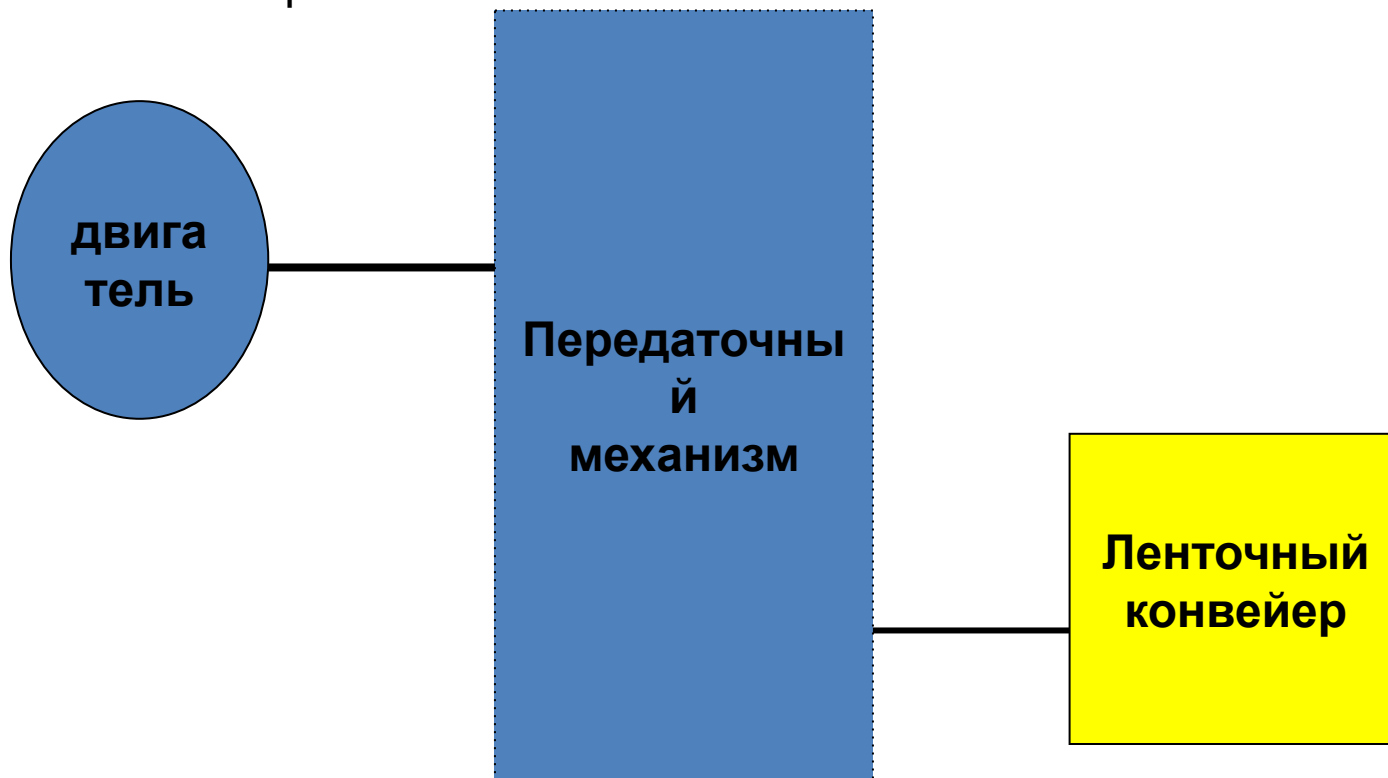


Проектирование привода ленточного конвейера

Целью курсовой работы является проектирования привода ленточного конвейера



1. Энергетический и кинематический расчёт привода

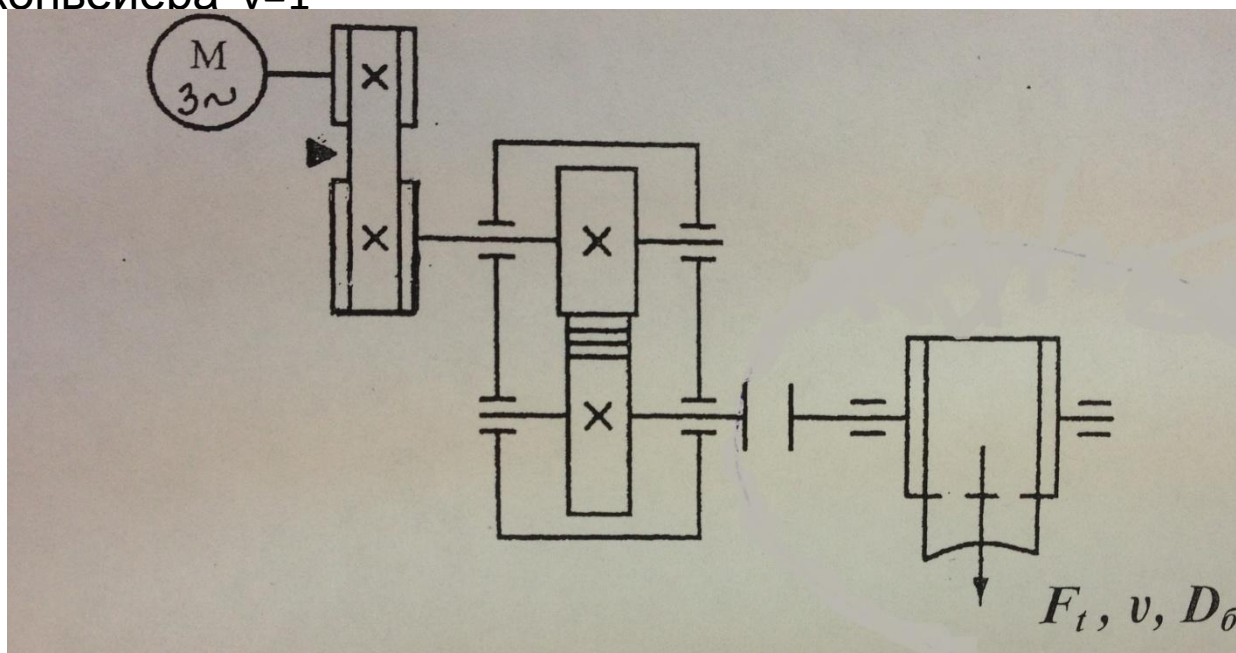
Исходные данные:

Окружное усилия $F_t=4,5$

кН

Скорость конвейера $v=1$

м/с



Кинематическая схема привода ленточного конвейера

1. Энергетический и кинематический расчёт привода

$$P_{рв} = F_t \cdot v$$

$$\omega_1 = \omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

$$n_{рв} = \frac{60 \cdot v}{P \cdot D};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta$$

$$\eta_{общ} = \eta_m \cdot \eta_{п.к}^2 \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{рем}$$

$$P_{тр} = \frac{P_{рв}}{\eta_{общ}};$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$$

1. Энергетический и кинематический расчёт привода

Полученные данные в ходе расчётов

Мощность на рабочем валу машины	4,5 кН
Частота вращения рабочего вала	95 об/мин
Коэффициент полезного действия привода	0,894
Стандартную мощность электродвигателя	5,5 кВт
Передаточное число зубчатой передачи	3,15
Передаточное число ременной передачи	2,39
Частота вращения двигателя	750 об/мин

1. Энергетический и кинематический расчёт привода

Полученные данные в ходе расчётов

Угловая скорость ω , рад/с	Частота вращения n , мин ⁻¹	Мощность P , кВт	Вращающий момент T , Н м
$\omega_1 = 75$	$n_1 = 719$	$P_1 = 5,03$	$T_1 = 67$
$\omega_2 = 31$	$n_2 = 300$	$P_2 = 4,83$	$T_2 = 156$
$\omega_3 = 10$	$n_3 = 106$	$P_3 = 4,5$	$T_3 = 450$
$\omega_4 = 10$	$n_4 = 106$	$P_4 = 4,5$	$T_4 = 450$

1. Энергетический и кинематический расчёт привода

Электродвигатель АИР132М8 ТУ
16-525.564-84

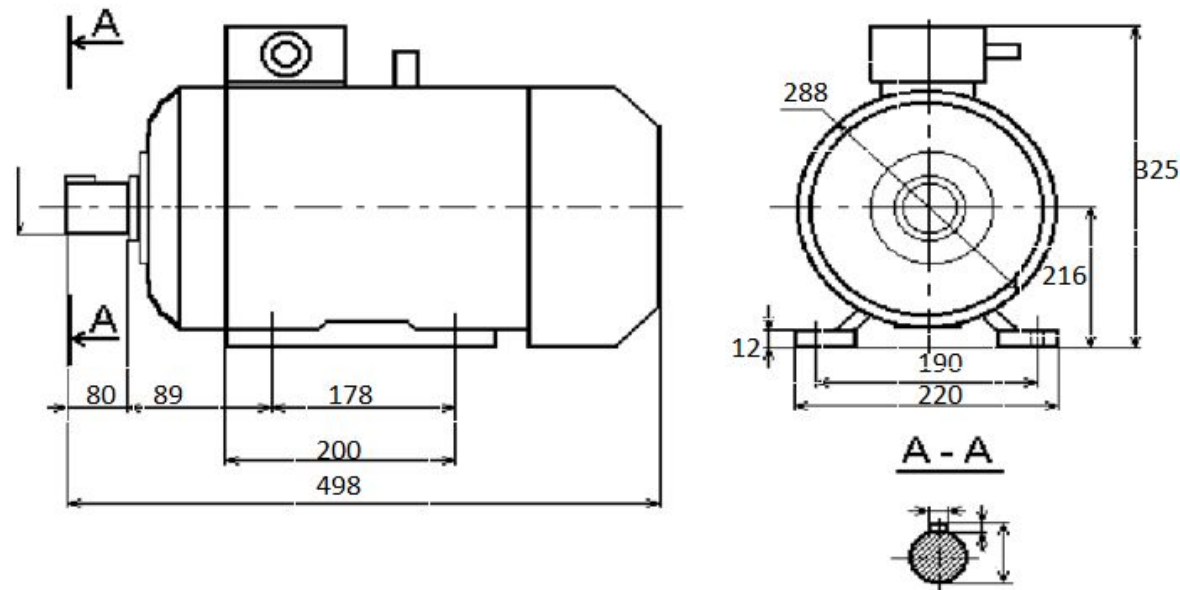
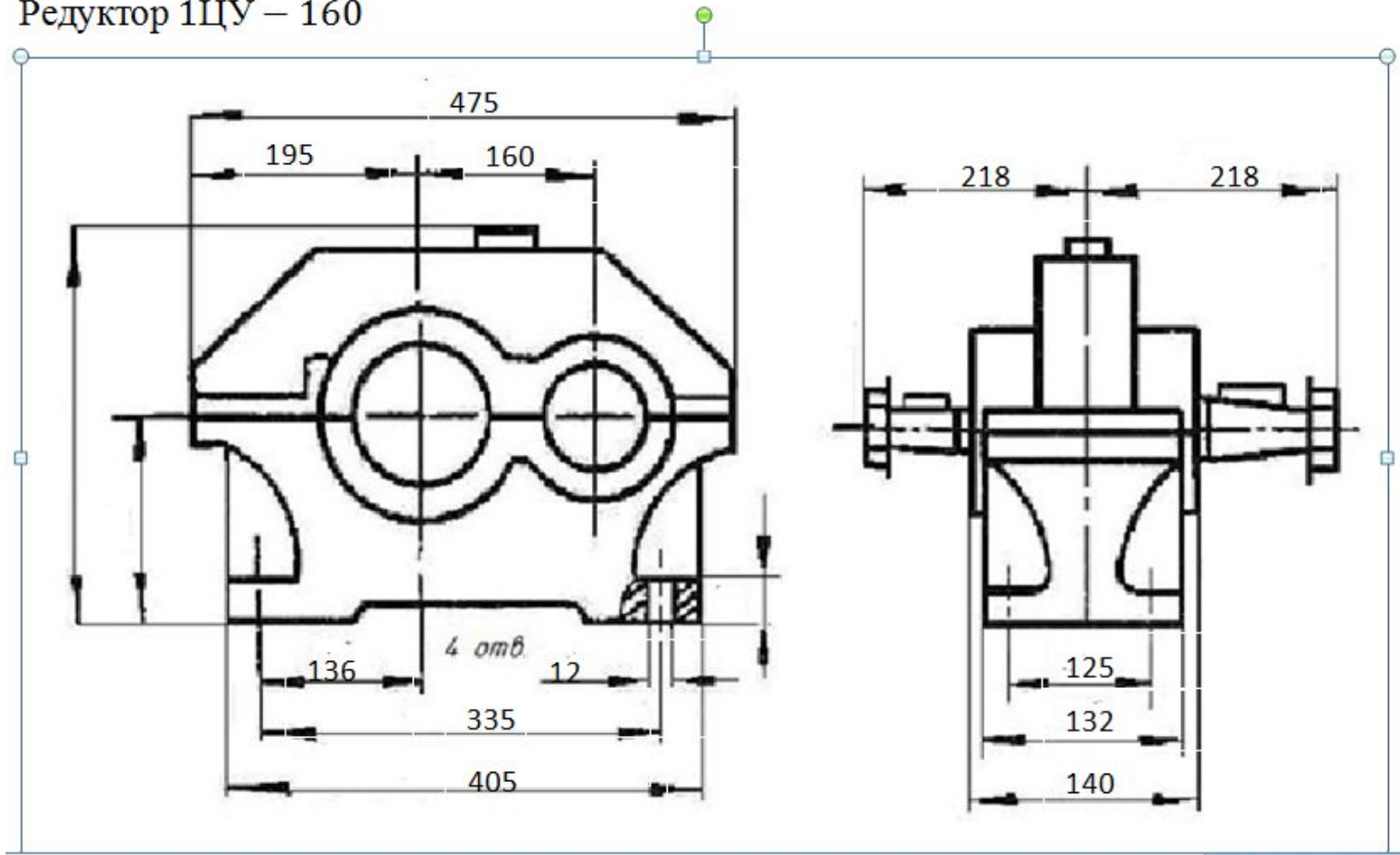


Рисунок 1.2 – Эскиз электродвигателя.

