

# **ВАЛЫ**

## **Вопросы, изложенные в лекции**

- 1 Общие сведения, классификация.
- 2 Элементы конструкции.
- 3 Критерии работоспособности и расчет валов.
- 4 Виды проверочного расчета валов.
- 5 Расчет осей.

# Валы и оси. Общие сведения

**Вал** – деталь машины или механизма предназначенная для поддержания установленных на нем деталей и передачи вращающего момента (рисунок 1). При работе вал испытывает изгиб и кручение, в отдельных случаях – растяжение и сжатие.

**Ось** – только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы (рисунок 2).

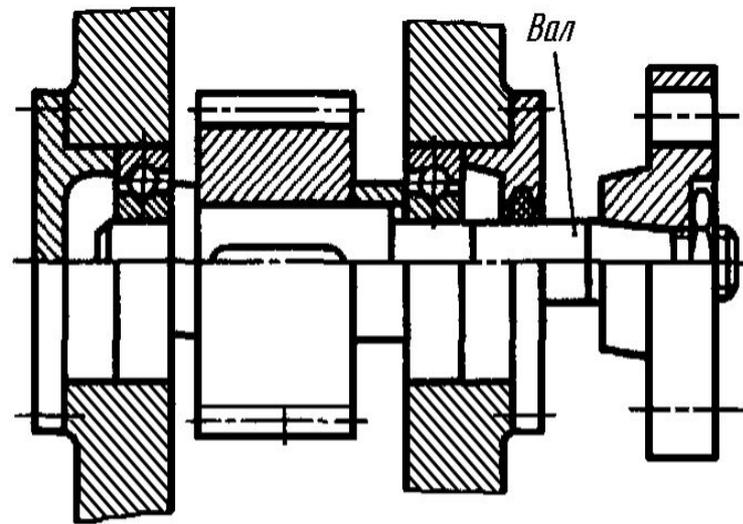


Рисунок 1 – Вал редуктора

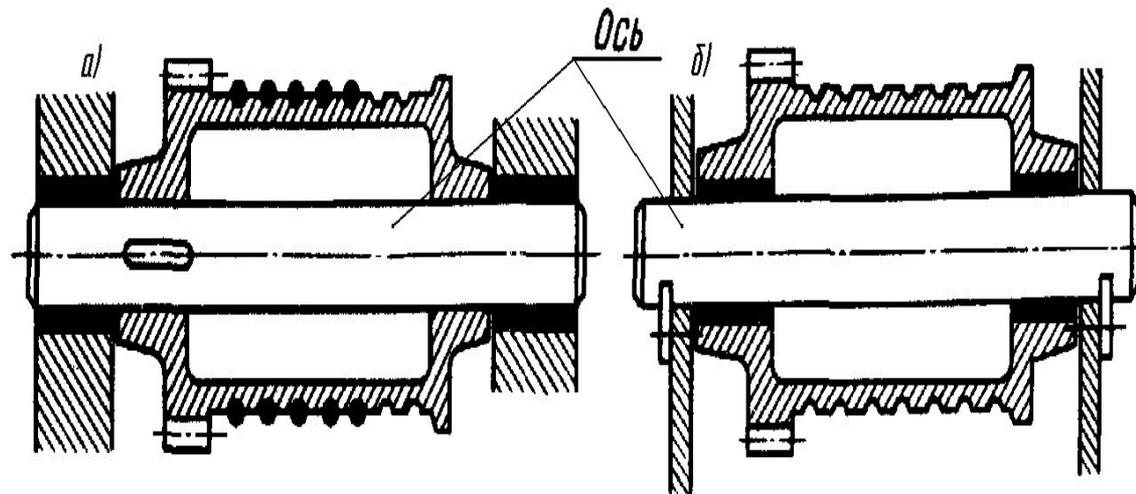


Рисунок 2 – Ось барабана лебёдки:  
а) вращающаяся; б) неподвижная

# Валы и оси. Классификация

## 1 По форме продольной геометрической оси:

1.1 прямые (рисунок 3 а);

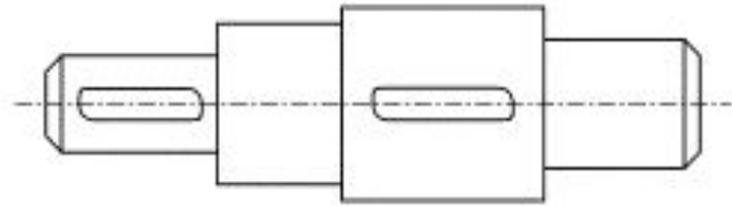
1.2 ступенчатые (рисунок 3 b, c);

1.3 фасонные (коленчатые) (рисунок 3 d);

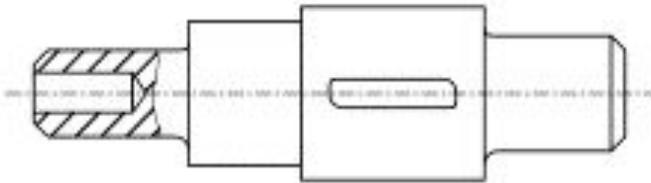
1.4 гибкие (вал бормашины, вал привода спидометра автомобилей) (рисунок 3 е).



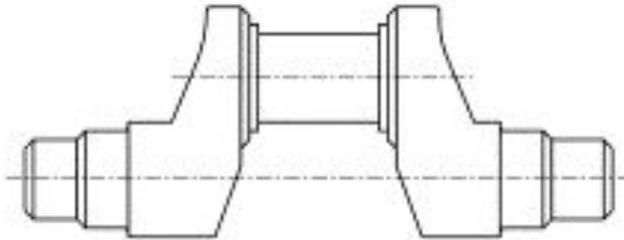
a)



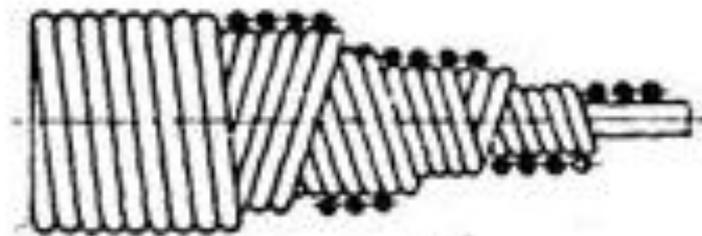
b)



c)



d)



e)

Рисунок 3 – Типы валов (осей): а) прямой; б, с) ступенчатый; д) фасонный; е) гибкий.

# Валы и оси. Классификация

## 2 По функциональному назначению:

2.1 *валы передач*, они несут на себе элементы, передающие вращающий момент (зубчатые или червячные колёса, шкивы, звёздочки, муфты и т.п.) и в большинстве своём снабжены концевыми частями, выступающими за габариты корпуса механизма (рисунок 1);

2.2 *трансмиссионные валы* для распределения мощности одного источника к нескольким потребителям (рисунок 4);

2.3 *коренные валы* – валы, несущие на себе рабочие органы исполнительных механизмов (коренные валы станков, несущие на себе обрабатываемую деталь или инструмент, называют *шпинделями*).

## 3 По типу сечения:

3.1 *сплошные*;

3.2 *полые*.

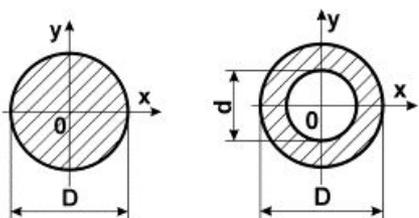
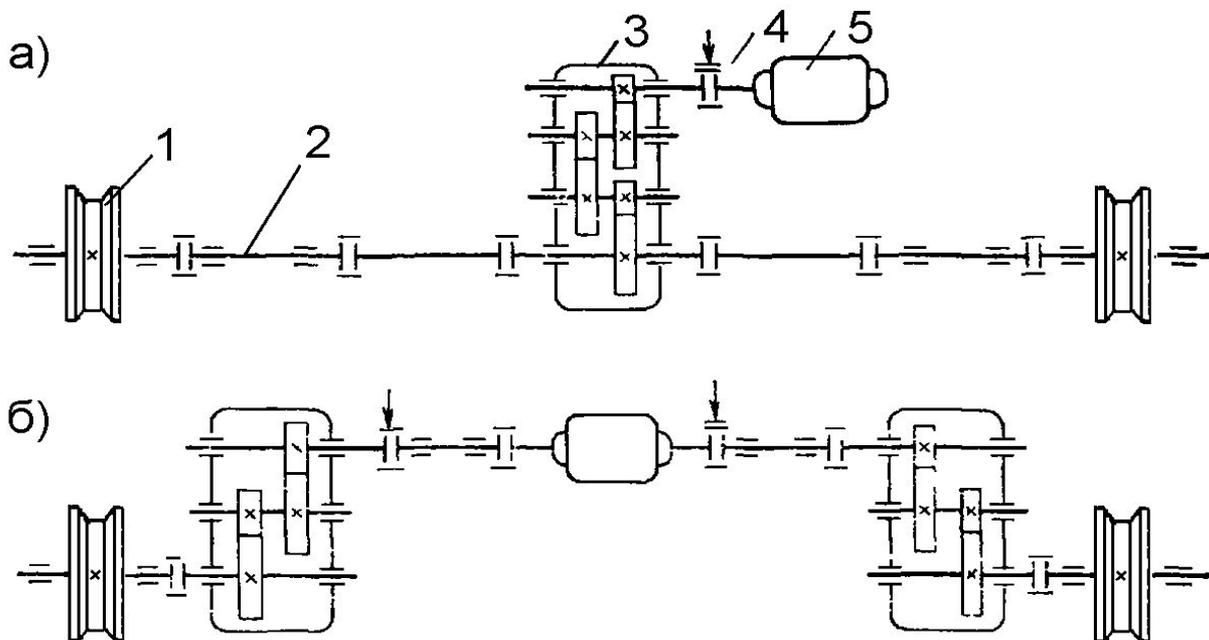
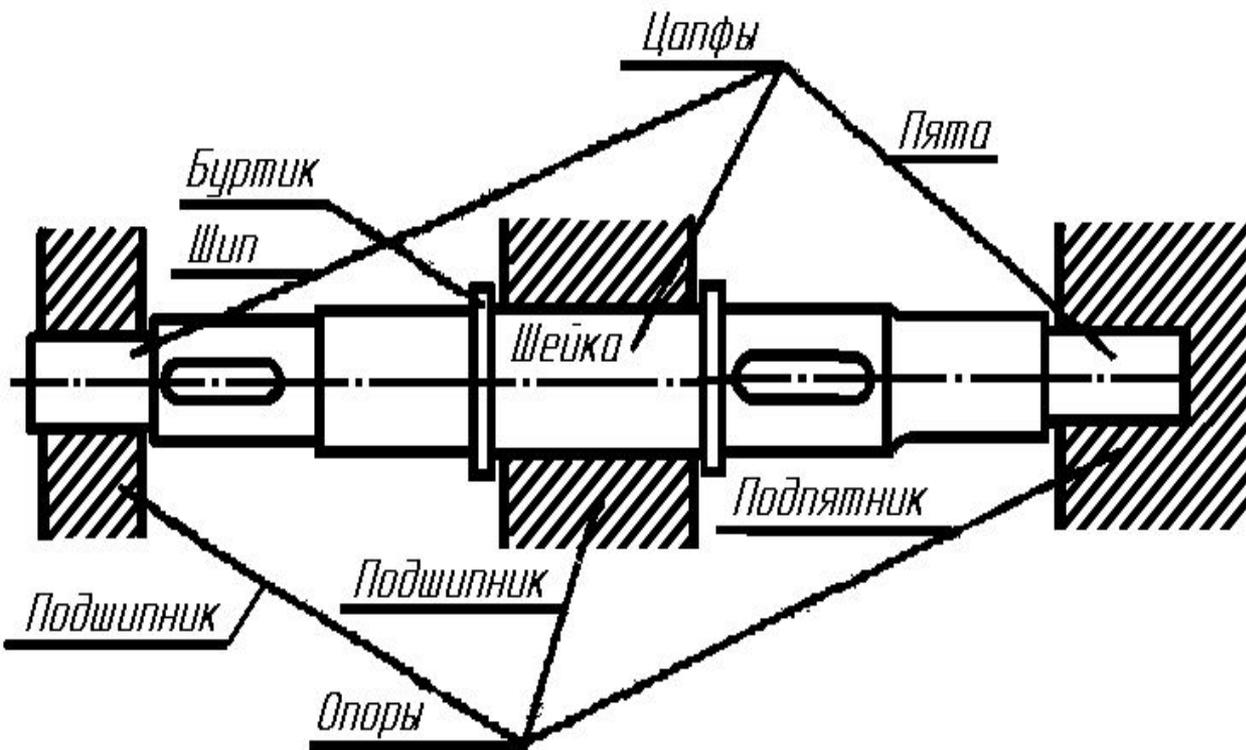


Рисунок 4 – Трансмиссионные валы:  
а - с тихоходным трансмиссионным валом;  
б - с быстроходным трансмиссионным валом



# Элементы конструкции валов



**Цапфа** – опорная часть валов и осей, которая передает действующие на них нагрузки корпусным деталям.

**Шейка** – цапфа в средней части вала.

**Шип** – концевая цапфа, передающая на корпус только радиальную или радиальную и осевую нагрузки вместе.

**Пята** – концевая цапфа, передающая только осевую нагрузку.

Рисунок 5 – Основные элементы вала

**Буртик** – кольцевое утолщение вала малой протяженности, составляющее с ним одно целое и являющееся ограничителем осевого перемещения самого вала или насаженных на него деталей.

**Заплечик** – торцовая поверхность между меньшим и большим диаметрами вала, служащая для опирания насаженных на вал деталей.

**Галтель** – переходная поверхность от цилиндрической части вала к заплечику, выполненная обычно без удаления материала с цилиндрической и торцевой поверхности (рисунок 6 а, в).

