158$, $\phi 160$, $\phi 162$, $\phi 164$, $\phi 166$, $\phi 168$, $\phi 170$, $\phi 172$, $\phi 174$, $\phi 176$, $\phi 178$, $\phi 180$, $\phi 182$, $\phi 184$, $\phi 186$, $\phi 188$, $\phi 190$, $\phi 192$, $\phi 194$, $\phi 196$, $\phi 198$, $\phi 200$, $\phi 202$, $\phi 204$, $\phi 206$, $\phi 208$, $\phi 210$, $\phi 212$, $\phi 214$, $\phi 216$, $\phi 218$, $\phi 220$, $\phi 222$, $\phi 224$, $\phi 226$, $\phi 228$, $\phi 230$, $\phi 232$, $\phi 234$, $\phi 236$, $\phi 238$, $\phi 240$, $\phi 242$, $\phi 244$, $\phi 246$, $\phi 248$, $\phi 250$, $\phi 252$, $\phi 254$, $\phi 256$, $\phi 258$, $\phi 260$, $\phi 262$, $\phi 264$, $\phi 266$, $\phi 268$, $\phi 270$, $\phi 272$, $\phi 274$, $\phi 276$, $\phi 278$, $\phi 280$, $\phi 282$, $\phi 284$, $\phi 286$, $\phi 288$, $\phi 290$, $\phi 292$, $\phi 294$, $\phi 296$, $\phi 298$, $\phi 300$, $\phi 302$, $\phi 304$, $\phi 306$, $\phi 308$, $\phi 310$, $\phi 312$, $\phi 314$, $\phi 316$, $\phi 318$, $\phi 320$, $\phi 322$, $\phi 324$, $\phi 326$, $\phi 328$, $\phi 330$, $\phi 332$, $\phi 334$, $\phi 336$, $\phi 338$, $\phi 340$, $\phi 342$, $\phi 344$, $\phi 346$, $\phi 348$, $\phi 350$, $\phi 352$, $\phi 354$, $\phi 356$, $\phi 358$, $\phi 360$, $\phi 362$, $\phi 364$, $\phi 366$, $\phi 368$, $\phi 370$, $\phi 372$, $\phi 374$, $\phi 376$, $\phi 378$, $\phi 380$, $\phi 382$, $\phi 384$, $\phi 386$, $\phi 388$, $\phi 390$, $\phi 392$, $\phi 394$, $\phi 396$, $\phi 398$, $\phi 400$, $\phi 402$, $\phi 404$, $\phi 406$, $\phi 408$, $\phi 410$, $\phi 412$, $\phi 414$, $\phi 416$, $\phi 418$, $\phi 420$, $\phi 422$, $\phi 424$, $\phi 426$, $\phi 428$, $\phi 430$, $\phi 432$, $\phi 434$, $\phi 436$, $\phi 438$, $\phi 440$, $\phi 442$, $\phi 444$, $\phi 446$, $\phi 448$, $\phi 450$, $\phi 452$, $\phi 454$, $\phi 456$, $\phi 458$, $\phi 460$, $\phi 462$, $\phi 464$, $\phi 466$, $\phi 468$, $\phi 470$, $\phi 472$, $\phi 474$, $\phi 476$, $\phi 478$, $\phi 480$, $\phi 482$, $\phi 484$, $\phi 486$, $\phi 488$, $\phi 490$, $\phi 492$, $\phi 494$, $\phi 496$, $\phi 498$, $\phi 500$, $\phi 502$, $\phi 504$, $\phi 506$, $\phi 508$, $\phi 510$, $\phi 512$, $\phi 514$, $\phi 516$, $\phi 518$, $\phi 520$, $\phi 522$, $\phi 524$, $\phi 526$, $\phi 528$, $\phi 530$, $\phi 532$, $\phi 534$, $\phi 536$, $\phi 538$, $\phi 540$, $\phi 542$, $\phi 544$, $\phi 546$, $\phi 548$, $\phi 550$, $\phi 552$, $\phi 554$, $\phi 556$, $\phi 558$, $\phi 560$, $\phi 562$, $\phi 564$, $\phi 566$, $\phi 568$, $\phi 570$, $\phi 572$, $\phi 574$, $\phi 576$, $\phi 578$, $\phi 580$, $\phi 582$, $\phi 584$, $\phi 586$, $\phi 588$, $\phi 590$, $\phi 592$, $\phi 594$, $\phi 596$, $\phi 598$, $\phi 600$, $\phi 602$, $\phi 604$, $\phi 606$, $\phi 608$, $\phi 610$, $\phi 612$, $\phi 614$, $\phi 616$, $\phi 618$, $\phi 620$, $\phi 622$, $\phi 624$, $\phi 626$, $\phi 628$, $\phi 630$, $\phi 632$, $\phi 634$, $\phi 636$, $\phi 638$, $\phi 640$, $\phi 642$, $\phi 644$, $\phi 646$, $\phi 648$, $\phi 650$, $\phi 652$, $\phi 654$, $\phi 656$, $\phi 658$, $\phi 660$, $\phi 662$, $\phi 664$, $\phi 666$, $\phi 668$, $\phi 670$, $\phi 672$, $\phi 674$, $\phi 676$, $\phi 678$, $\phi 680$, $\phi 682$, $\phi 684$, $\phi 686$, $\phi 688$, $\phi 690$, $\phi 692$, $\phi 694$, $\phi 696$, $\phi 698$, $\phi 700$, $\phi 702$, $\phi 704$, $\phi 706$, $\phi 708$, $\phi 710$, $\phi 712$, $\phi 714$, $\phi 716$, $\phi 718$, $\phi 720$, $\phi 722$, $\phi 724$, $\phi 726$, $\phi 728$, $\phi 730$, $\phi 732$, $\phi 734$, $\phi 736$, $\phi 738$, $\phi 740$, $\phi 7$

Вычерчивание коробки скоростей

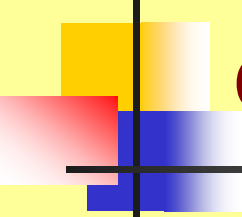
Чертеж свертки





Вычерчивание коробки скоростей

- На обоих чертежах коробки скоростей чертеже должны быть указаны:
- - номера позиций составных частей коробки;
- - габаритные размеры коробки;
- - размеры, предельные отклонения и другие параметры, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу.
- - технические требования;
- - техническая характеристика (при необходимости).



Вычерчивание коробки скоростей

- Чертеж развертки коробки скоростей должен иметь технические требования. Технические требования к чертежу излагают, группируя однородные и близкие по своему характеру требования по возможности в следующей последовательности:
- Число ступеней коробки Z
- Знаменатель геометрического ряда ϕ
- Мощность электродвигателя N
- Вращающий момент на шпинделе T