1. Энергетический и кинематический расчёт привода

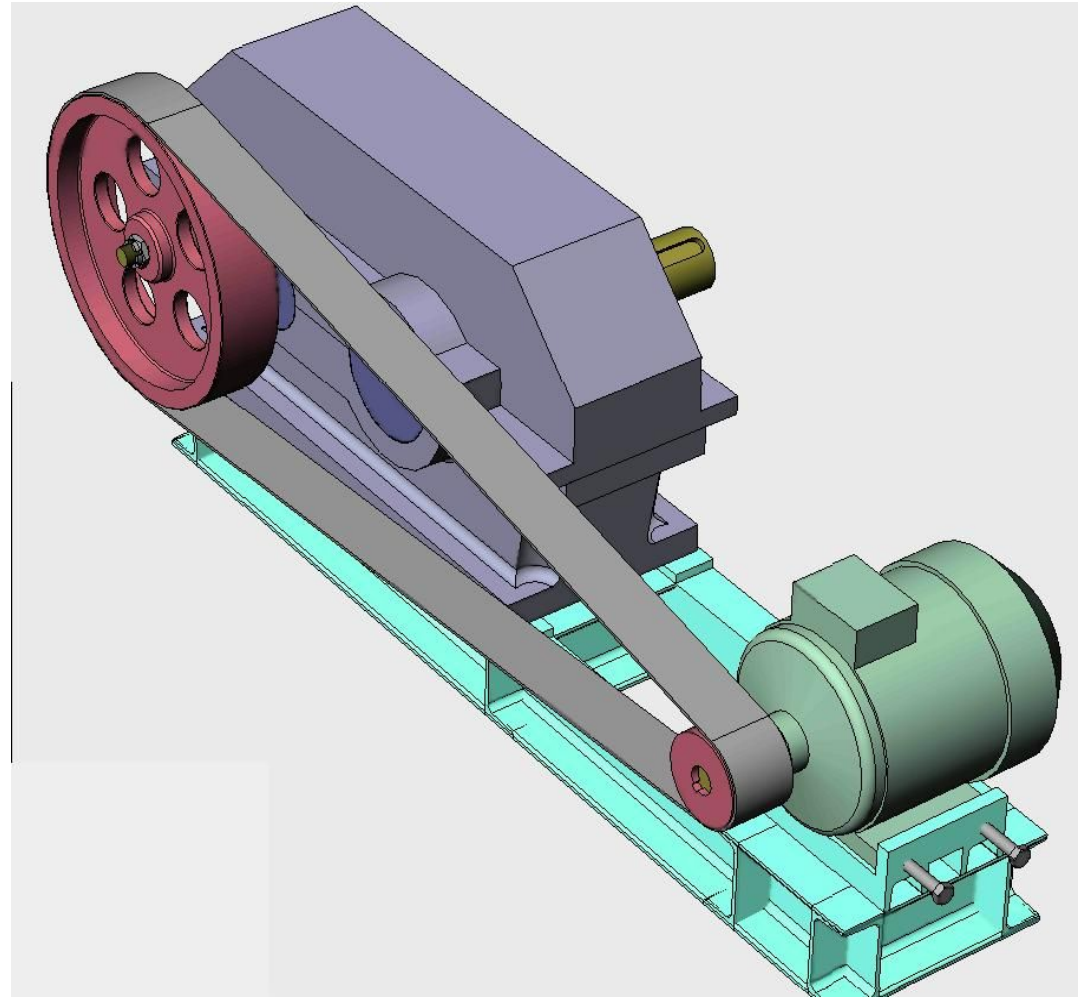
Редуктор 1ЦУ – 160



2 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

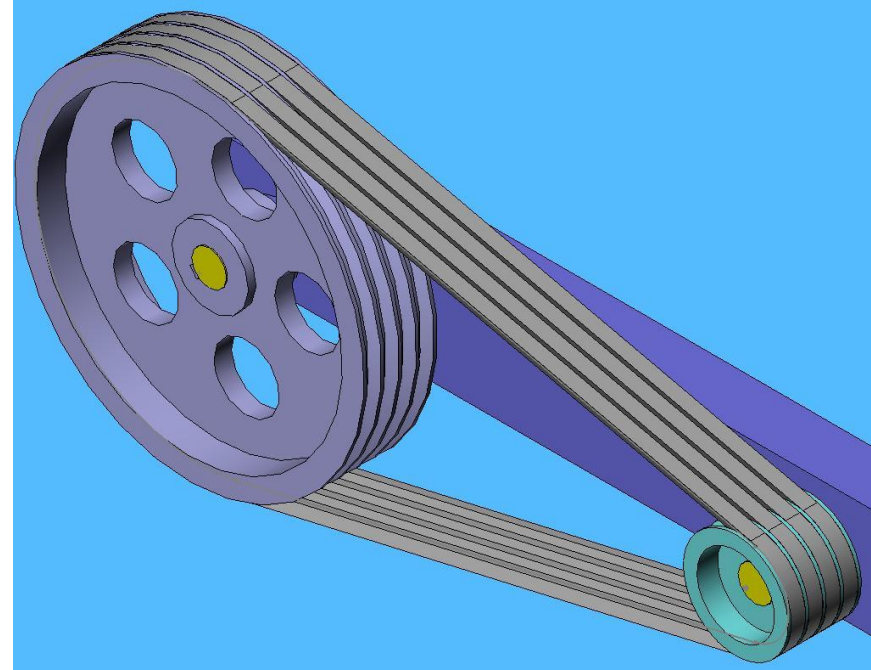
* Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью

* Нагрузка передается силами трения, возникающим между шкивом и ремнем вследствие натяжения ремня



3. Клиноременная передача

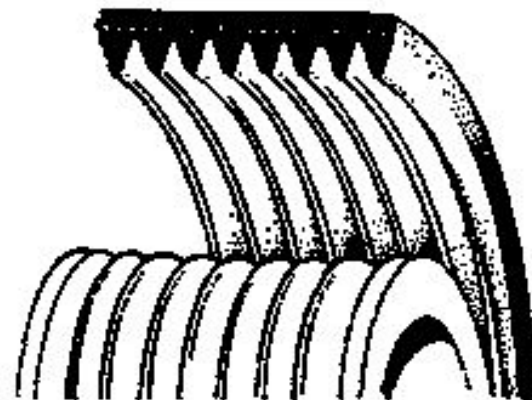
- Применяются для приводов общего назначения
- Обладает повышенной тяговой способностью по сравнению с плоскоременной
- Имеет меньшие габаритные размеры
- Может передавать вращение одновременно на несколько валов
- Допускают передаточное отношение 6...8 без натяжного ролика



- Менее быстроходны (скорость до 30 м/с)
- Имеют более низкий КПД (на 1-2%)

Сравнение клинового и поликлинового ремней

- Самые компактные
- Работают со скоростью до 40 м/с
- Передаточные числа до 10
- Чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов



Поликлиновые ремни

- Бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми выступами на внутренней поверхности
Несущий слой выполняют в виде кордшнура из химических волокон
- Выпускают сечений К, Л, М
- Сочетают достоинства плоских (монолитность, гибкость) и клиновых (повышенное сцепление со шкивами) ремней

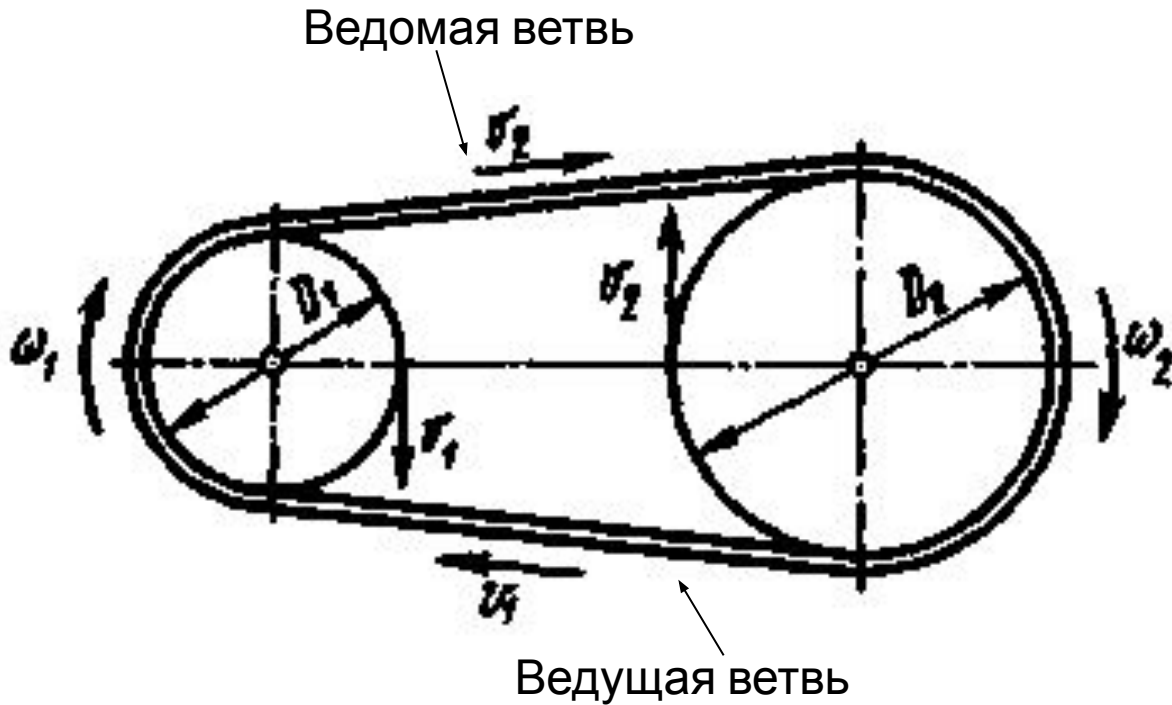
Ремень 4000-Л-12-ТУ 38105.763-84

Поликлиновой ремень с расчетной длиной 4000 мм, сечением Л, с числом клиньев 12

Сравнение основных характеристик поликлинового ремня и клинового ремня

	Клиновой ремень	Поликлиновой ремень	Сравнение характеристик
1 Диаметр ведущего шкива, мм	140	100	Характеристики 1,2,3,4 влияют на габаритные размеры и исходя из этого стоит выбрать поликлиновой ремень
2 Диаметр ведомого шкива, мм	315	224	
3 Длина ремня, мм	2000	1400	
4 Межосевое расстояние, мм	584	441,3	
5 Скорость ремня, м/с	5,3	3,76	По данной характеристике стоит выбрать поликлиновой ремень
6 Сила давления на вал, Н	1580	2181	Меньшую силу давления на вал имеет клиновой ремень
7 Угол обхвата ремнём меньшего шкива, град	162	164	Предпочтительнее Будет поликлиновой ремень
8 Частота пробегов, с ⁻¹	2,65	2,69	