# Элементы конструкции валов

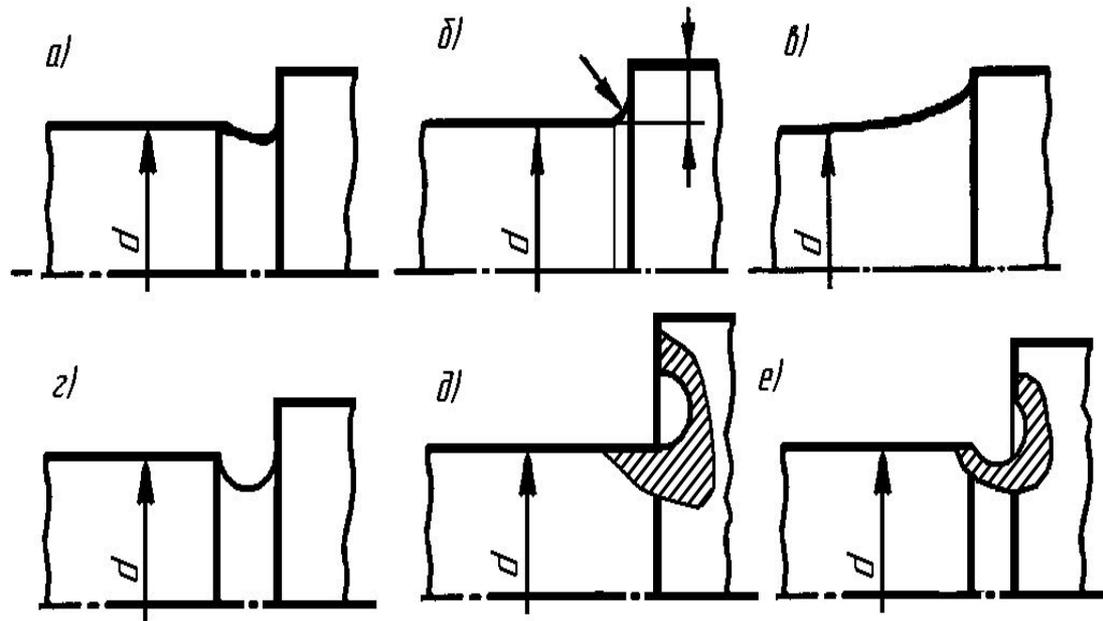


Рисунок 6 – Конструктивные разновидности переходных участков между цилиндрической поверхностью и заплечиком

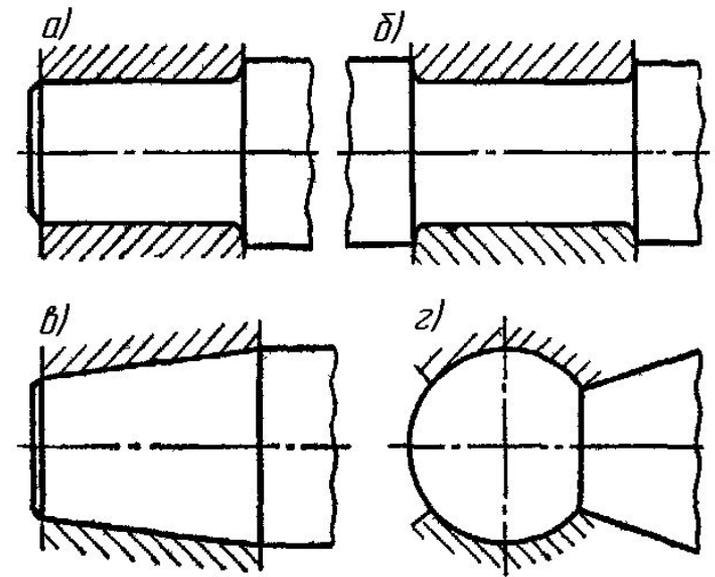


Рисунок 7 – Разновидности цапф

**Канавка** – небольшое углубление на цилиндрической поверхности вала (рисунок 6 а, г, е)

Цапфы валов могут иметь форму различных тел вращения (рисунок 7): цилиндрическую, коническую или сферическую. Шейки и шипы чаще всего выполняют **в форме цилиндра** (рисунок 7 а, б).

# Элементы конструкции валов

Выходные концы валов (рисунок 8, 9) обычно имеют цилиндрическую (рисунок 8) или коническую (рисунок 9) форму и снабжаются шпоночными пазами или шлицами для передачи вращающего момента.

Торцы валов и осей для облегчения постановки на них деталей и в целях безопасности делают с фасками (рисунок 8 а).

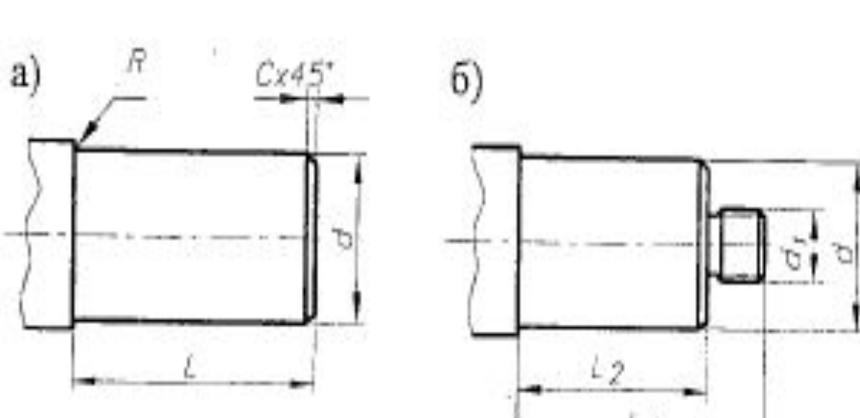


Рисунок 8 – Цилиндрические концы валов: а) гладкий; б) с резьбовым хвостовиком.

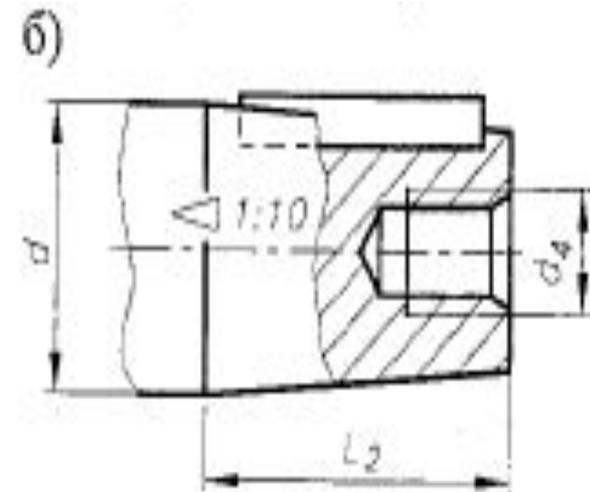
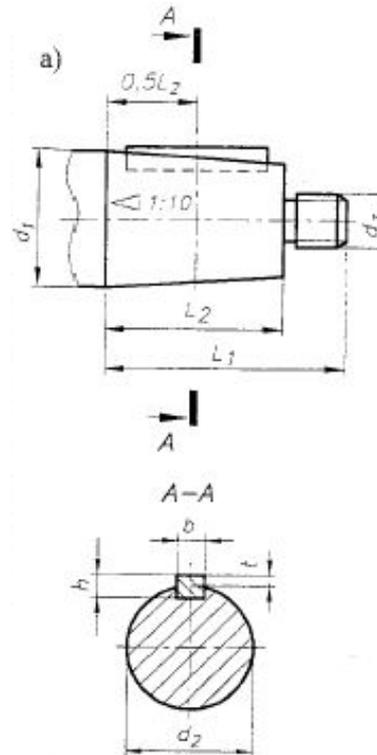


Рисунок 9 – Конические концы валов: а) с наружной резьбой и шпонкой; б) с внутренней резьбой.

# Критерии работоспособности и расчет валов

Основными критериями работоспособности валов и вращающихся осей являются усталостная прочность и жёсткость.

При расчете осей и валов их прочность оценивают по коэффициенту запаса усталостной прочности, а жёсткость – величиной прогиба под действием рабочих нагрузок, углом поворота отдельных сечений (чаще всего опорных сечений цапф) в плоскости осевого сечения и углом закручивания поперечных сечений под действием крутящего момента.

Таким образом, основными расчётными нагрузочными факторами являются крутящие  $T_K$  и изгибающие  $M_u$  моменты. Влияние на прочность вала растягивающих и сжимающих сил само по себе незначительно и обычно не учитывается.

Расчёт вала должен включать три основных этапа:

- 1) *Проектировочный (или просто) расчёт;*
- 2) *формирование расчетной схемы;*
- 3) *проверочный расчёт.*

В некоторых случаях к этим трём этапам расчёта добавляются и другие, например, расчёт на колебания (расчёт вибрационной стойкости), расчёт тепловых деформаций, теплостойкости и т.п.

# Критерии работоспособности и расчет валов

Проектный расчёт валов производят только *на усталостную прочность по передаваемому крутящему моменту  $T_k$* . При этом расчёте определяется наименьший диаметр вала, а с целью компенсации неучтённых изгибных нагрузок и других факторов, влияющих на прочность вала, принимают заниженные значения допускаемых напряжений  $[\tau]_k \approx (15...20)$ МПа:

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{16T_k}{\pi[\tau]_k}}$$

Полученный таким расчётом диаметр вала округляют до ближайшего большего значения из рядов нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69. После определения посадочных диаметров вала, исходя из размеров насаживаемых на вал деталей и условий компоновки, устанавливают длину вала, места концентрации напряжений (шпоночные канавки, галтели и т.д.), назначают шероховатость поверхностей.

К действующим нагрузкам, которые передаются на вал со стороны детали (шкив, звездочка, ЗК и т.д.) или с вала на деталь относятся:

- силы в зацеплении зубчатых и червячных передач;
- нагрузки на валы цепных и ременных передач;
- нагрузки, возникающие при установке муфт в результате неточности монтажа и других ошибок. Они учитываются радиальной консольной нагрузкой.

# Критерии работоспособности и расчет валов

Для входных и выходных валов одноступенчатых цилиндрических и конических редукторов, а также входных валов всех типов редукторов:

$$F_k = 125\sqrt{T_k}$$

Для червячных и выходных валов 2-х, 3-х ступенчатых:

$$F_k = 250\sqrt{T_k}$$

где  $T_k$  – величина передаваемого валом вращающего момента,  $H \cdot м$

При выполнении расчетной схемы вал рассматривают как шарнирно-закрепленную балку (рисунок 10). Положение точки опоры зависит от типа подшипника (рисунок 11):

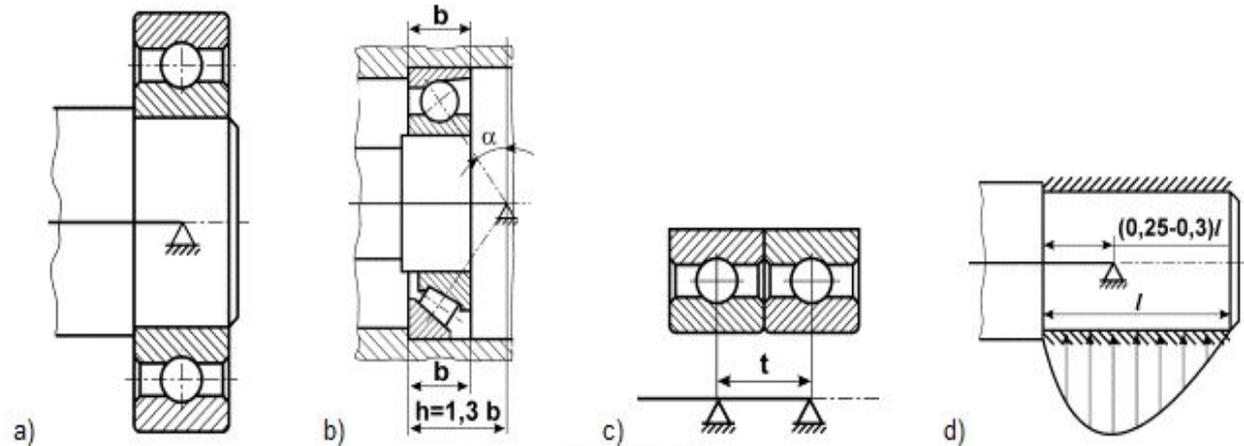
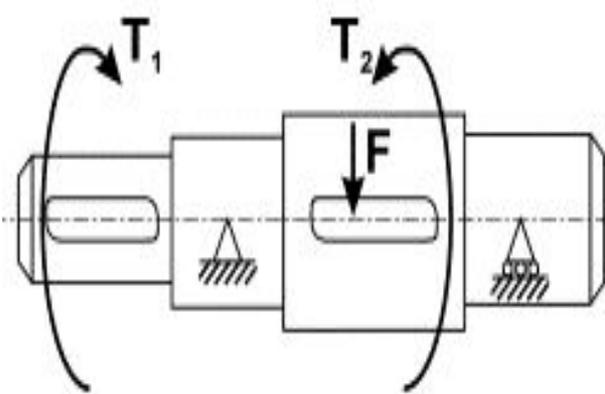


Рисунок 10 –  
Расчетная схема вала

Рисунок 11 – Точка приложения опорной реакции: а) радиальный; б) радиально-упорный; в) сдвоенный; д) скольжения.

# Расчетные схемы редукторных валов

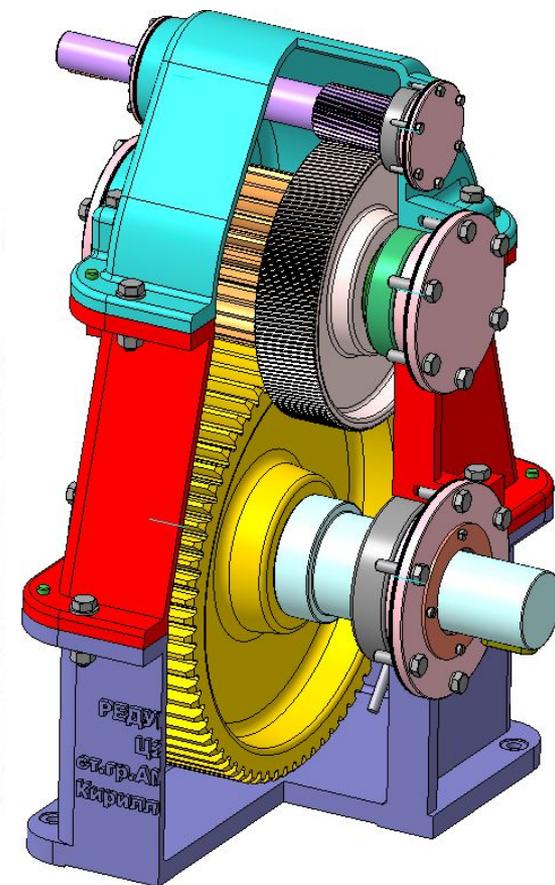
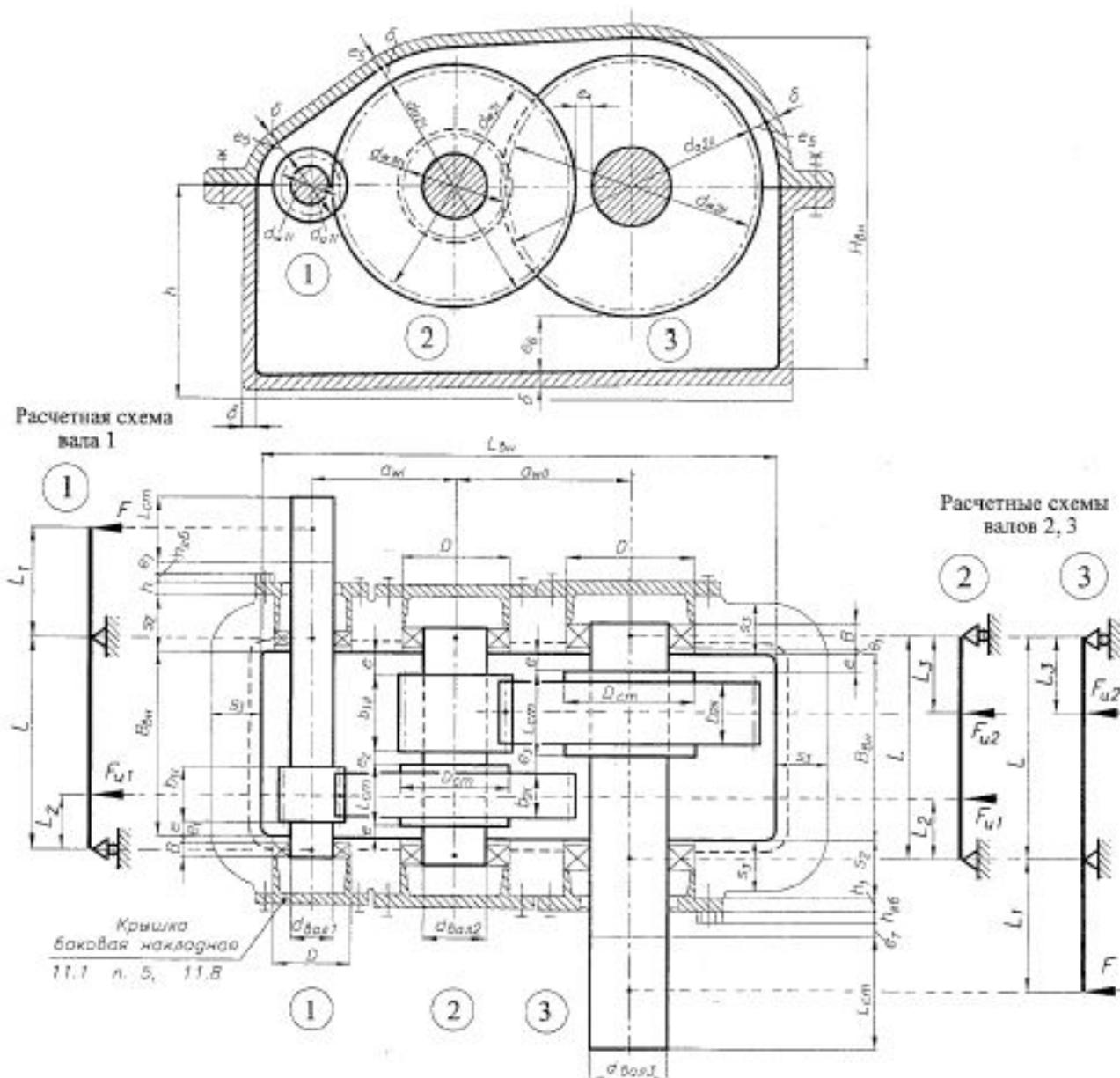
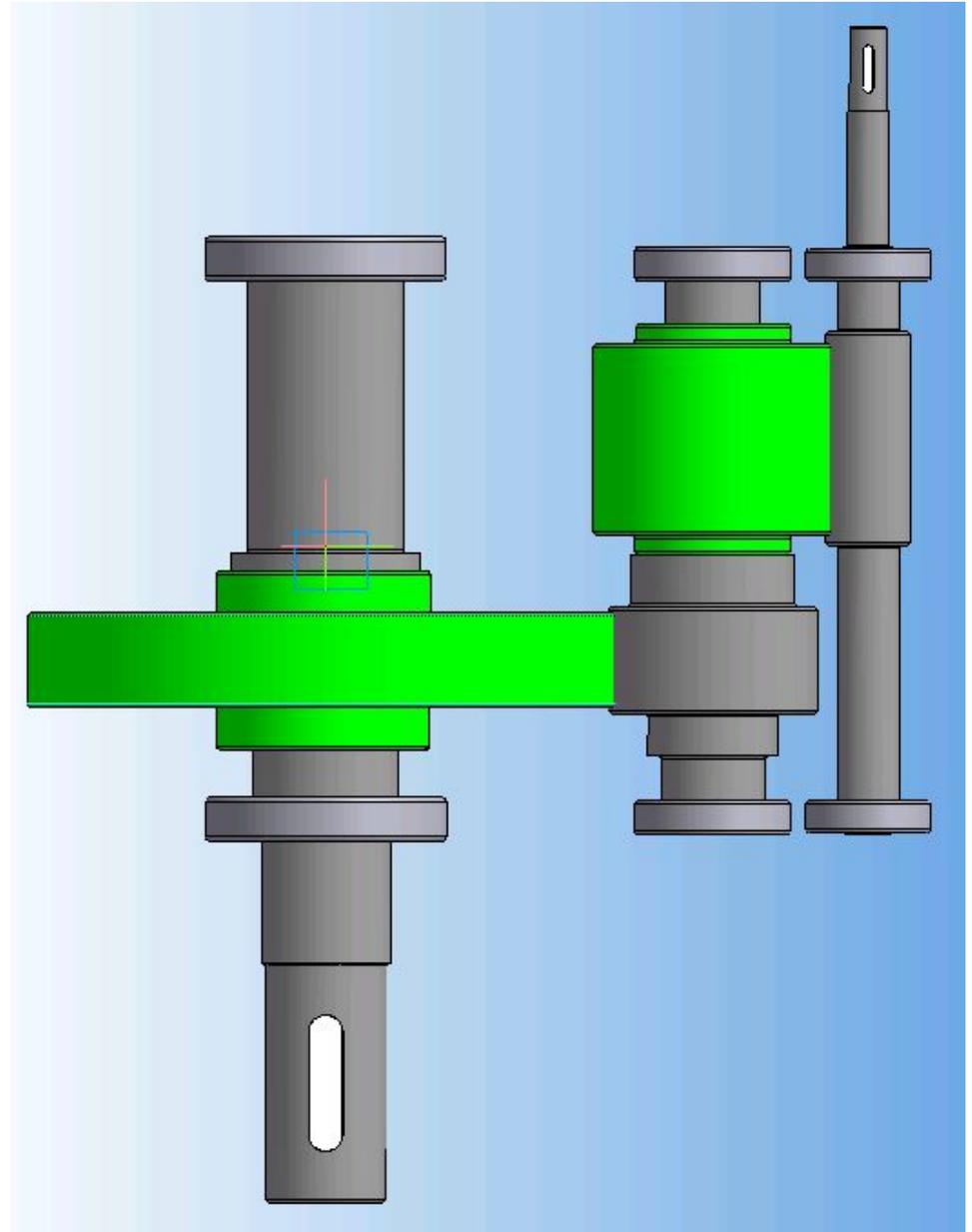
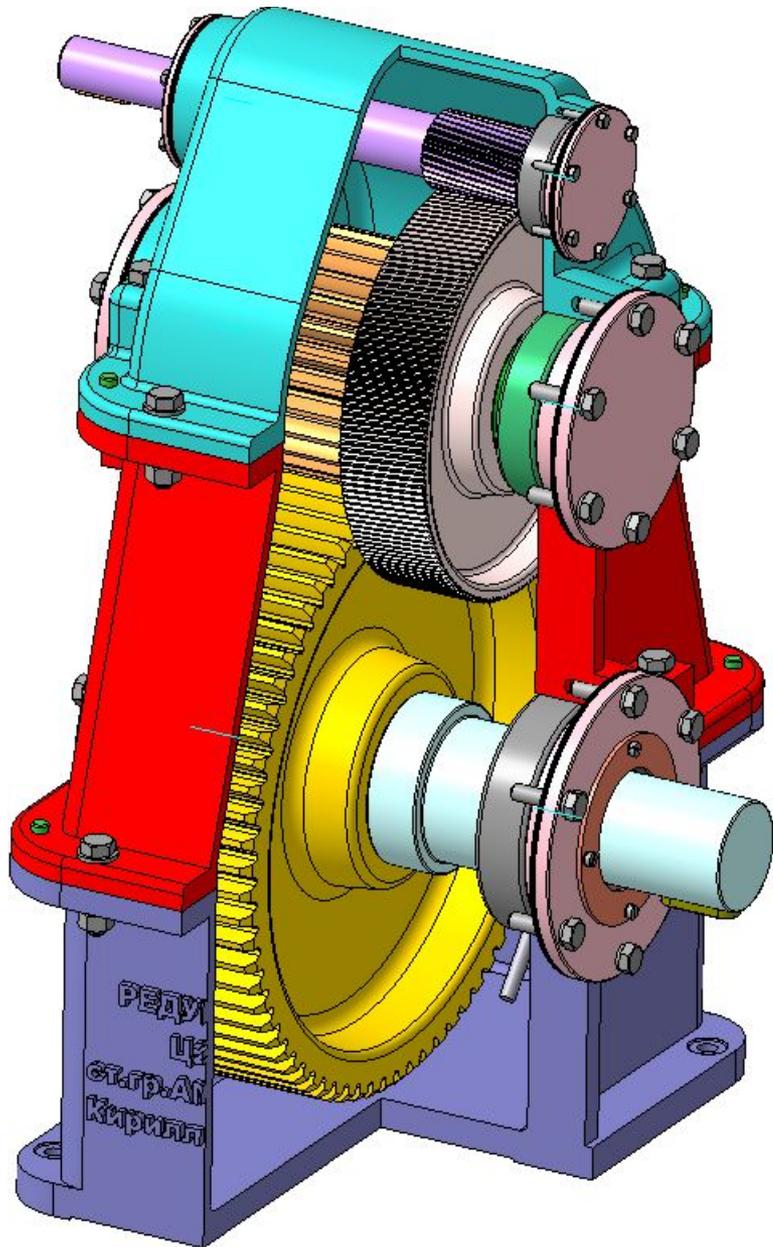
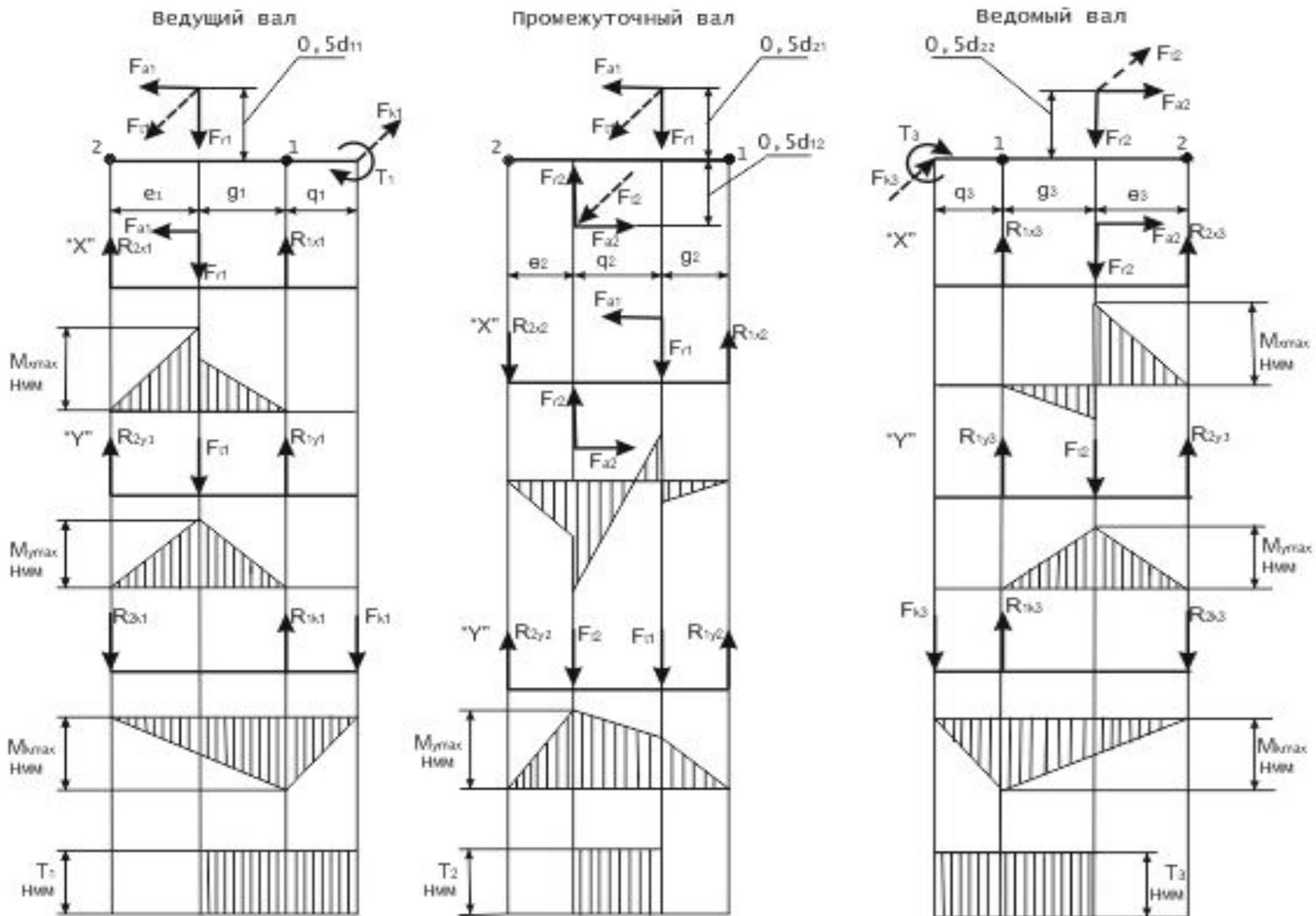