Кинематика ременных передач



Передаточное отношение

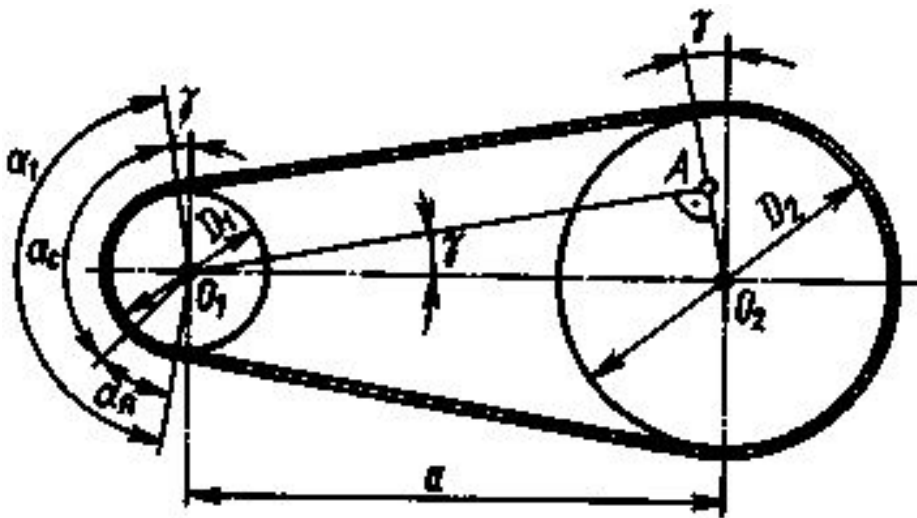
$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$$

Окружные скорости шкивов

$$V_1 = \omega_1 D_1 / 2 = \pi n_1 D_1 / 60$$

$$V_2 = \omega_2 D_2 / 2 = \pi n_2 D_2 / 60$$

Геометрические характеристики ременных передач



Основные геометрические характеристики

Диаметры шкивов,
 $D_1, D_2 (d_1, d_2)$

Межосевое расстояние, a

Расчетная длина ремня, L_p

Угол обхвата на малом шкиве, α

- Длина ремня определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня

Клинового и поликлинового $l_p = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a$

Принимается стандартное значение длины по таблице

Угол обхвата на малом шкиве в град.:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - 57^\circ \frac{(D_2 - D_1)}{a}$$

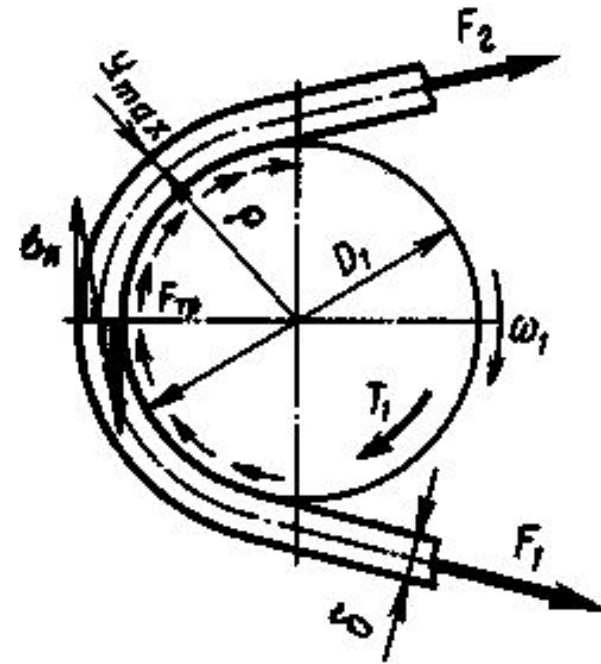
Для клиноременной передачи: $\alpha_1 \geq 110^\circ$

Силы и напряжения в ремнях

Окружная сила на шкивах $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{10^3 \cdot P_1}{v_1}$

Из условий равновесия ремня при передаче T : $F_t = F_{mp} = F_1 - F_2$

Соотношение натяжений ветвей ремня: $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$



Нагрузочная способность ременной передачи понижается в результате действия центробежных сил, которые уменьшают силы нормального давления ремня на шкив и, следовательно, понижают максимальную силу трения, одновременно увеличивая натяжение ветвей

$$F_1 = F_0 + (F_t/2)$$

$$F_2 = F_0 - (F_t/2)$$

- Предварительное напряжение в ремне от предварительного натяжения:

$$\sigma_0 = F_0 / A$$

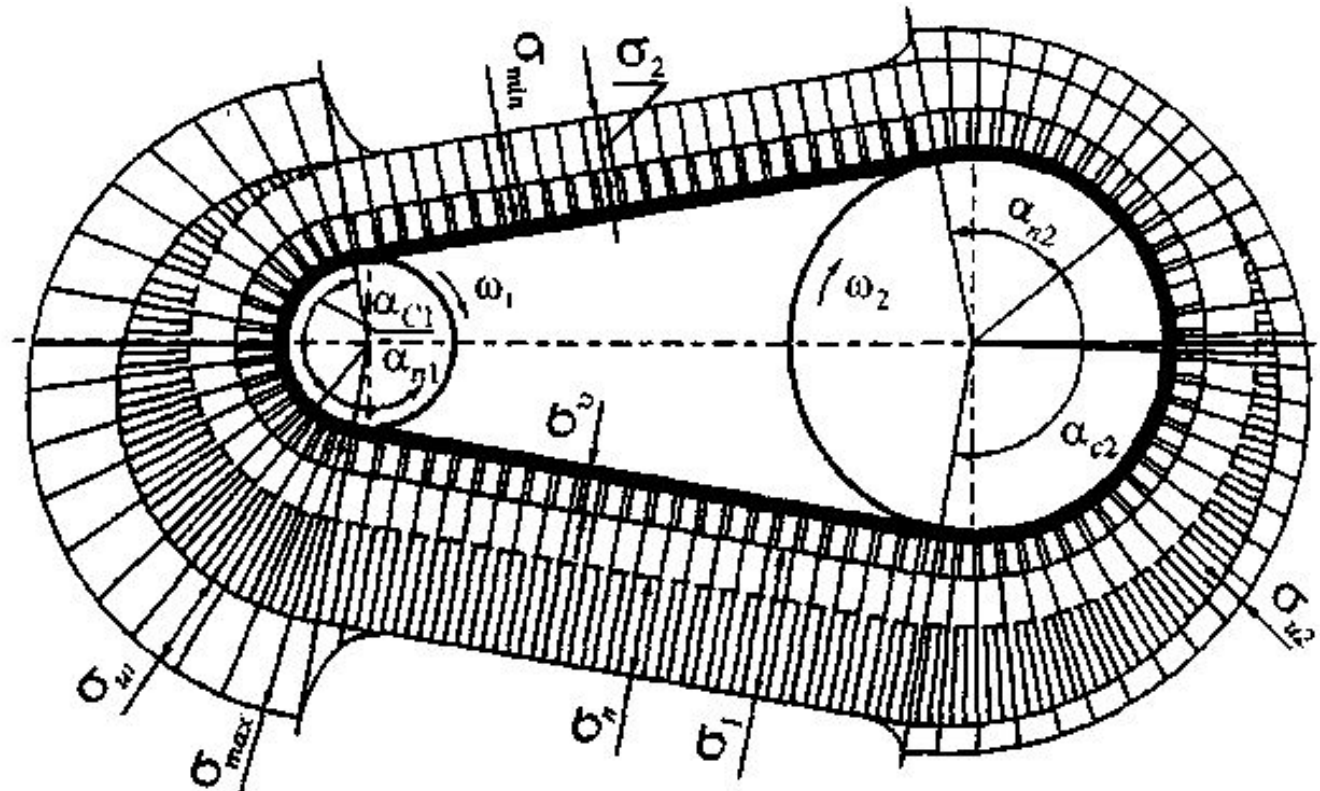
- Отношение окружного усилия к площади поперечного сечения ремня называется полезным напряжением

$$\sigma_{\Pi} = F_t / A$$

- Напряжения в ветвях ремня от рабочей нагрузки:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \sigma_{\Pi} / 2$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \sigma_{\Pi} / 2$$



Напряжение в ремне от действия центробежных сил:

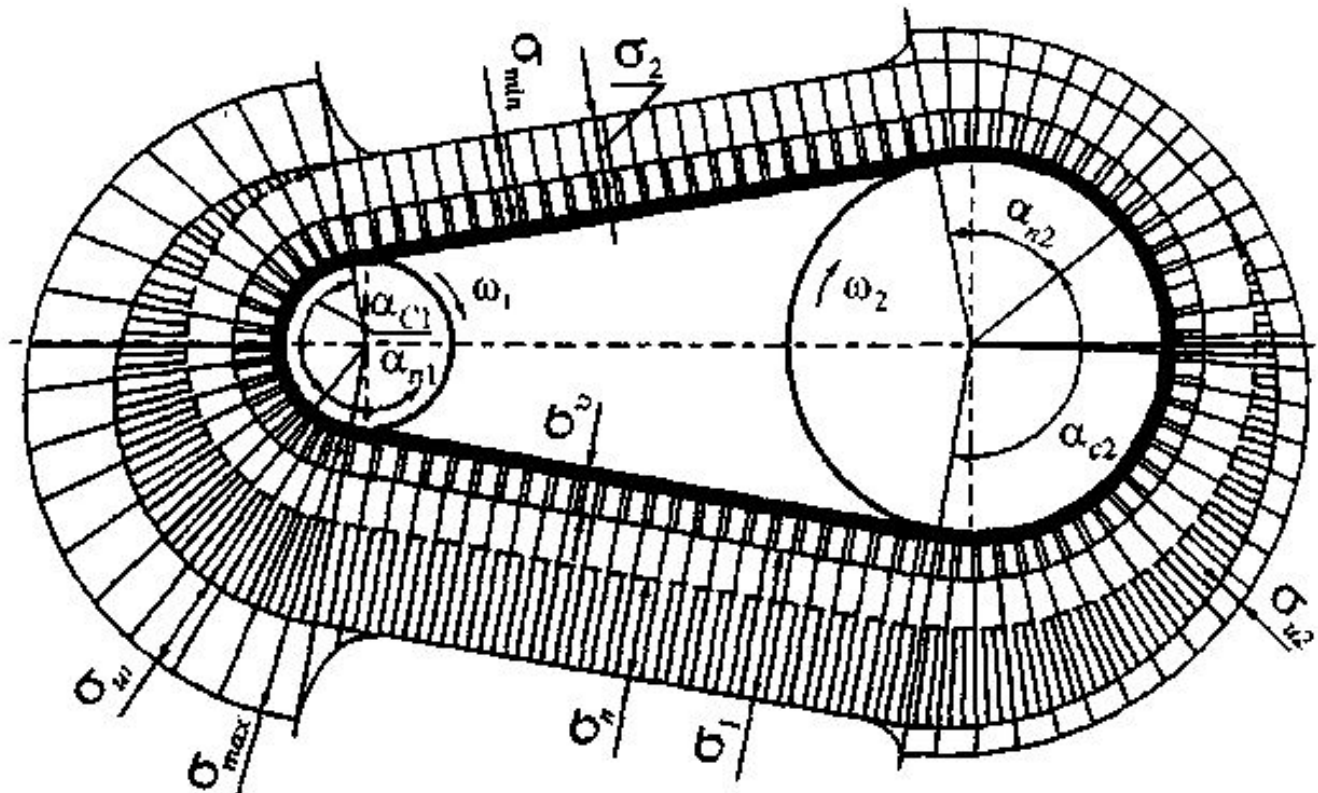
$$\sigma_v = \rho v^2$$

$\rho = 1100 \dots 1200 \text{ кг} / \text{м}^3$ - плотность ремня

Напряжения изгиба: $\sigma_u = E\varepsilon = E y_{\text{max}} / \rho \approx E\delta / D$

Максимальные напряжения в ремне:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{1u}$$



Допускаемое полезное напряжение* при $\varphi = \varphi_k$

$$[\sigma_{II}] = 2\varphi_k \sigma_0$$

* *полезное напряжение* соответствует определенным условиям испытания:

$\alpha_1 = 180^0$; $v = 10$ м/с; передача открытая горизонтальная; нагрузка равномерная, спокойная

Условие работоспособности:

$$\sigma_{II} = F_t / A = 2F_0 \varphi_k / A = 2\varphi_k \sigma_0 \leq [\sigma_{II}]_p$$

Расчетное допускаемое полезное напряжение в ремне с учетом фактических параметров передачи и условий ее работы:

$$[\sigma_{II}]_p = [\sigma_{II}] C_\alpha C_V C_\gamma / C_p$$

$C_\alpha, C_V, C_\gamma, C_p$ - коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, скорости ремня, угла наклона передачи, характера нагрузки на тяговую способность ремня

Расчет клиноременных ременных передач по тяговой способности

Требуемое количество ремней

$$z = \frac{F_t}{A[\sigma_{\Pi}]_p C_z}$$

C_z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями в комплекте 0,85...1

$$z = \frac{P_1 C_p}{P_0 C_{\alpha} C_K C_L}$$

P_1 - мощность на ведущем шкиве, кВт

P_0 - мощность, передаваемая одним ремнем, кВт

$C_{\alpha}, C_K, C_L, C_p$ - коэффициенты, учитывающие влияние соответственно угла обхвата ремнем малого шкива, числа ремней в передаче, длины ремня, динамической нагрузки и режима работы

Долговечность ремня – способность сопротивляться усталостному разрушению

Частота пробегов ремня в секунду, c^{-1}

$$\lambda = \frac{v}{l_p} \leq [\lambda]$$

v - скорость ремня, м/с

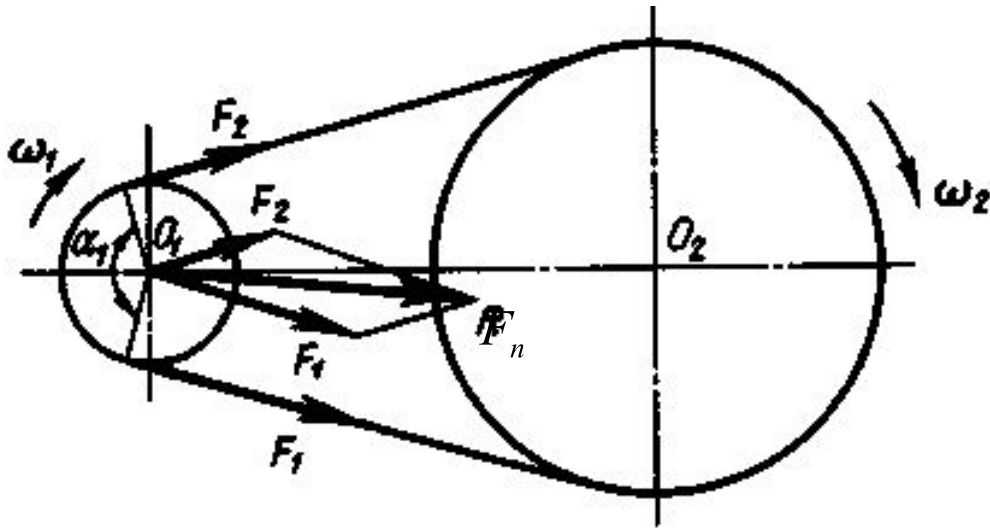
l_p - расчетная длина плоского ремня, м; для клиновых и поликлиновых передач – стандартная длина ремня

$[\lambda]$ - допускаемая частота пробега ремня, c^{-1}

Для плоских резинотканевых и кожаных ремней $[\lambda] = 5c^{-1}$

Для клиновых, поликлиновых и синтетических плоских $[\lambda] = 10c^{-1}$

15. Нагрузка на валы и опоры



Равнодействующая
натяжения ветвей:

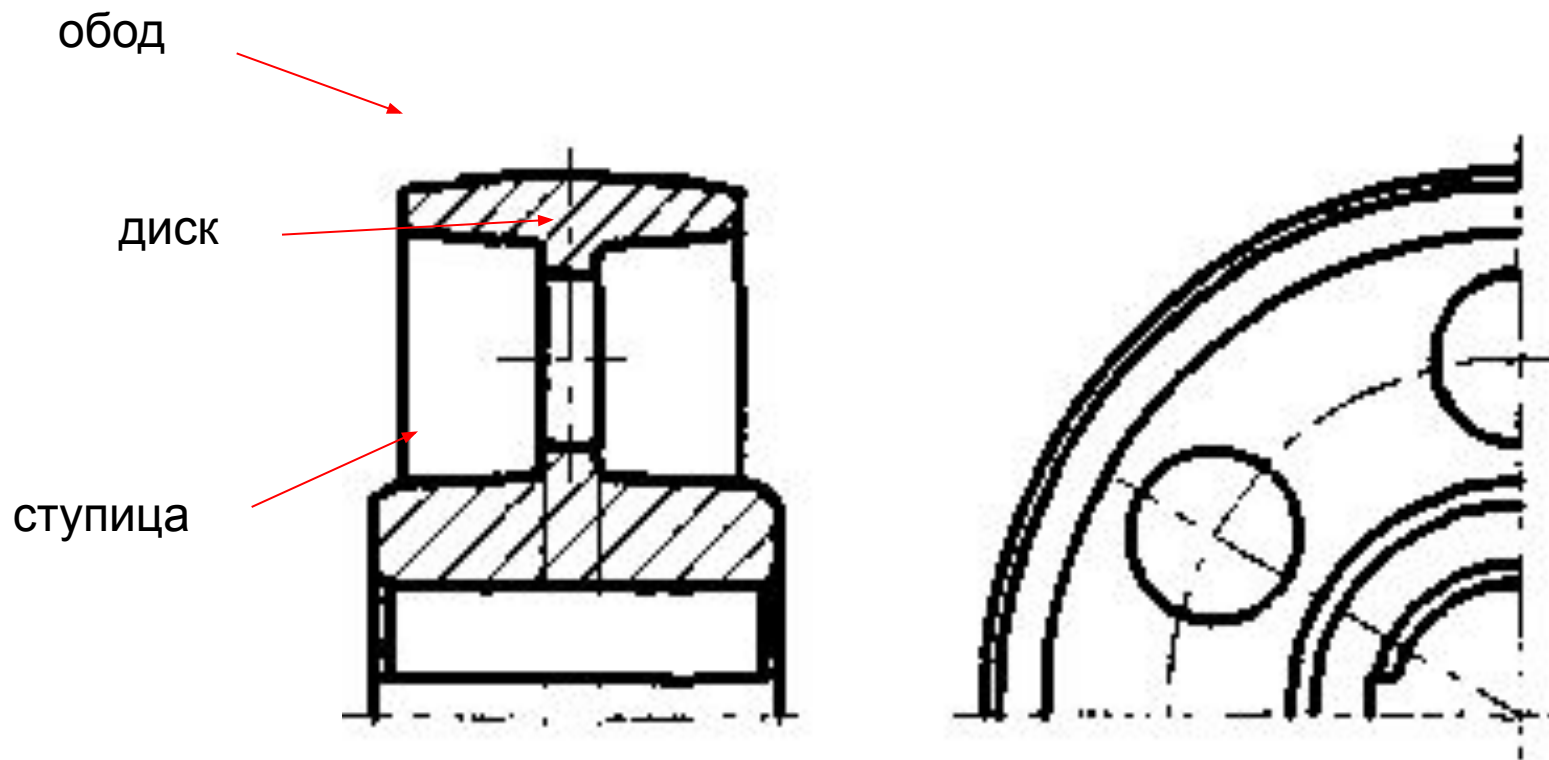
$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(180^\circ - \alpha_1)}$$

Приближенно: $F_n \approx 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$

У передач трением нагрузка на валы в 2...3 раза больше окружного усилия.

У зубчатременных передач требуется незначительное начальное натяжение ремня, поэтому нагрузка на валы немного больше окружного усилия, что является существенным достоинством этих передач

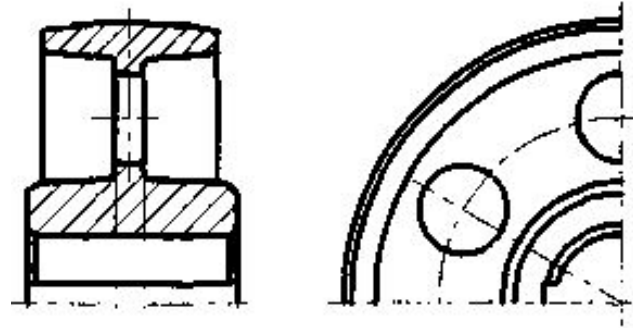
Шкивы ременных передач



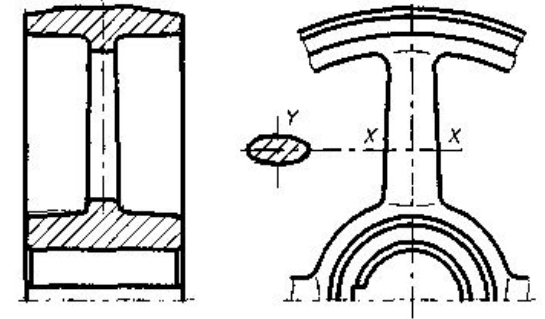
Конструкции шкивов



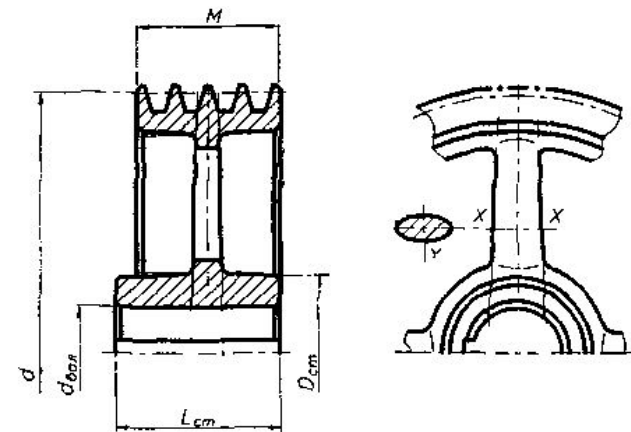
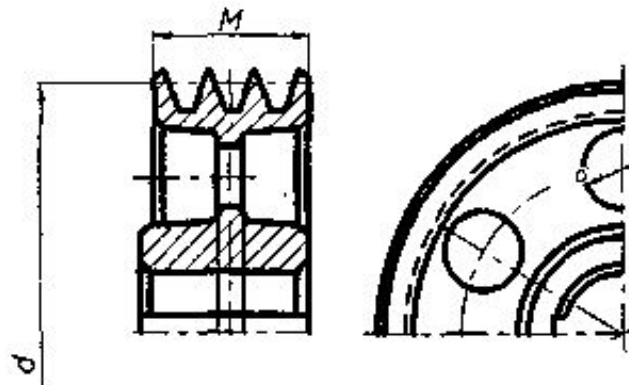
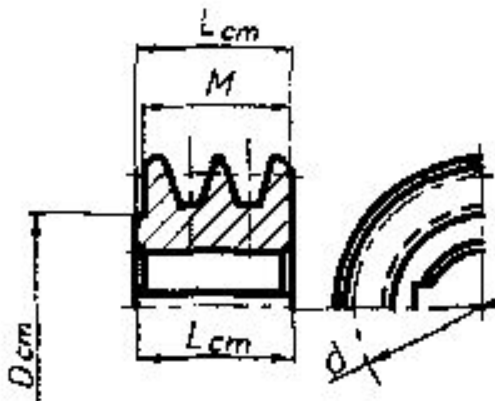
Без диска