Рисунок 12 – Расчетные схемы редукторов Ц2 и Ц2В

# Расчетные схемы редукторных валов



# Эпюры редукторных валов Ц2



# Расчетные схемы редукторных валов

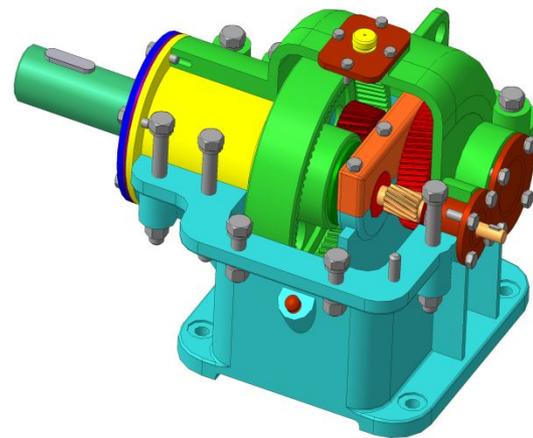
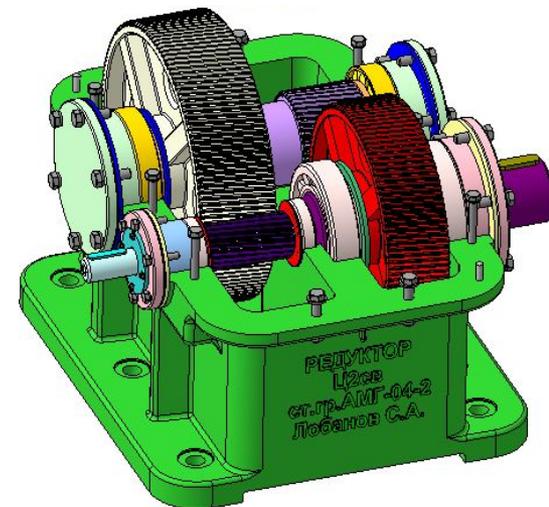
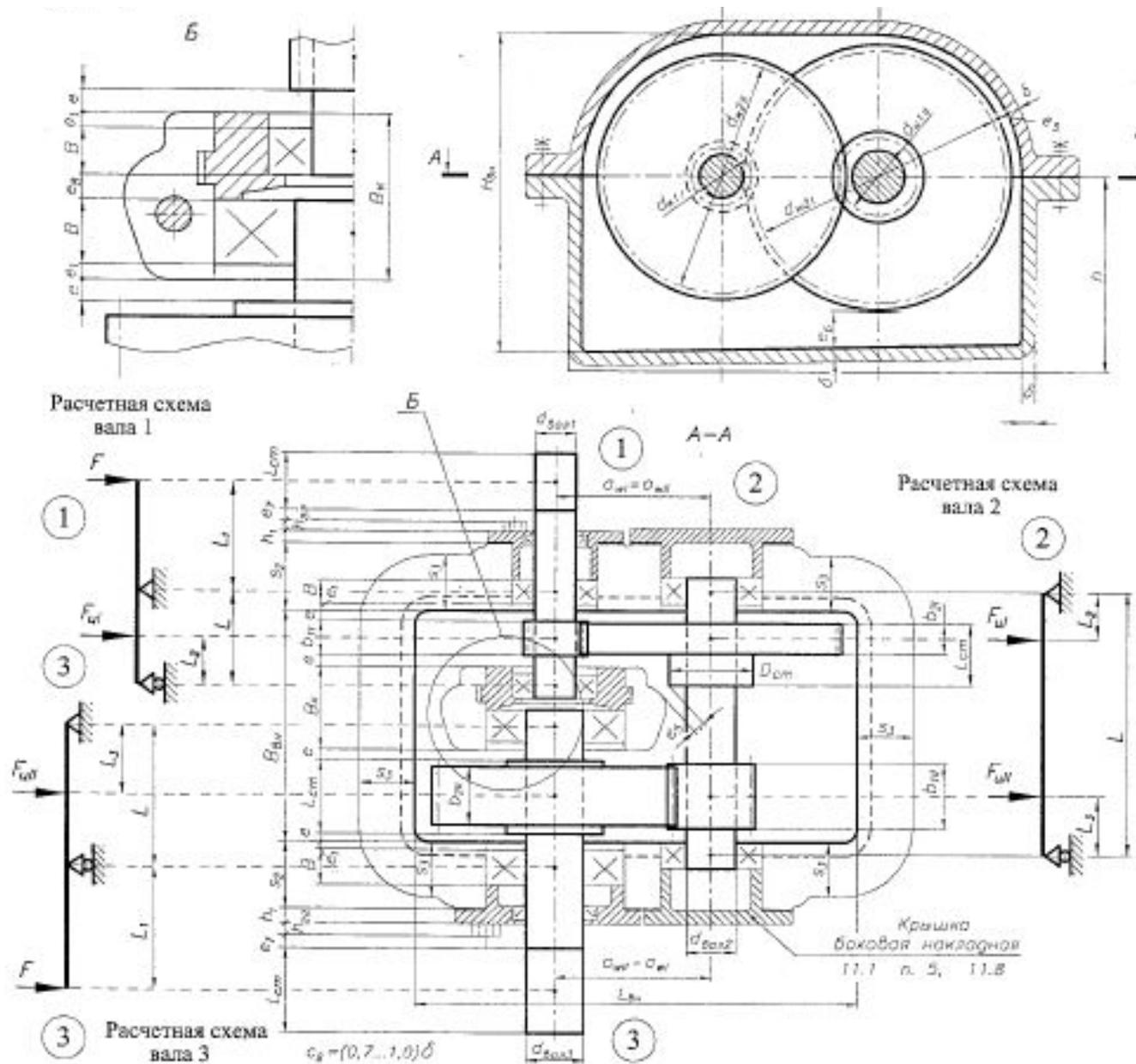
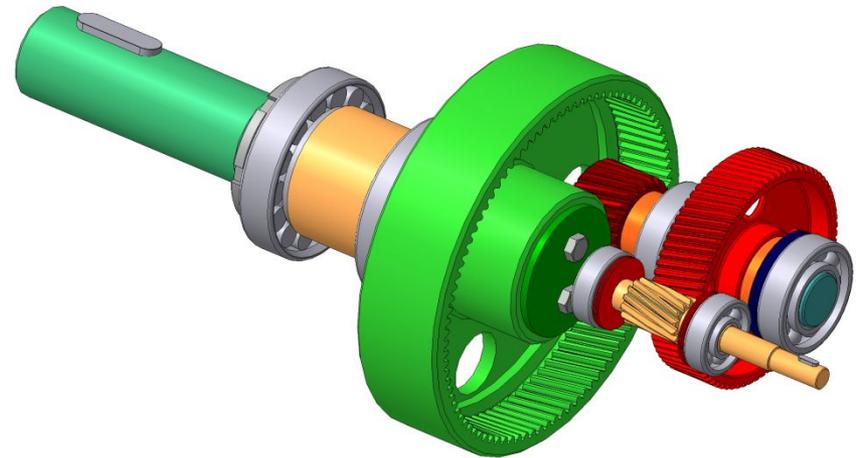
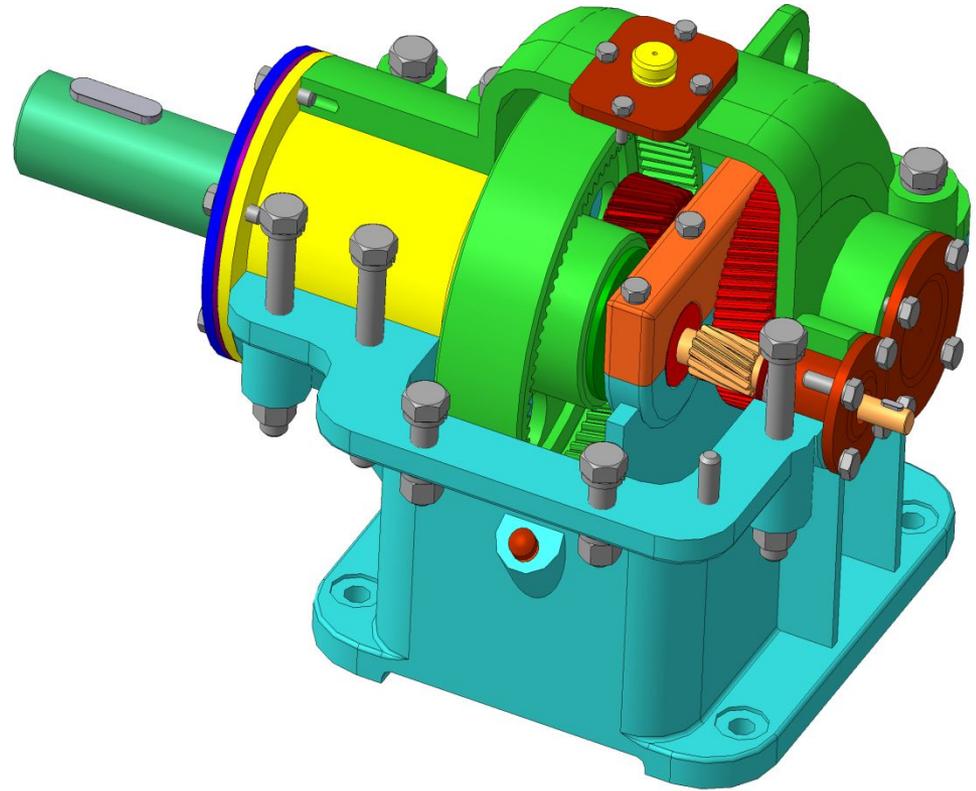
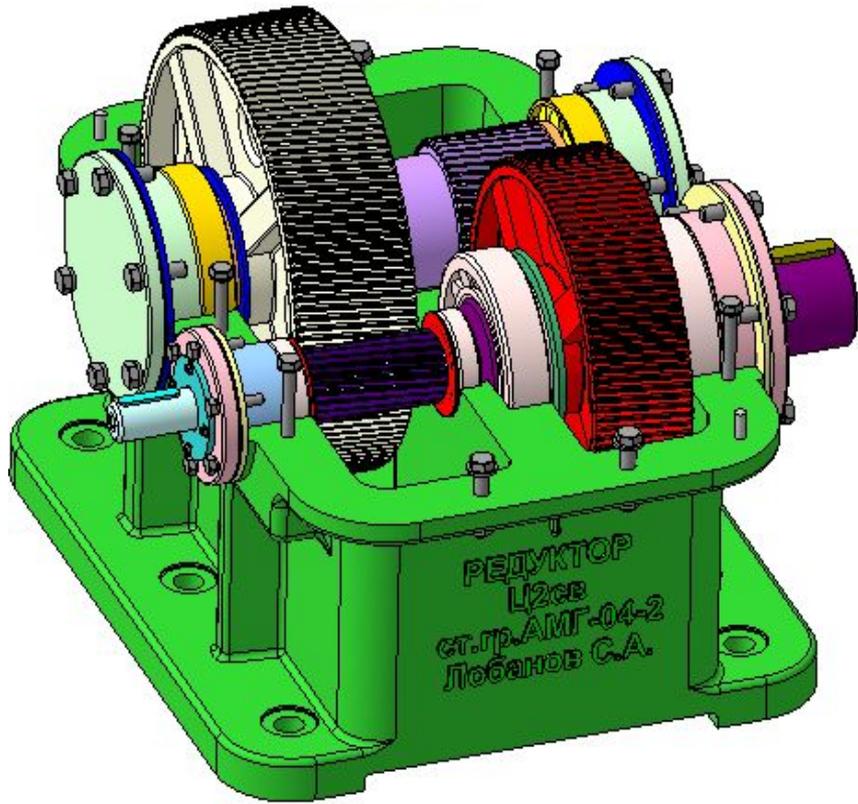
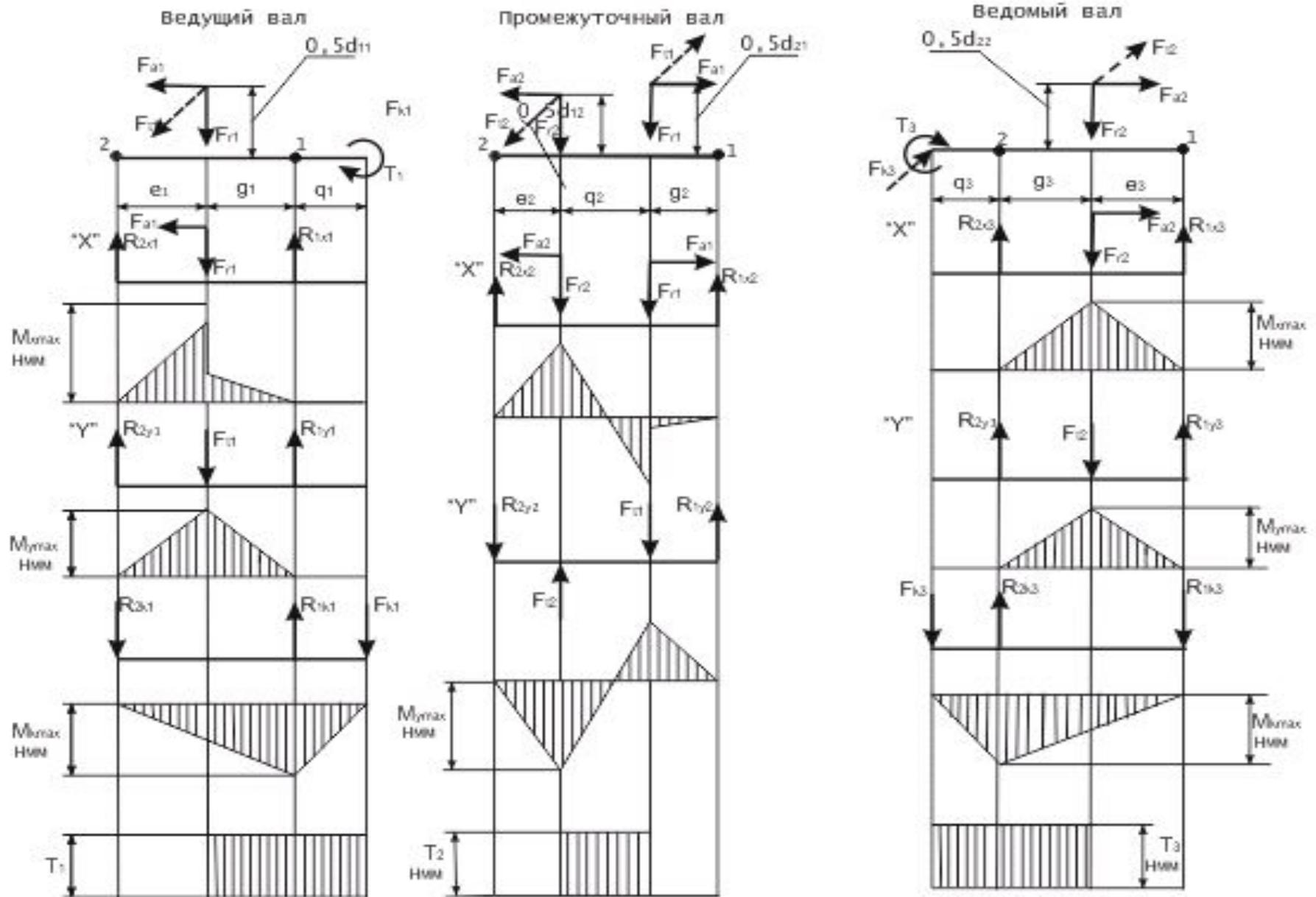


Рисунок 13 – Расчетные схемы редукторов Ц2С

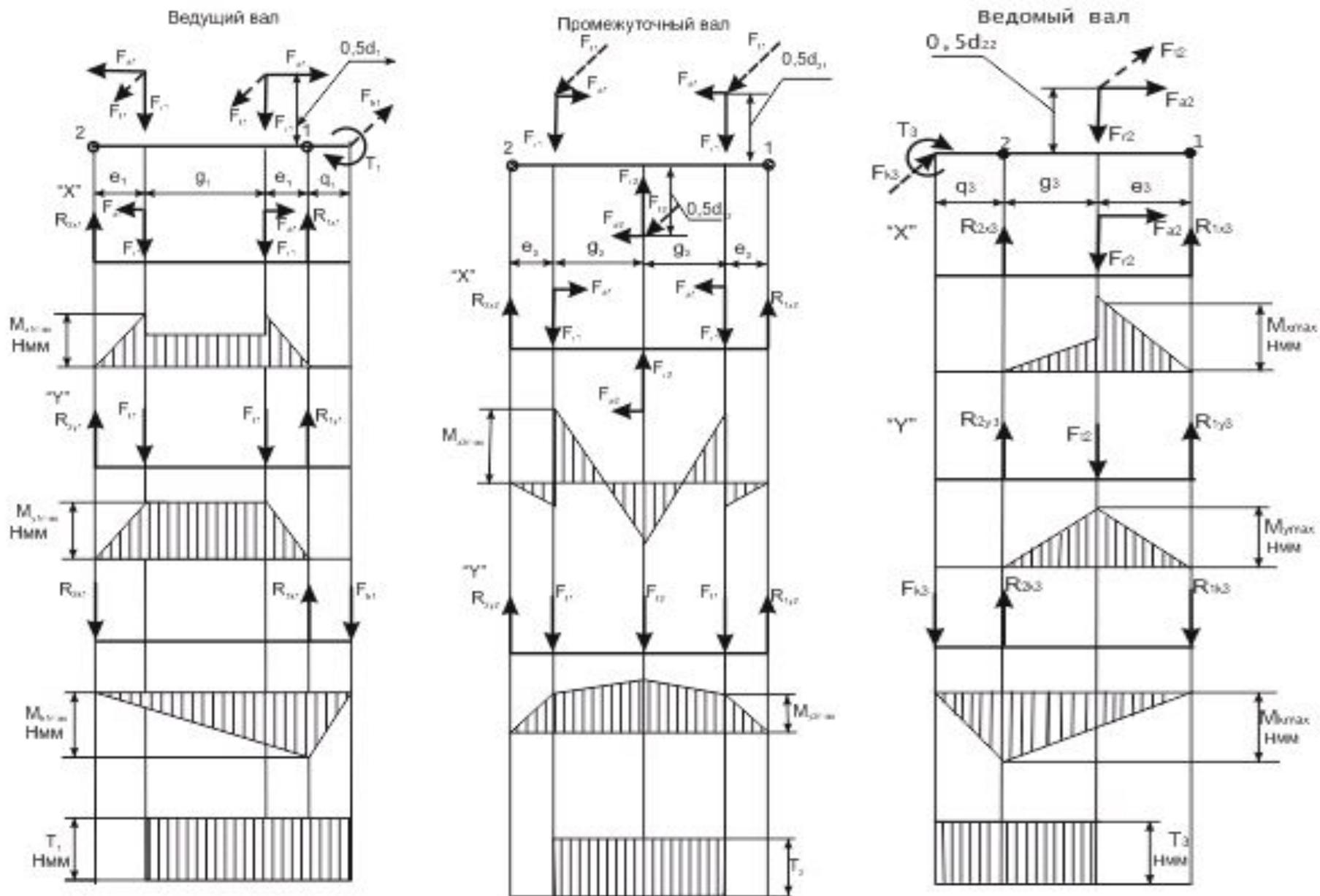
# Расчетные схемы редукторных валов



# Эпюры редукторных валов Ц2С



# Эпюры редукторных валов Ц2Ш



# Расчетные схемы редукторных валов

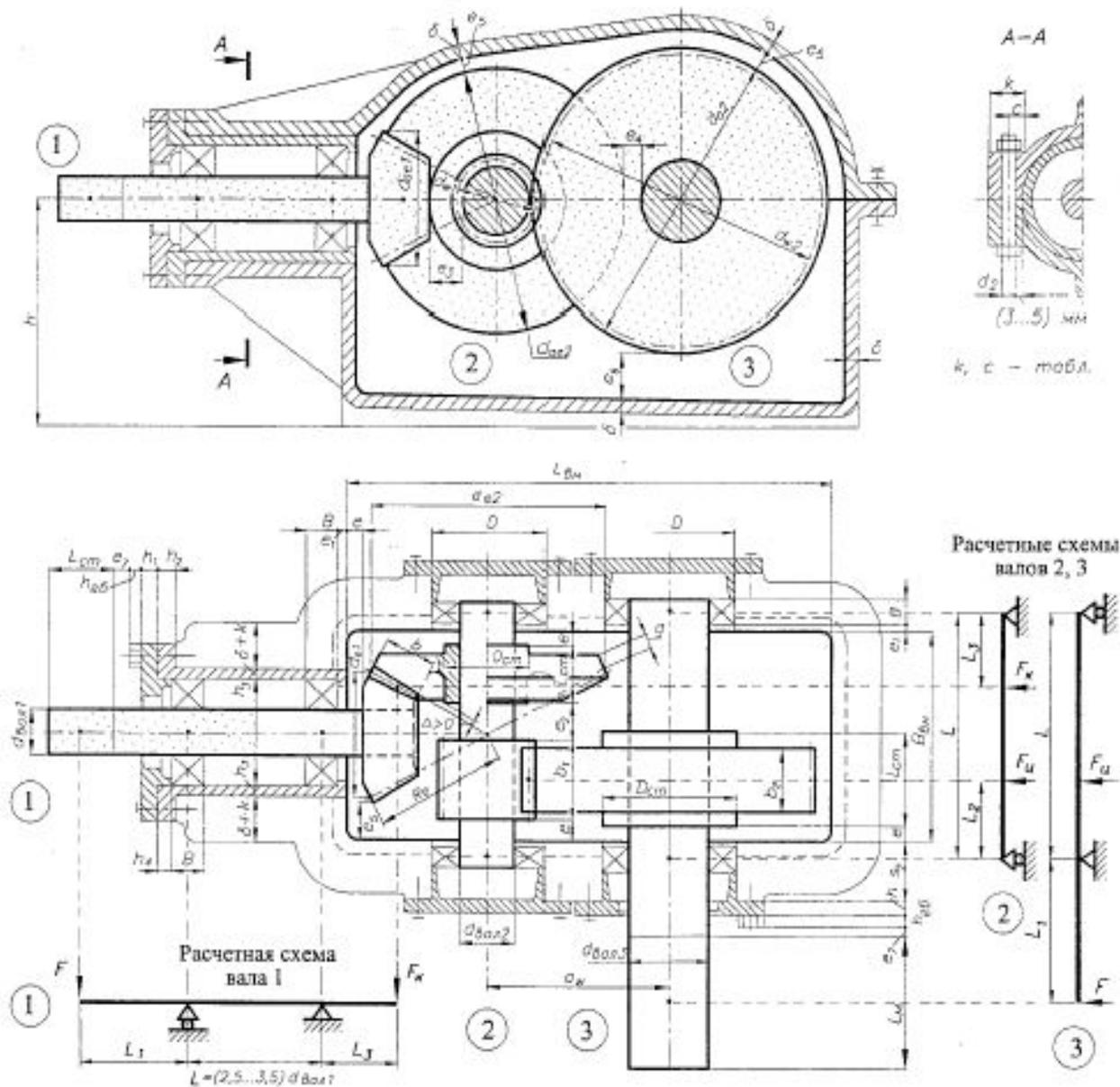
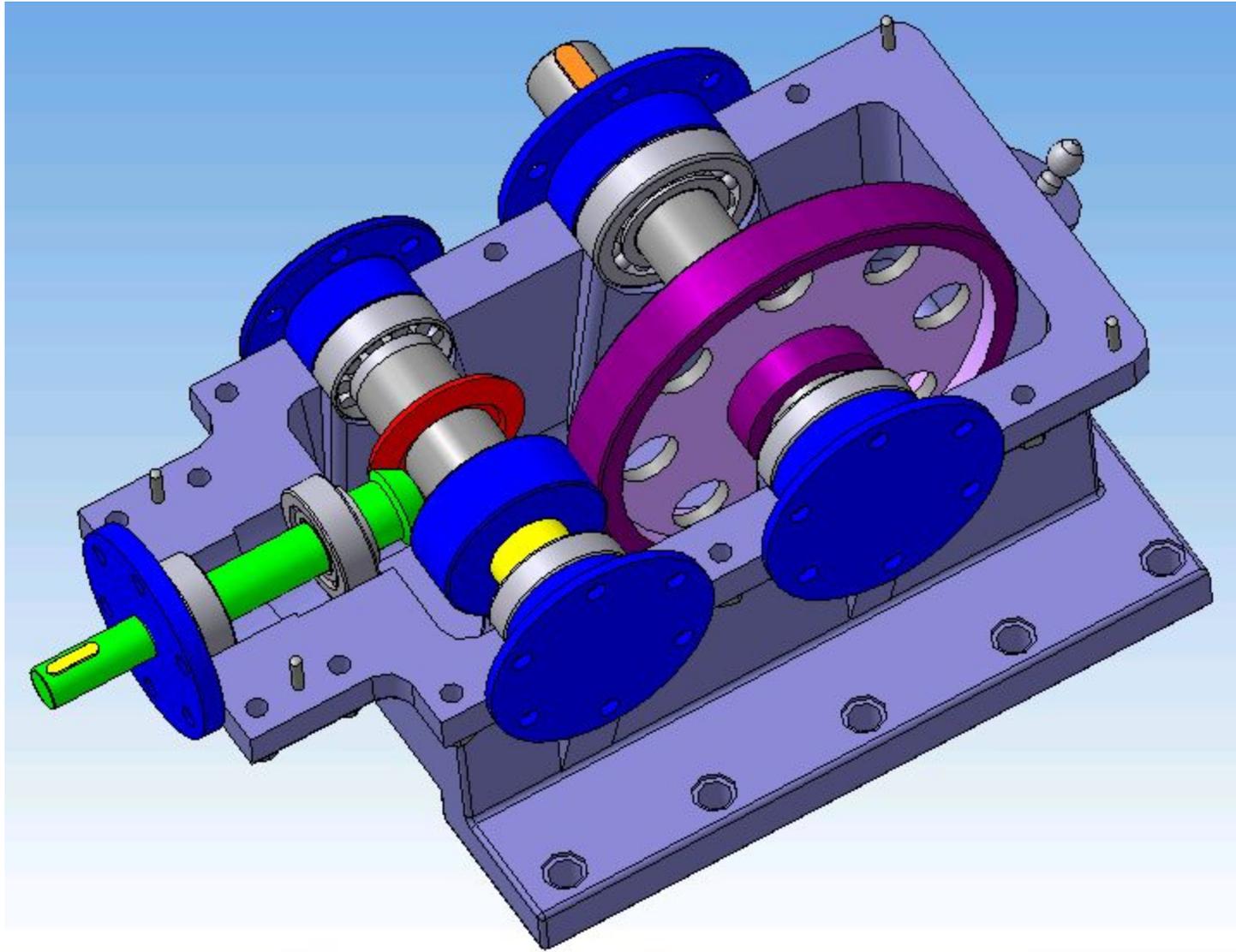