С диском

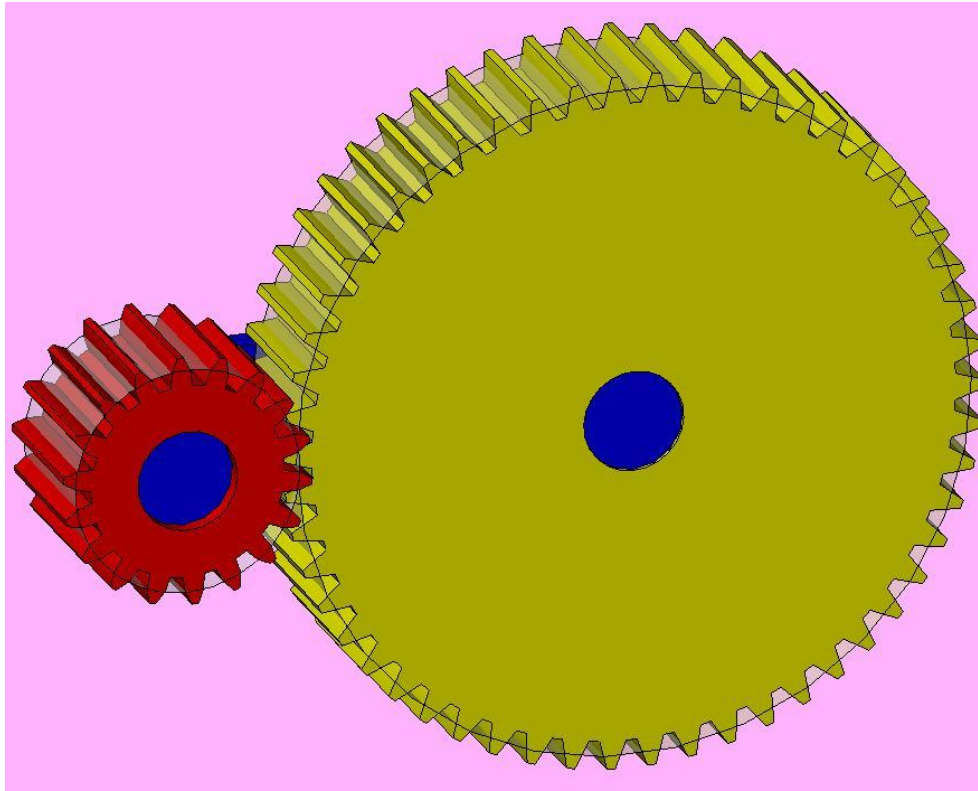


Со спицами



Общие сведения о зубчатых передачах

Зубчатые передачи относятся к передачам зацеплением с непосредственным контактом между ведущим и ведомыми звеньями





Достоинства

- Компактность
- Высокий КПД
- Сохраняют постоянство передаточного отношения
- Относительно небольшие нагрузки на валы и опоры
- Большая долговечность и надежность в широких диапазонах мощностей
- Простота обслуживания



Недостатки

- Сложность изготовления точных передач
- Возможность возникновения шума и вибраций при недостаточной точности изготовления и сборки
- Невозможность бесступенчатого регулирования частоты вращения ведомого вала

Цилиндрическая прямозубая передача

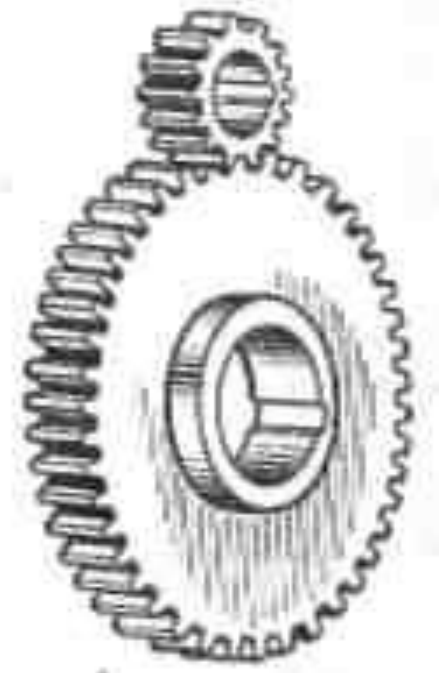
Применяют при небольших окружных скоростях (до 5 м/с), в закрытых и открытых передачах

ГОСТ 1643-81 на допуски для цилиндрических зубчатых колес и передач устанавливает 12 степеней точности

Для каждой степени точности установлены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес

В машиностроении зубчатые передачи общего назначения изготавливают по 6-9 степеням точности

Цилиндрические прямозубые: 6-й степени точности при V до 15 м/с; 7-й – до 10 м/с; 8-й – до 6 м/с; 9-й – до 2 м/с



Основные кинематические характеристики

Передаточное отношение $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$

Передаточное число $u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$

$$u = |i|$$

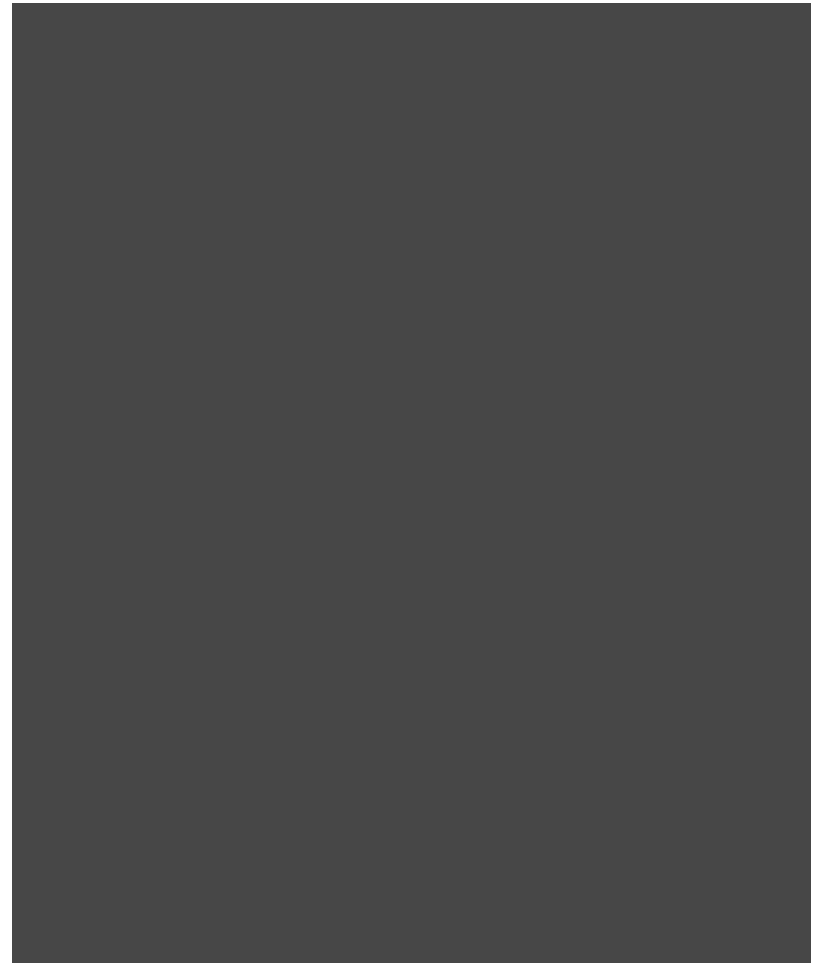
Геометрические характеристики зубчатых колес

Делительными называют окружности, по которым в процессе изготовления зубчатых колес производится деление цилиндрических заготовок на число частей, равное числу зубьев:

$$\begin{array}{l} \pi d_1 = z_1 p \\ \pi d_2 = z_2 p \end{array} \quad \Rightarrow \quad \begin{array}{l} d_1 = pz_1/\pi \\ d_2 = pz_2/\pi \end{array}$$

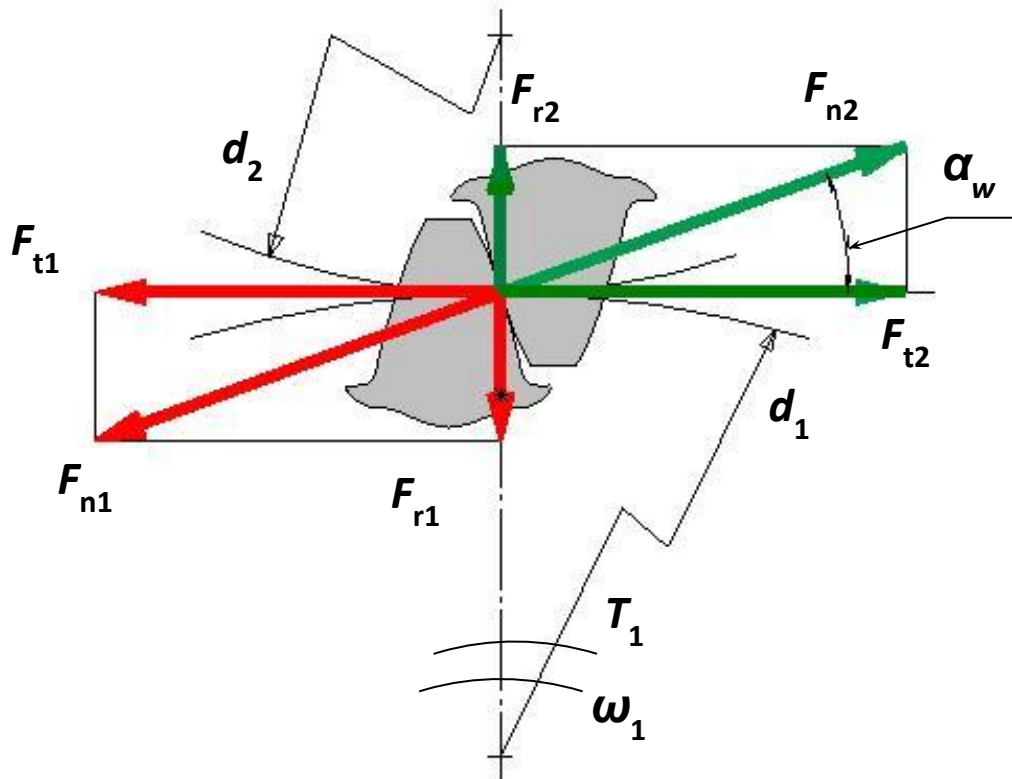
Шаг зубьев	$p = s + e$
толщина зубьев	s
ширина впадины	e

$$s = e$$



Диаметр делительной окружности	$d = mz$
Межосевое расстояние	$a = (d_1 \pm d_2)/2 = m(z_1 \pm z_2)/2$
Высота зуба	$h = h_a + h_f = 2,25m$
Высота головки зуба	$h_a = m$
Высота ножки зуба	$h_f = m + c = 1,25m$
Радиальный зазор	$c = 0,25m$
Диаметр вершин зубьев	$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2)$
Диаметр впадин	$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5)$
Ширина венца	$b = \psi_{ba} a = \psi_{bd} d$

Силы в зацеплении



F_n - нормальная сила, действующая по линии зацепления

F_t - окружная сила, действующая по касательной к окружностям

F_r - радиальная сила, действующая по радиусу к центру

α_w - угол зацепления, 20 град

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$$

Цилиндрическая косозубая передача

Достоинства :

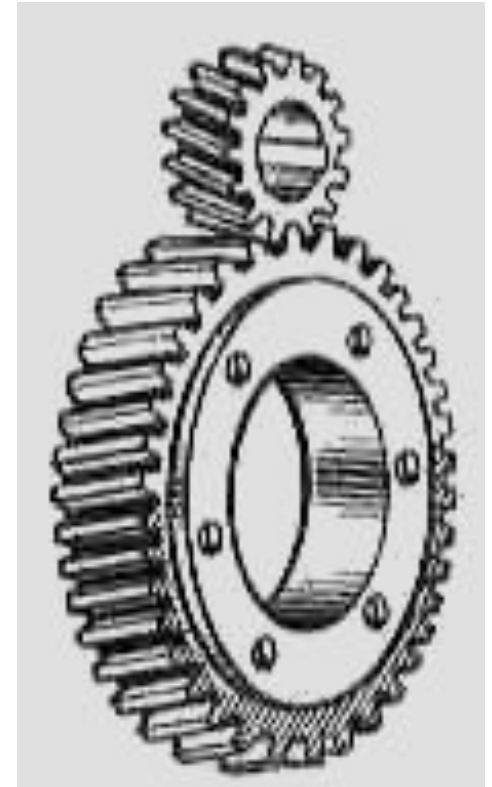


- плавность зацепления
- меньший шум
- снижение динамических нагрузок

Недостаток:



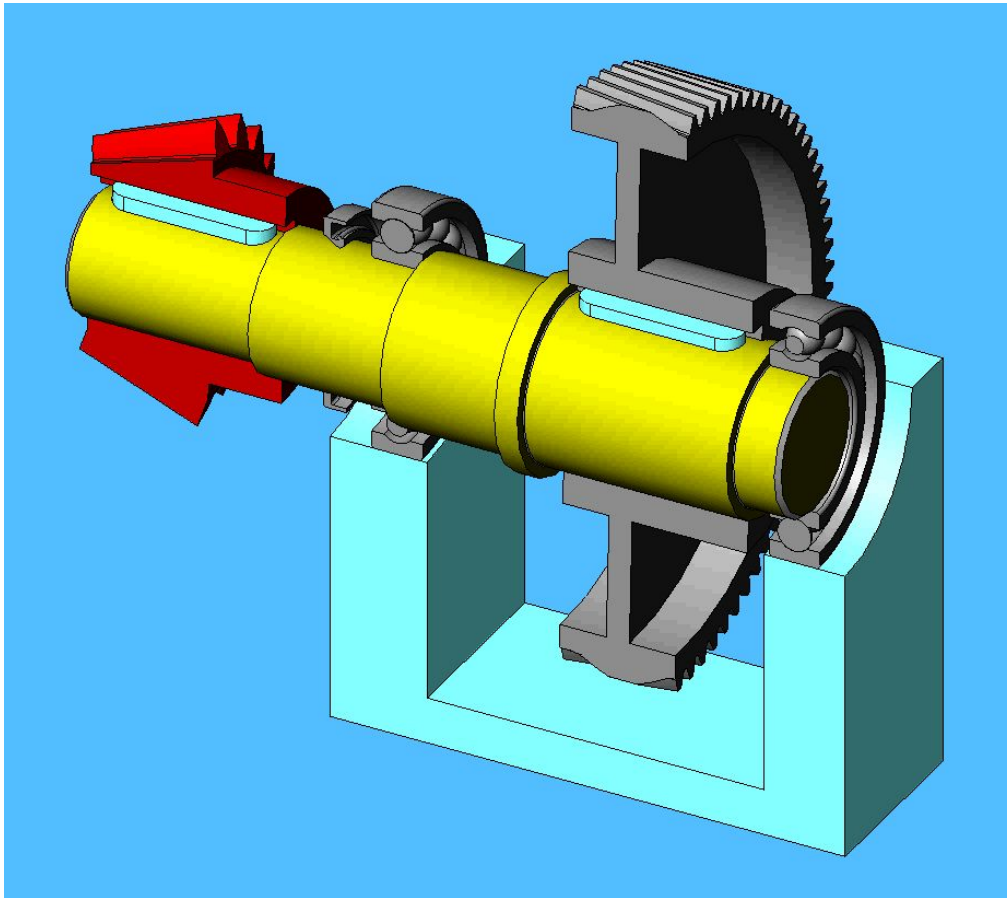
- наличие осевой силы, стремящейся сдвинуть зубчатое колесо с валом вдоль оси



Сравнение прямозубой и косозубой передач

	Прямозубая		Косозубая		Сравнение характеристик
	шестерня	колесо	шестерня	колесо	
1 Межосевое расстояние	180		160		Характеристики 1,2,3 и 4 влияют на габаритные размеры передачи, а следовательно и редуктора и следует выбрать косозубую передачу
2 Диаметр делительной окружности	72	288	77,45	242,5	
3 Диаметр окружности вершин зубьев	76,5	292,5	81,45	246,5	
4 Диаметры окружности впадин зубьев	66,375	282,375	72,45	237,5	
5 Ширина зубчатого венца	75	72	67	64	
Окружная скорость зубчатых колёс	1,1		1,2		
Окружные силы зацепления	4333		4028		Нагрузка на редуктор и валы будет меньше при косозубой передаче
Радиальные силы зацепления	1577		1477		
Фактический угол наклона	0		11,11		
Модуль	2,25		2		

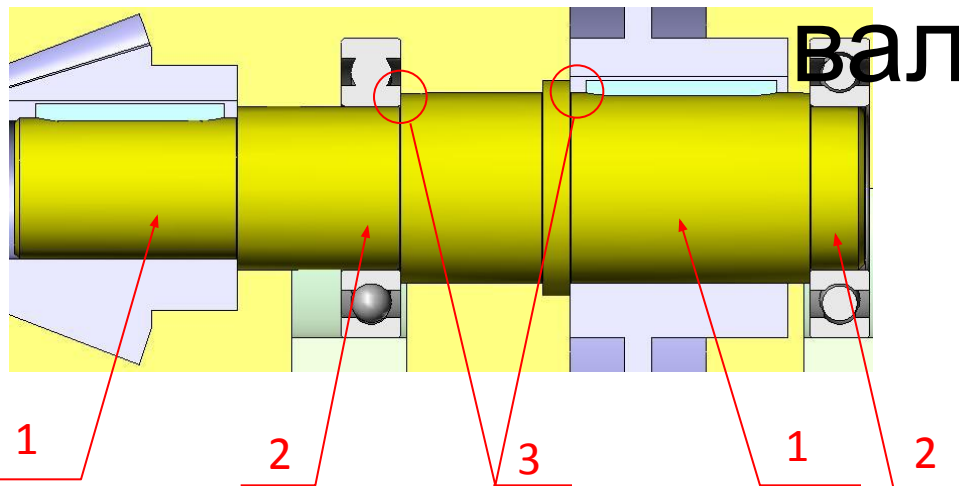
Расчёт быстроходного и ТИХОХОДНОГО ВАЛОВ



Вал – деталь машин и механизмов, предназначенная для передачи крутящего момента и поддержания вращающихся на них деталей

Конструктивные элементы

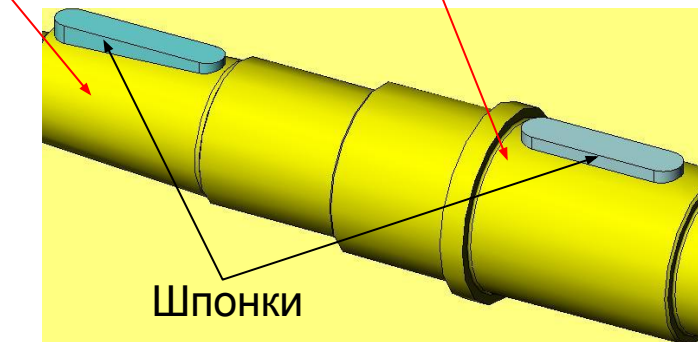
валов



- 1 – посадочная поверхность (посадочный участок)
- 2 – цапфа
- 3 – переходная поверхность (переходный участок)

Посадочными поверхностями называют поверхности, на которые насаживают ступицы шкивов, зубчатых колес, звездочек. Бывают цилиндрическими и коническими.

Конический участок Цилиндрический участок



Вращающий момент от ступицы к валу и наоборот может передаваться с помощью шпоночного соединения, шлиц или посадки с натягом

Расчёт быстроходного и тихоходного валов

На валах устанавливают вращающиеся элементы: зубчатые колёса, шкивы, звёздочки и т.д. Редукторные валы рассчитывают в два этапа. На первом этапе проводят проектный расчёт, в результате которого определяют длины отдельных участков вала, диаметры в характерных сечениях и приложенные к ним нагрузки. На втором этапе определяют фактический коэффициент запаса прочности в предположительно опасных сечениях.

Расчёт быстроходного и тихоходного валов

Исходные данные для конструирования

валов

T_1 - вращающий момент на валу

F_{t1} - окружные силы, действующие в зацеплении;

F_{r1} - радиальные силы, действующие в зацеплении;

d_1 - диаметр делительной окружности зубчатого колеса;

b_1 - ширина зубчатого венца зубчатого колеса;

F_H - сила давления со стороны клиновых ремней на вал.

Расчёт быстроходного и ТИХОХОДНОГО ВАЛОВ

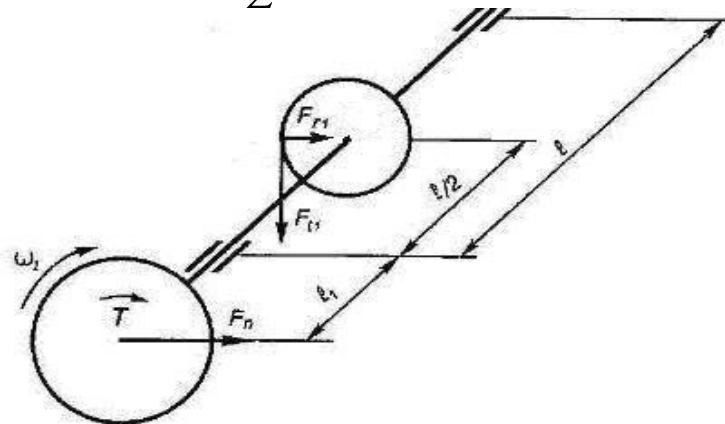
Расчетные ориентировочные геометрические размеры
каждой ступени вала

$$d_M = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_K]}} \quad l_1 = \frac{B_1}{2} + 40$$

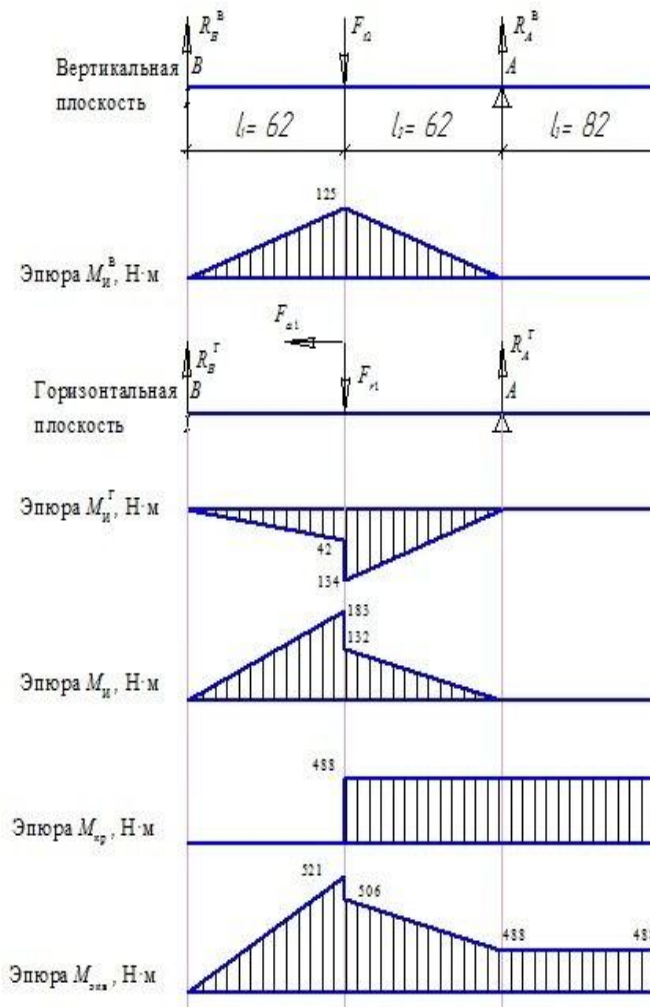
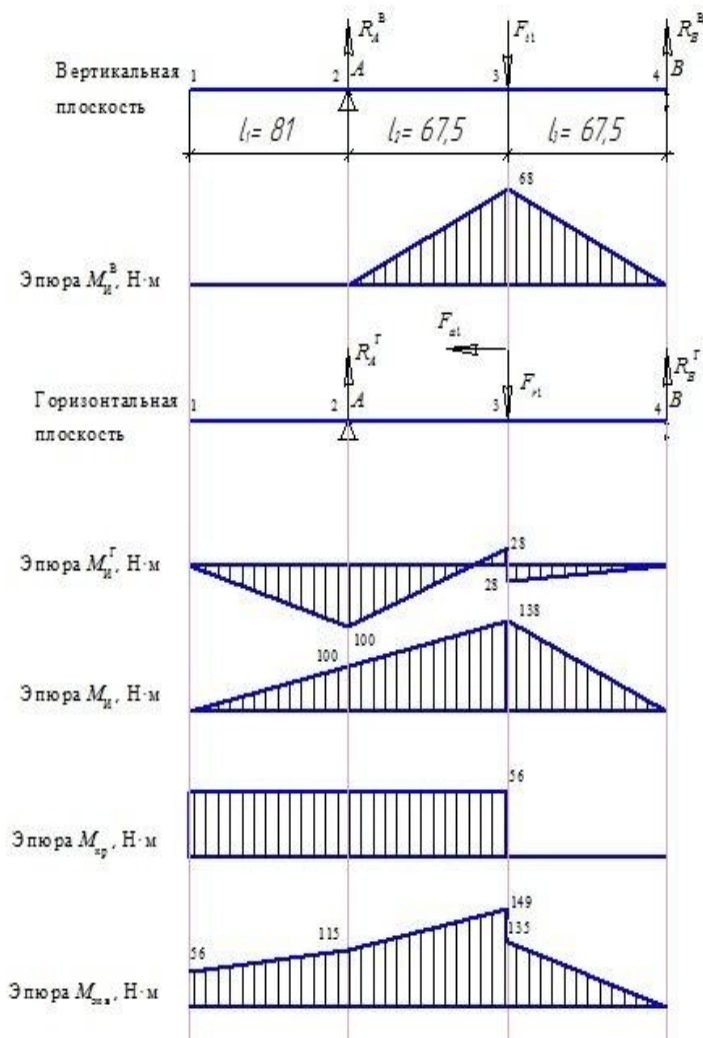
$$d_n = d_M + 2t \quad l_2 = l_3 = \frac{b_1}{2} + 30$$