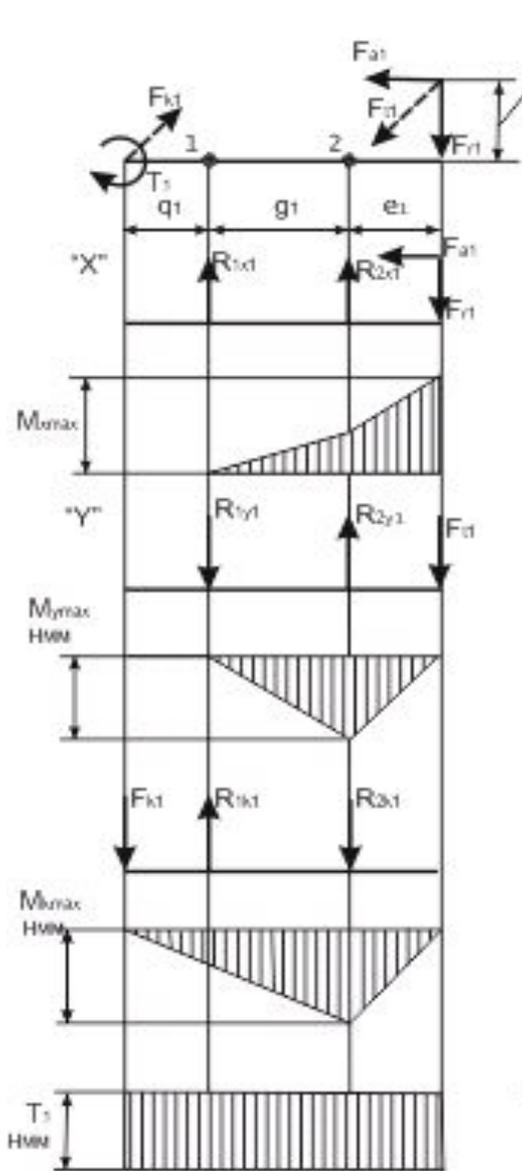
Рисунок 14 – Расчетная схема редуктора КЦ

# Расчетные схемы редукторных валов

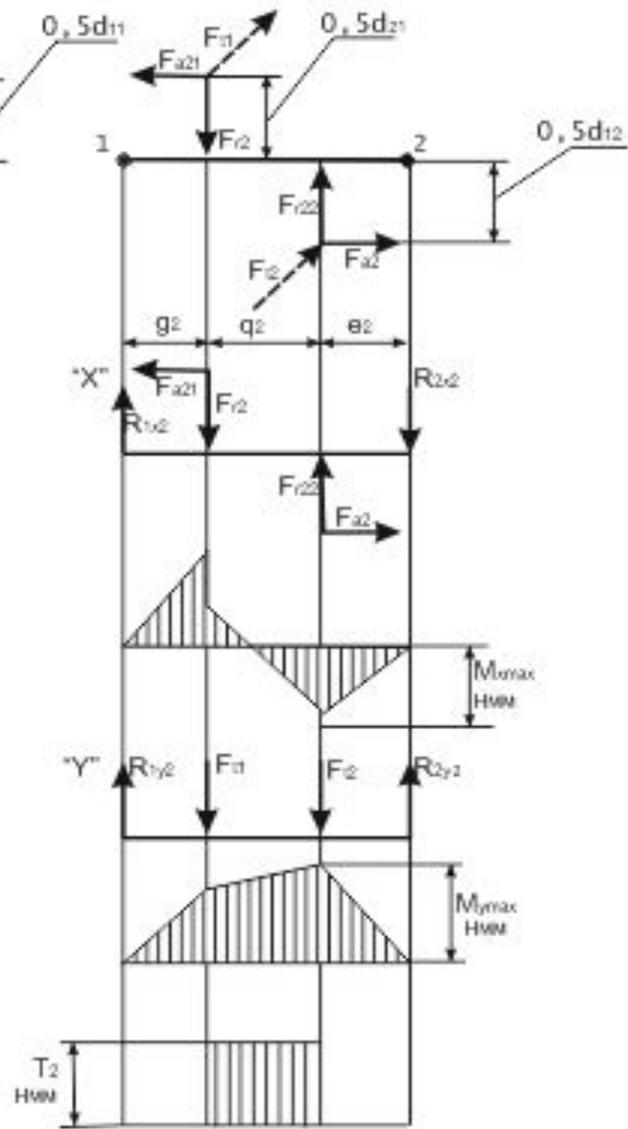


# Эпюры редукторных валов КЦ

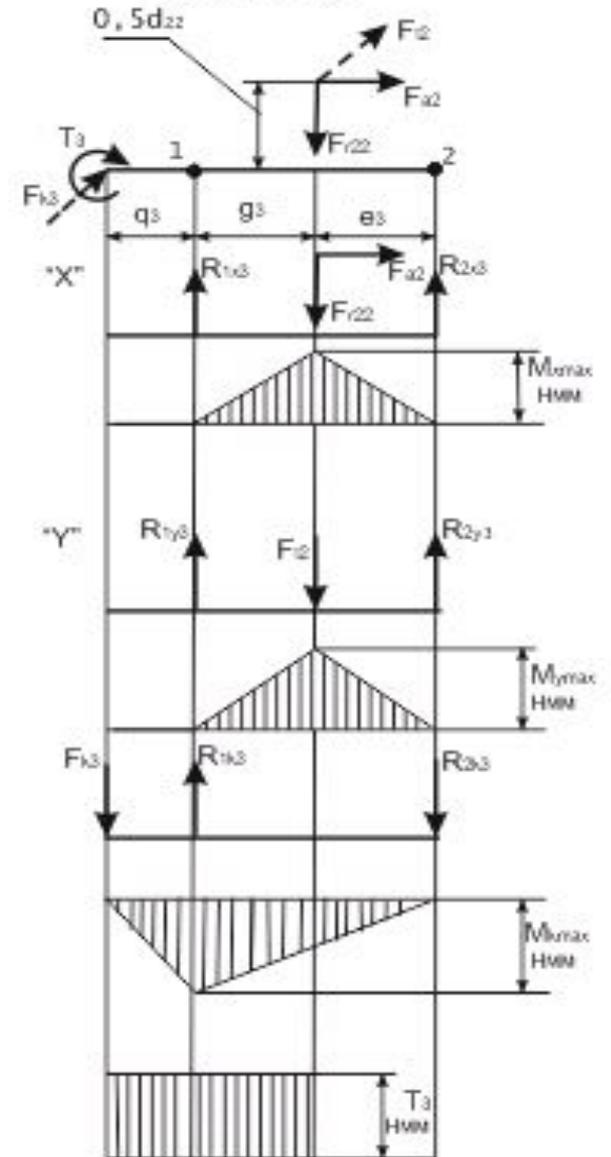
Ведущий вал



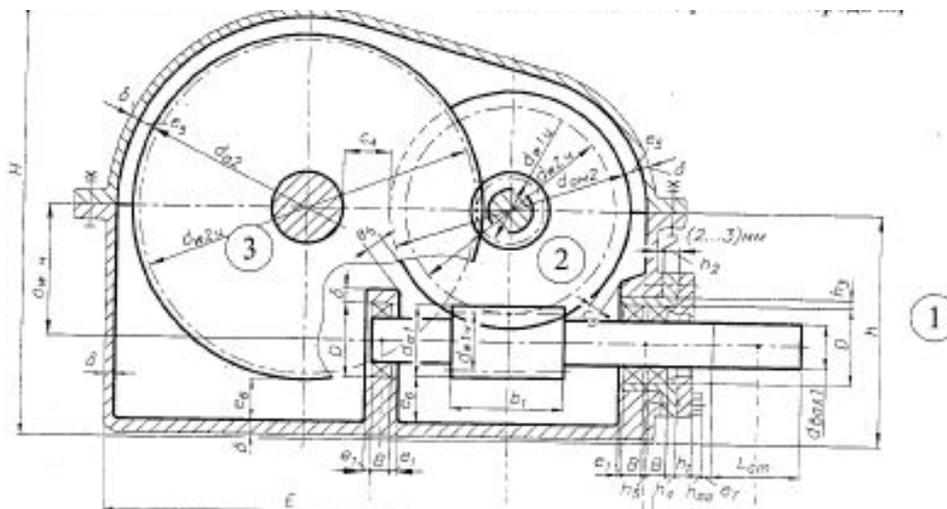
Промежуточный вал



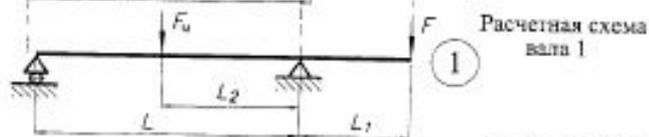
Ведомый вал



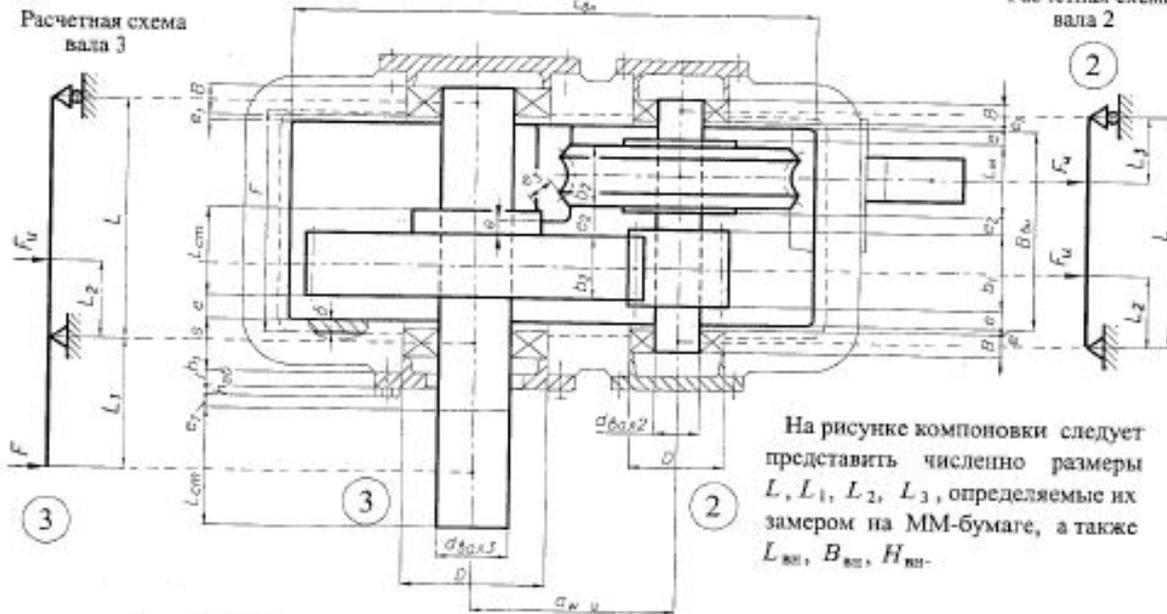
# Расчетные схемы редукторных валов



$F$  - условное обозначение сил, нагружающих консольные участки валов, где устанавливаются шкивы, звездочки, зубчатые колеса, полумуфты и т.д.



Расчетная схема вала 3



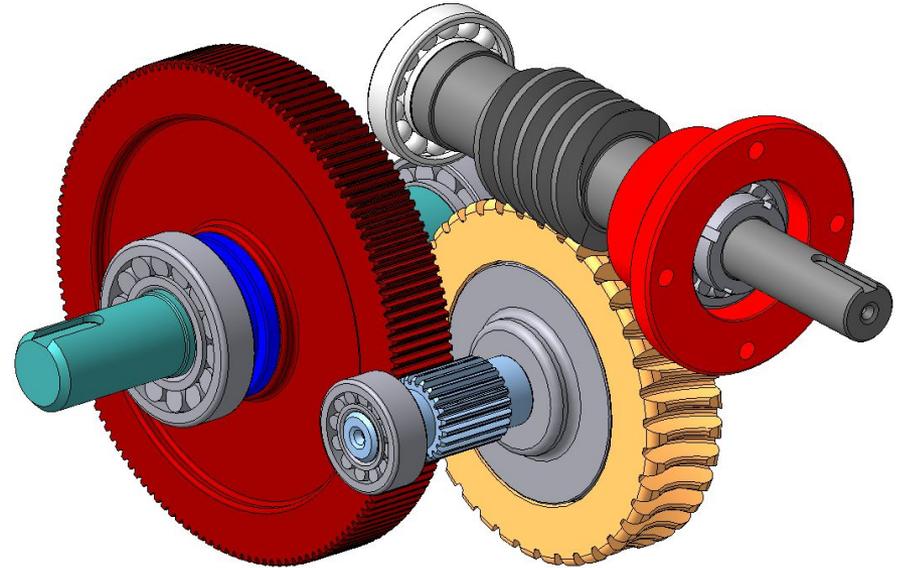
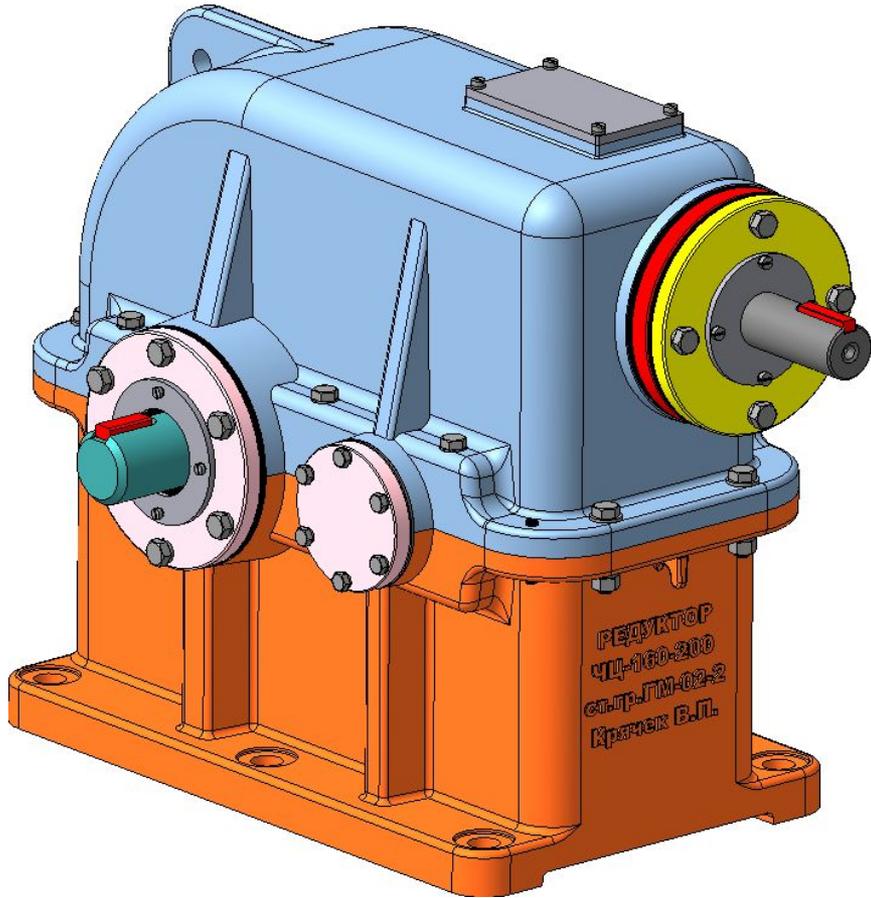
Расчетная схема вала 2



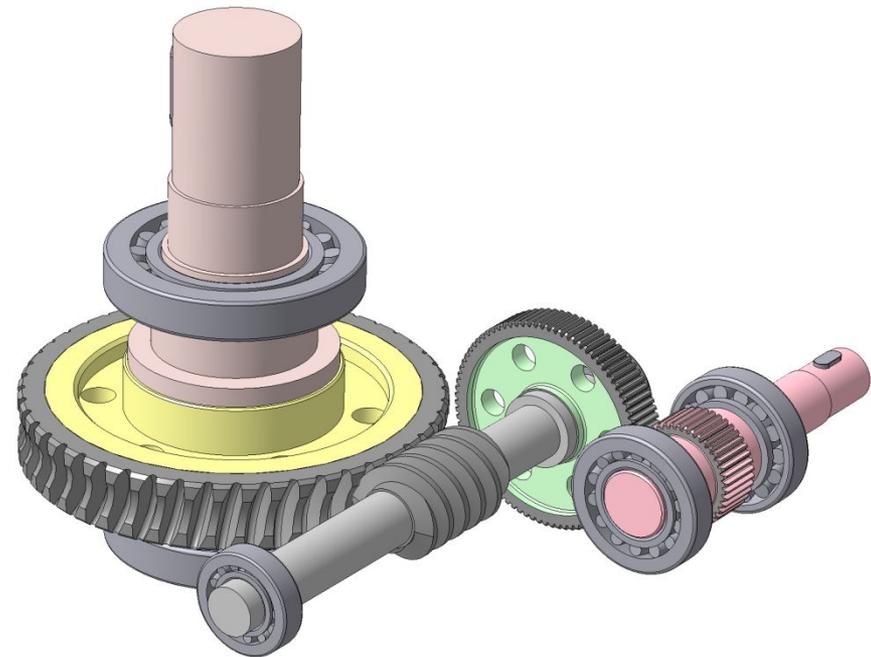
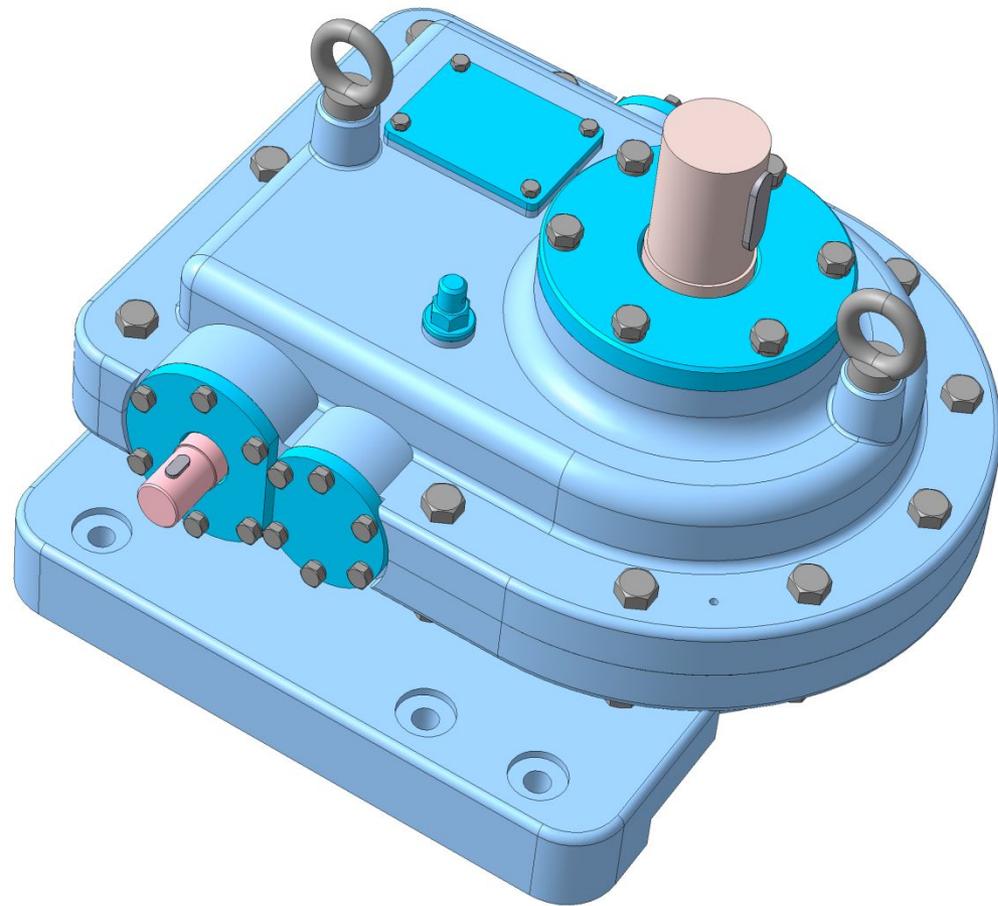
На рисунке компоновки следует представить численно размеры  $L, L_1, L_2, L_3$ , определяемые их замером на ММ-бумаге, а также  $L_{вн}, B_{вн}, H_{вн}$ .

Рисунок 15 – Расчетная схема редуктора ЧЦ

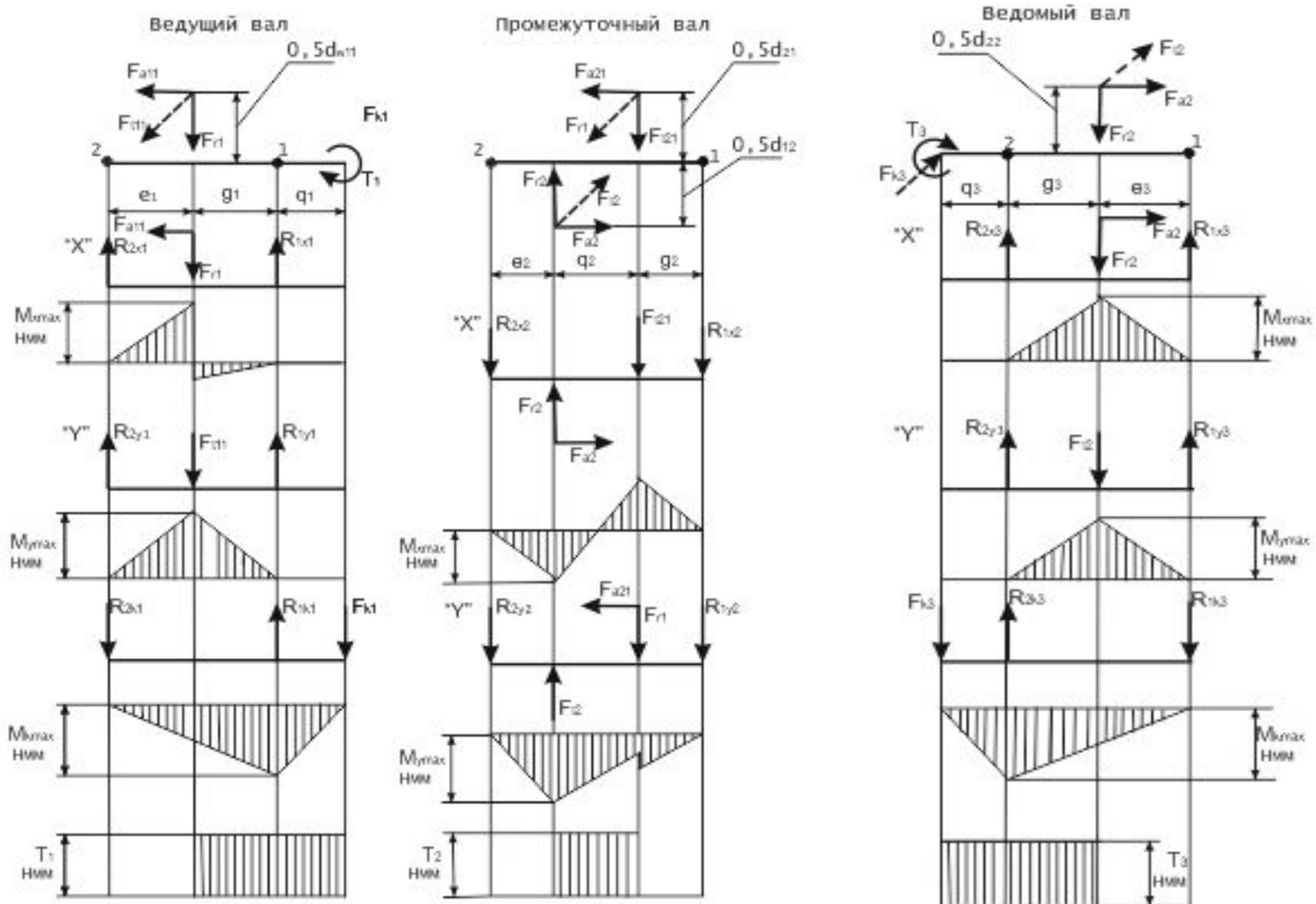
# Расчетные схемы редукторных валов



# Расчетные схемы редукторных валов



# Эпюры редукторных валов ЧЦ



# Виды проверочного расчета валов

Проверочный расчёт на сопротивление усталости проводят по максимальной длительно действующей нагрузке без учёта кратковременных пиковых нагрузок (возникающих, например, во время пуска). Для каждого опасного сечения, установленного в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов, определяют расчётный коэффициент запаса прочности  $S$  и сравнивают его с допускаемым  $[S]$  (обычно принимают  $[S] = 1,2 \dots 2,5$ ) по выражению:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

где  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно:

$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \\ S_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}; \end{aligned} \right\}$$

# Виды проверочного расчета валов

**Расчет на статическую прочность** выполняют для предупреждения пластических деформаций по наибольшей возможной кратковременной нагрузке с учётом динамических и ударных воздействий. В этом случае эквивалентное напряжение в наружном волокне вала (III-я теория прочности):

$$\sigma_{\text{ЭК}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma_{\text{ЭК}}]$$

где  $\sigma_u$  – максимальное напряжение от изгиба;  $\tau_k$  – наибольшее напряжение кручения.