$$d_K = d_n + 3,2r$$

$$2d_K \leq d_{f1}$$

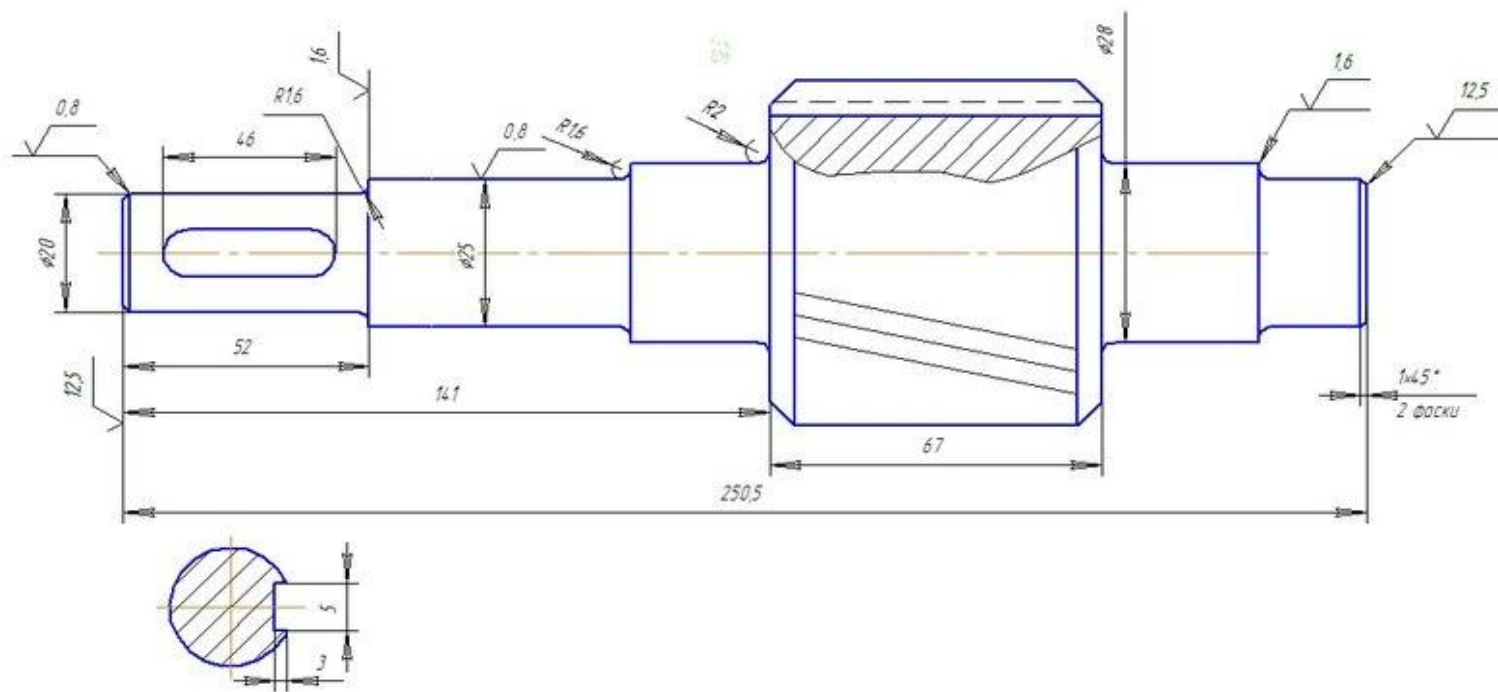


Эпюры моментов действующих на вал

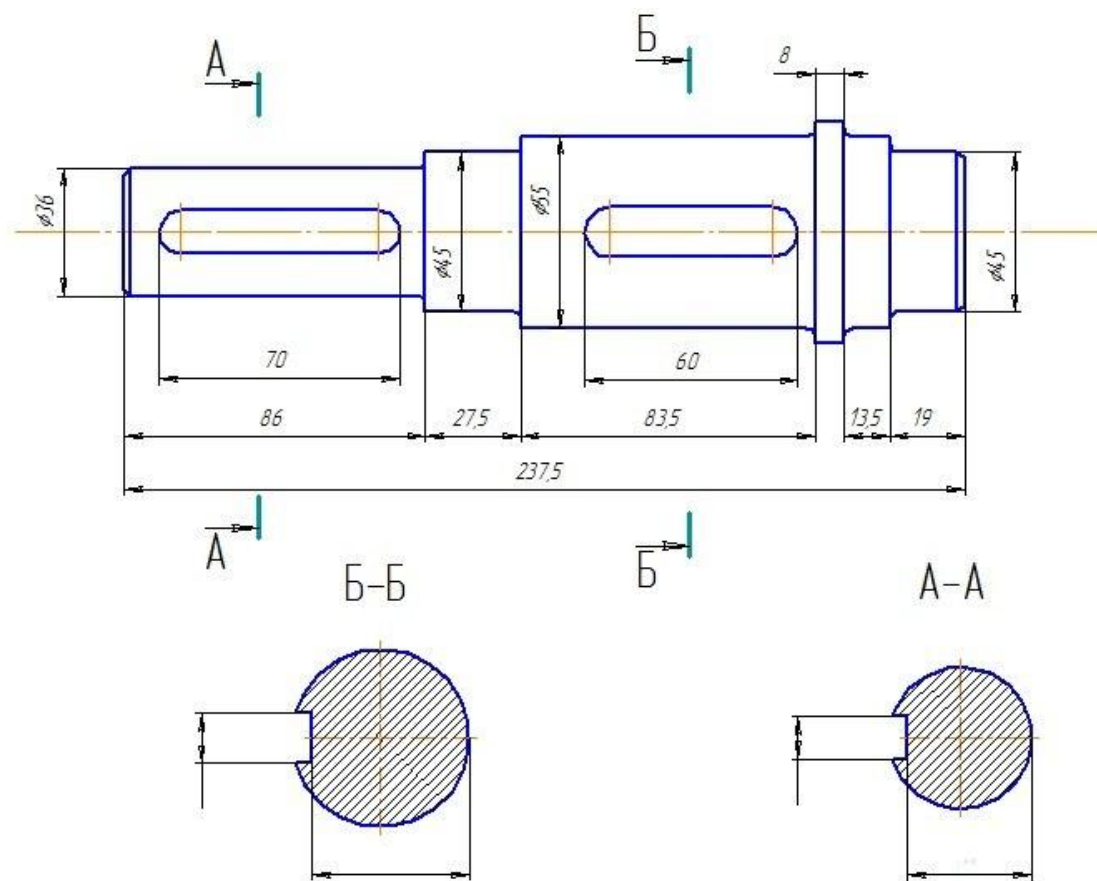


Эскиз вала с указанием основных конструктивных размеров.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\delta_u]}}$$



Эскиз вала с указанием основных конструктивных размеров.



Проверочный расчёт вала

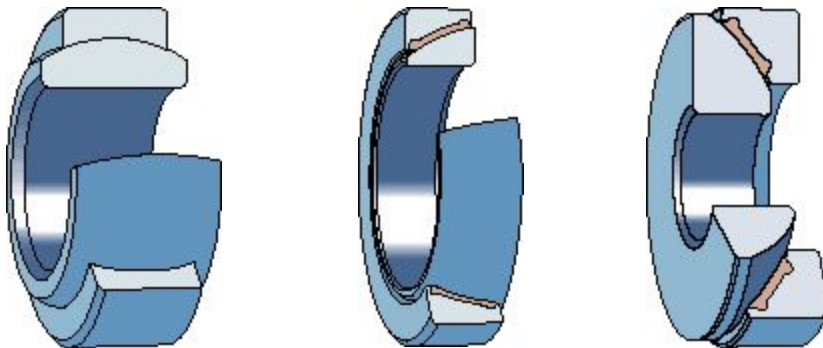
Проверочный расчёт вала является уточнённым, так как учитывается характер динамической нагрузки, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров вала, качество обработки поверхностей. Расчёт сводится к определению запаса прочности n . Условие прочности выполнено, если $n \geq [n]$. Требуемый коэффициент запаса прочности принимается меньше значений от 1,2 до 1,5. Меньшие значения относятся к приводам менее ответственных механизмов. Проверочный расчёт вала выполняется для сечений, наиболее нагруженных и имеющих концентратор напряжения (шпоночный паз, галтель, канавку).

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n]$$



ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники, работающие по принципу трения скольжения называются подшипниками скольжения



Подшипники являются опорами вращающихся осей и валов. При проектировании той или иной машины их подбирают из числа выпускаемых типоразмеров.

мы выбрали радиально – упорный шариковые подшипники типа 46305
Грузоподъемность:

$$C_0 = 14600 \text{ H}$$

$$C = 26900 \text{ H}$$

долговечность наиболее нагруженного подшипника рассчитывается по формуле:

$$L_{ah} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$L_{ah} > [L_h] \text{ , значит подшипник подобран правильно}$$

Достоинства:

- малые габариты в радиальном направлении
- бесшумность работы
- хорошая восприимчивость ударных и вибрационных нагрузок
- возможность применения разъемных подшипников
- допускают высокую частоту вращения (100 000 об/мин и более)
- возможность работы в воде и других агрессивных средах
- большая долговечность в условиях жидкостного трения
- применяют при повышенных требованиях к стабильности точности положения валов;
- отсутствие подшипников качения требуемых диаметров (миниатюрные и особо крупные валы).

Недостатки

- Высокие потери на трение и в связи с этим пониженные КПД; КПД 0,95 –0,99
- Необходимость систематического наблюдения и непрерывного смазывания
- Тяжелонагруженные подшипники, работающие при высоких частотах вращения нуждаются в принудительном подводе под давлением смазочного материала (масла, воды и др.) для поддержания режима жидкостного трения и отвода выделяющейся теплоты
- Подшипники с обычными маслами надежно работают до температур не выше 150 градусов
- Неравномерный износ подшипника и цапфы
- Применение для изготовления подшипников дорогостоящих материалов
- Относительно большая длина в осевом направлении

Области рационального применения подшипников скольжения

Опоры тихоходных малоответственных механизмов

Опоры быстроходных узлов, работающих при вибрационных и ударных нагрузках

Подшипники, выполняемые по условиям сборки разъемными (опоры коленчатых валов)