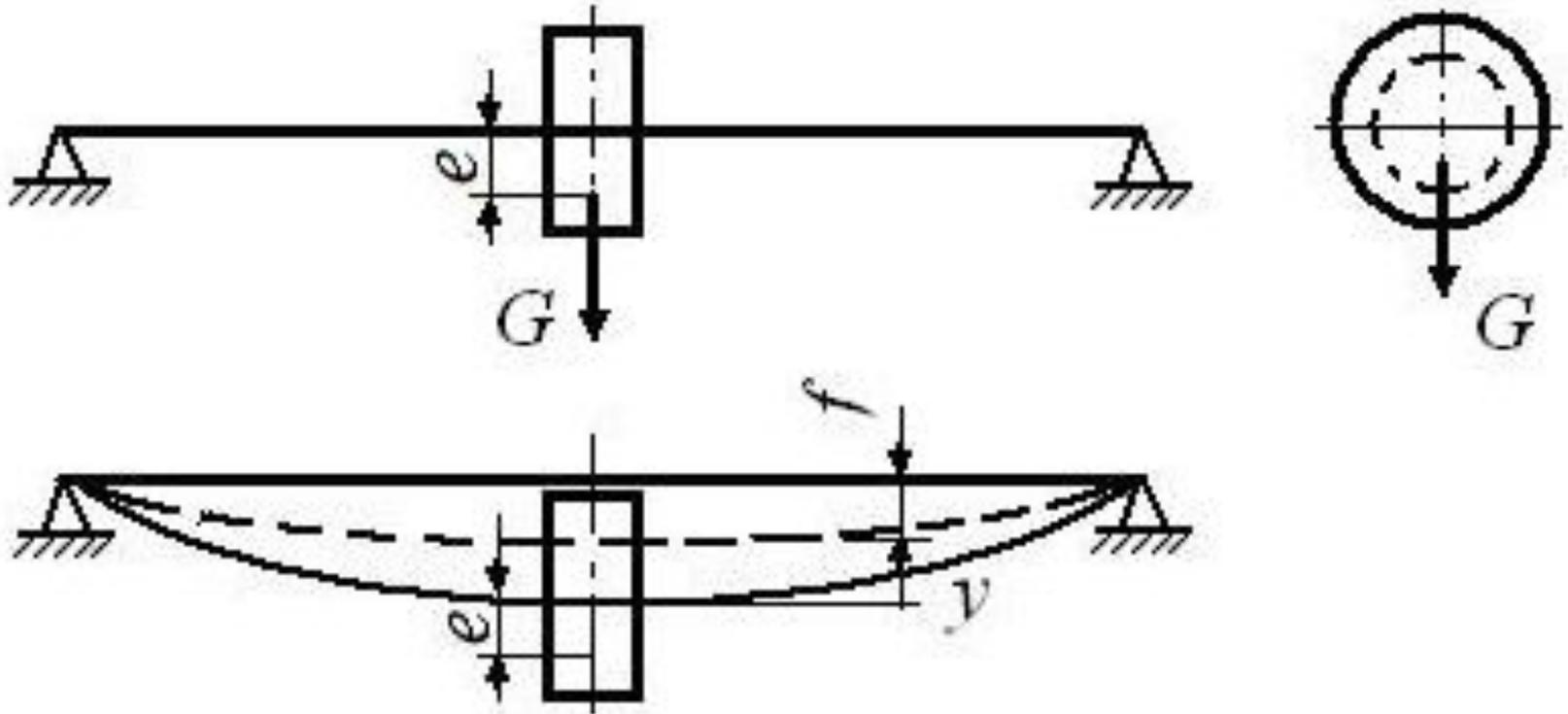
**Расчет на жесткость** производят, если упругие перемещения вала влияют на работоспособность связанных с ним деталей (трансмиссионные валы, валы коробок-передач и т.д.).

При этом виде расчёта определяется соответствие вала следующим критериям жесткости:

- прогиб под элементами зацепления –  $y \leq [y]$
- полная стрела прогиба –  $f \leq [f]$
- угол поворота сечения –  $\varphi \leq [\varphi]$
- удельный угол закручивания вала –  $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$

# Расчет критической частоты вращения вала

Расчетная схема двухопорного вала с колесом посередине



$G$  – вес колеса

$e$  – смещение (эксцентриситет) центра тяжести колеса относительно геометрической оси вращения (колесо несбалансировано);

$y$  – деформация;

$f$  – статический прогиб в миллиметрах

# Расчет критической частоты вращения вала

Расчетное значение величины прогиба

$$f_p = \frac{(G + 0,5 \cdot G_B) \cdot l^2 \cdot (L - l)^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot L},$$

где  $G$  – вес колеса;  $G_B$  – вес вала;

$L$  – расстояние между осями опор, мм;

$l$  – расстояние от средней линии колеса до оси левой опоры, мм;

$E$  – модуль упругости материала вала,  $E = 2,1 \times 10^5$  МПа;

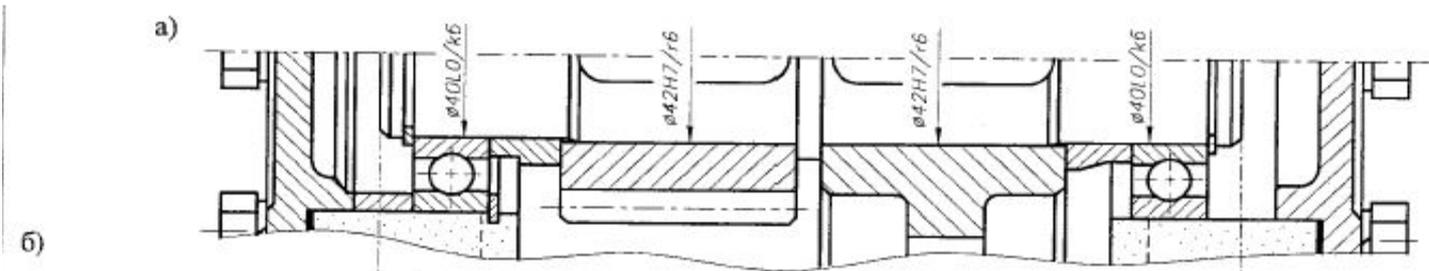
$J$  – осевой момент инерции площади сечения вала, мм<sup>4</sup>;

$d$  – диаметр вала;

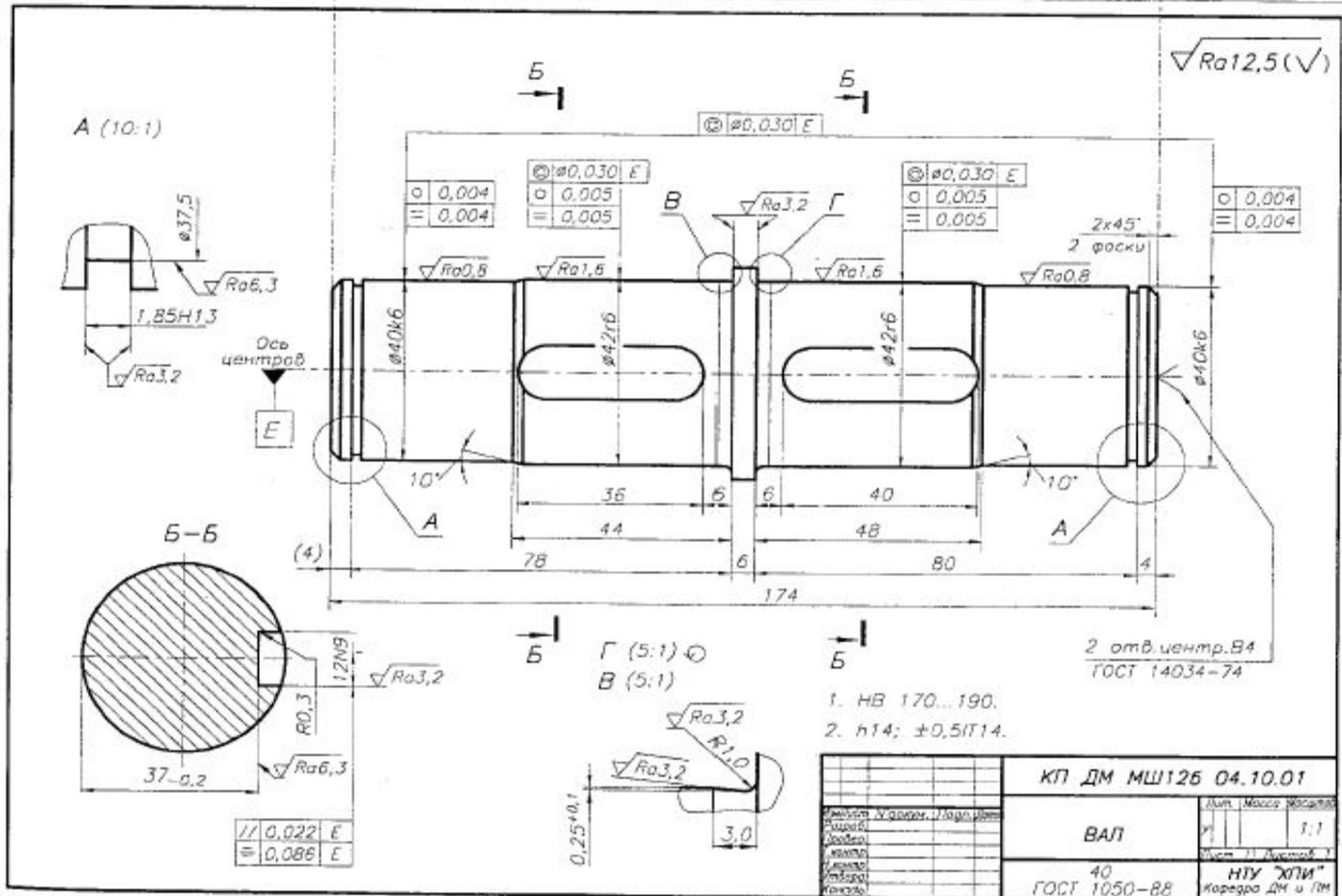
Расчетное значение критического числа оборотов

$$n_{кр} \approx 946 \sqrt{1/f_p}, \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

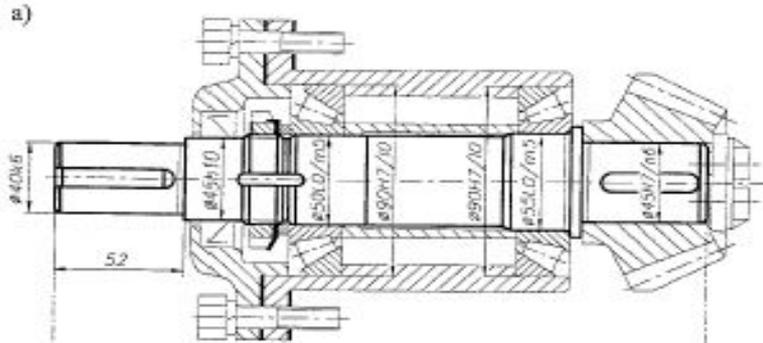
# Примеры чертежей валов



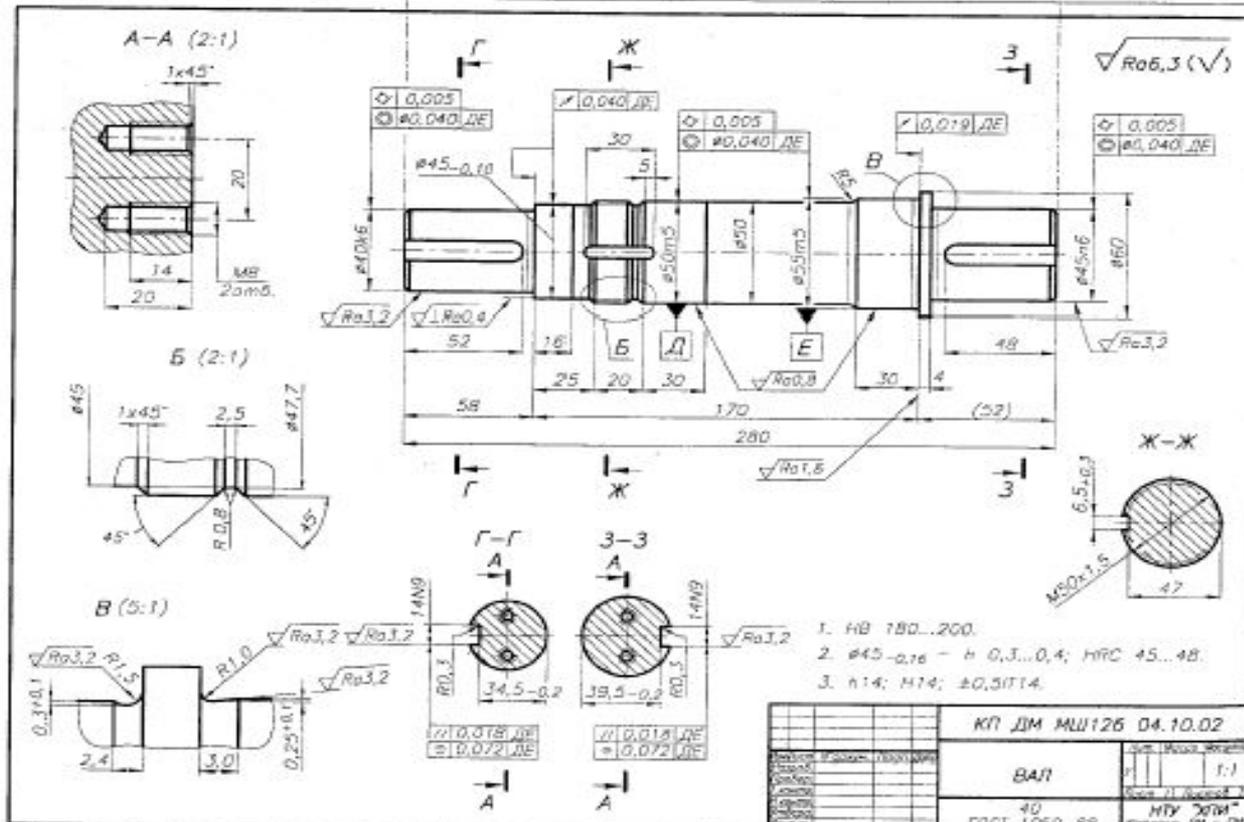
б)



# Примеры чертежей валов



б)





**Конец лекции.  
Спасибо за внимание!**