Опоры при стесненных радиальных габаритах

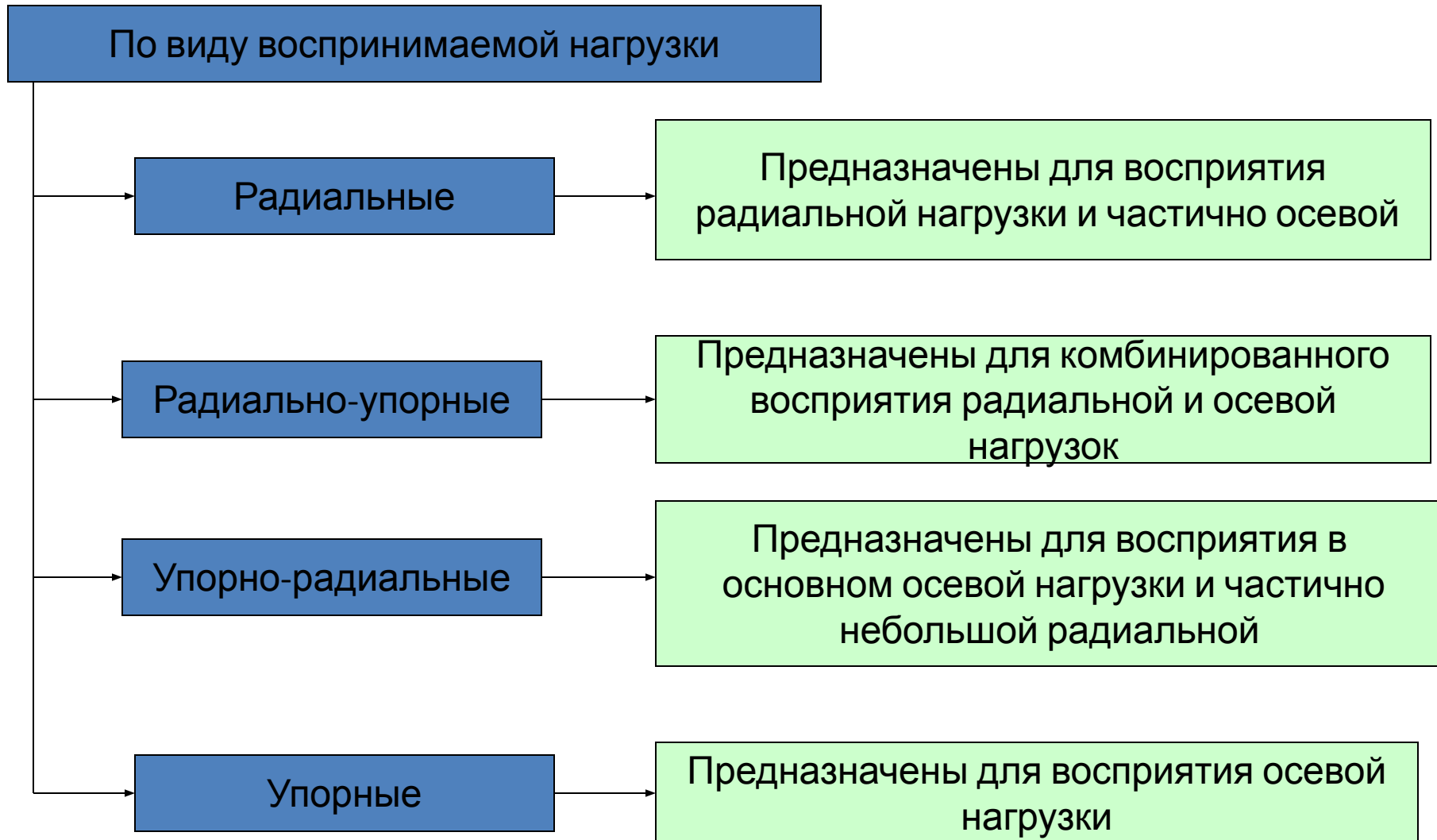
Подшипники, работающие в абразивных и агрессивных средах

Опоры быстроходных узлов, работающих при вибрационных и ударных нагрузках

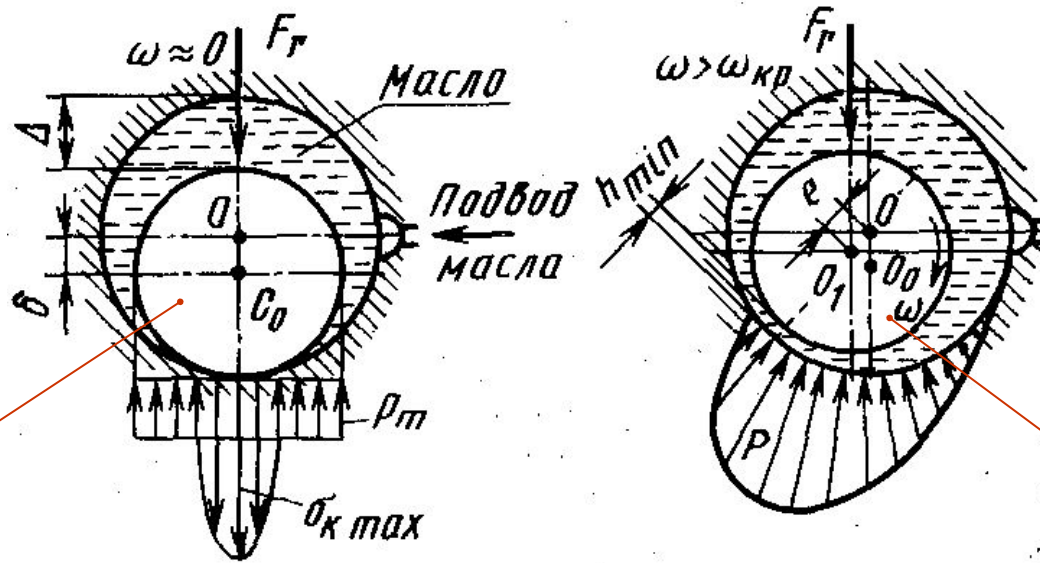
Подшипники, работающие при особо высоких частотах вращения – газовые и электромагнитные

Опоры уникальных конструкций, для которых стандартный подшипник качения подобрать невозможно

Классификация подшипников:



ВИДЫ ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ



Положение вала в состоянии покоя и при разгоне

Положение вала после разгона

Смазочные материалы

```
graph TD; A[Смазочные материалы] --> B[Жидкие]; A --> C[Газообразные]; A --> D[Пластичные (густые)]; A --> E[Твердые];
```

Жидкие

Газообразные

Пластичные
(густые)

Твердые

СМАЗКА ПОДШИПНИКОВ

Смазка подшипников может выполнять следующие функции: уменьшать потери на трение, снижать износ рабочих поверхностей, отводить теплоту, предохранять от коррозий, снижать шум, обеспечивать герметизацию подшипниковых узлов.

Диаметры подшипников: 25 и 45 мм, средний диаметр 35 мм.

Частоты вращения подшипников 300 и 95 оборотов в минуту, средняя частота вращения подшипников 200 оборотов в минуту.

Рабочая температура редуктора 60 градусов Цельсия.

По номограмме определяем, что вязкость масла при рабочей температуре подшипника должна быть $60 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Вязкость $60 \text{ мм}^2/\text{с}$ при рабочей температуре будет у масла, имеющего при температуре 40 градусов Цельсия вязкость $190 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Под эти параметры подходит масло Shell Helix 70W90, стоимостью 532 рубля за литр.

Подбор соединительной муфты



Подбор соединительной муфты

- Муфты – это устройства, служащие для соединения соосных деталей, например труб, валов, стержней и т.д.
- Выбираем муфту для соединения выходного вала редуктора и вала привода конвейера между собой по назначению, номинальному крутящему моменту и диаметру выходного конца вала редуктора

Подбор соединительной муфты

Исходные данные для расчета муфты:

- $d_g = 36$ мм (Приложение Б3[1]–«выходной вал редуктора»1 ЦУ-200-4 12)
- $T_3 = 450$ Н·м – крутящий момент, передаваемый выходным валом редуктора

Подбор соединительной муфты

Расчетный крутящий момент определяется по формуле:

$$T_p = K_p T;$$

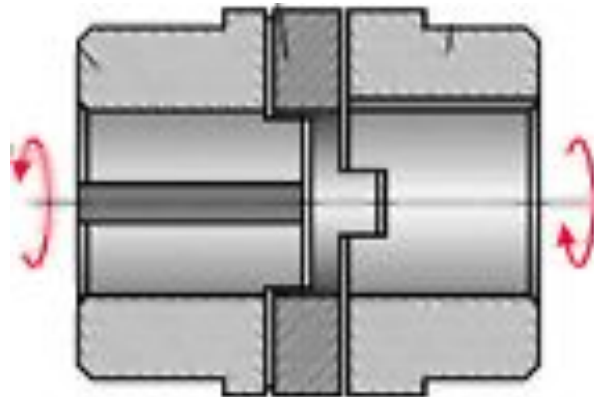
где K_p – коэффициент режима работы;

Для ленточных конвейеров

Принимаем $K_p = 1,15 \dots 1,3$

$$K_p = 1,15 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

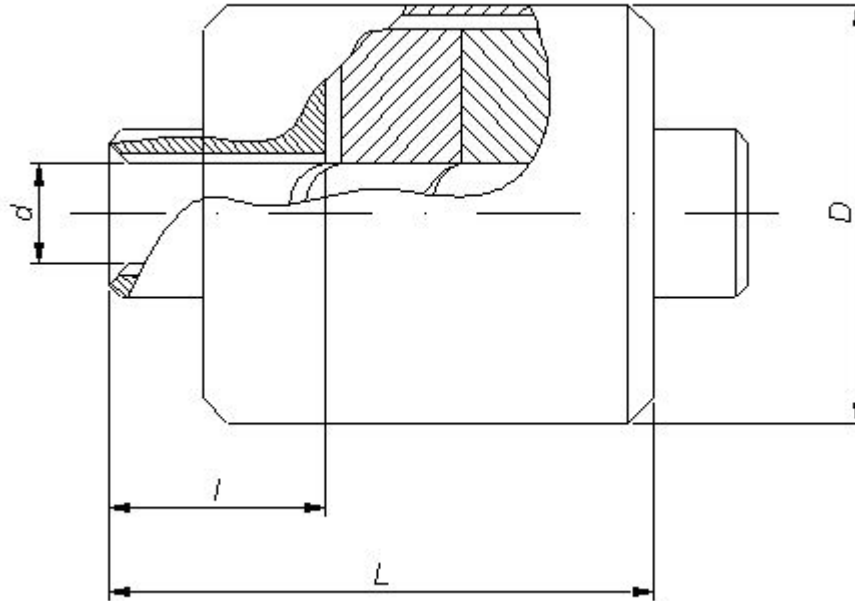
Выбираем кугачевую дисковую муфту типа 630-36-1У3 ГОСТ Р 20720-93



Подбор соединительной муфты

муфты

Эскиз кулачково-дисковой муфты.



Подбор соединительной муфты

Основные параметры муфты (ГОСТ 20720-93)

[T], Н·м	d, мм	D, мм	L, мм	l, мм
630	36	210	190	82

□

Подбор шпоночных соединений

Подбор шпонки под муфту: $d_g = 36$ мм. $T=450$ Н·м.

- По таблице 1.10[3] выбираем размеры шпонки: $b=10$ мм, $h=8$ мм,
- $t_1 = 5$ мм, $t_2 = 3,3$ мм, $l=70$ мм.
- Проверочный расчет шпонки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{(h-t_1) \cdot l} \leq \sigma_{adm} ,$$

где Q - сила смятия,

$$Q = \frac{2T}{d}$$

- $Q = \frac{2 \cdot 450}{0,036} = 2500$ Н,

- $\frac{2500}{(8-5) \cdot 36} = 23,48 \leq 120$ МПа.

Расчет рамы под привод

Приводы машин, состоящие из электродвигателя и передач, устанавливают на сварных рамах или литых плитах.

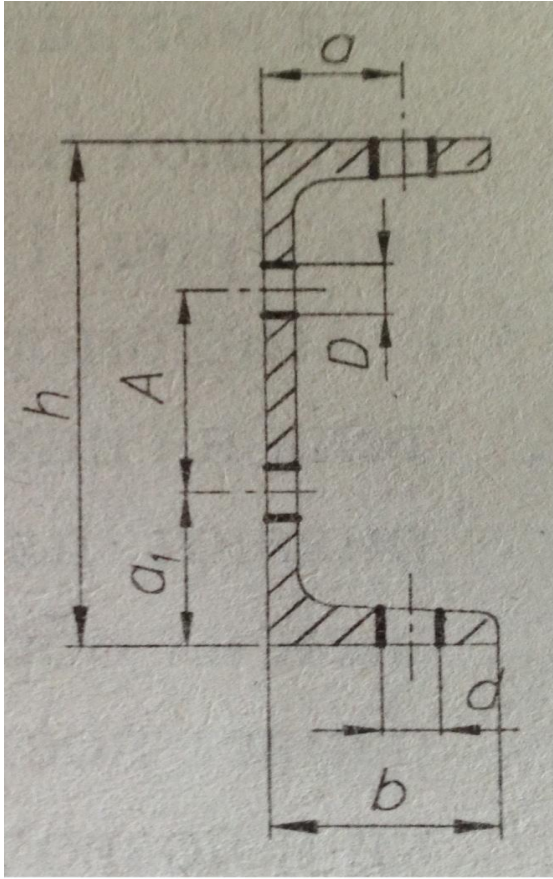
При единичном производстве машин в основном применяют сварные рамы, изготовленные из листовой стали и профильного проката – швеллеров или уголков.

Конструкция и размеры рамы зависят от типов и размеров электродвигателя и редуктора.

Размер L округляется до ближайшего большего стандартного L_{ϕ} .
Принимаем $L = 1000$ мм

Высоту рамы определяют в зависимости от её длины $H = (0,08 \dots 0,10)L$, и подбирают размер швеллера.

Принимаем швеллер №10



Номер швеллера	h	b	d	D	a	A _{max}	A ₁
	мм						
10	100	46	13	9	30	34	33

