

МУФТЫ. ПРИВОДЫ

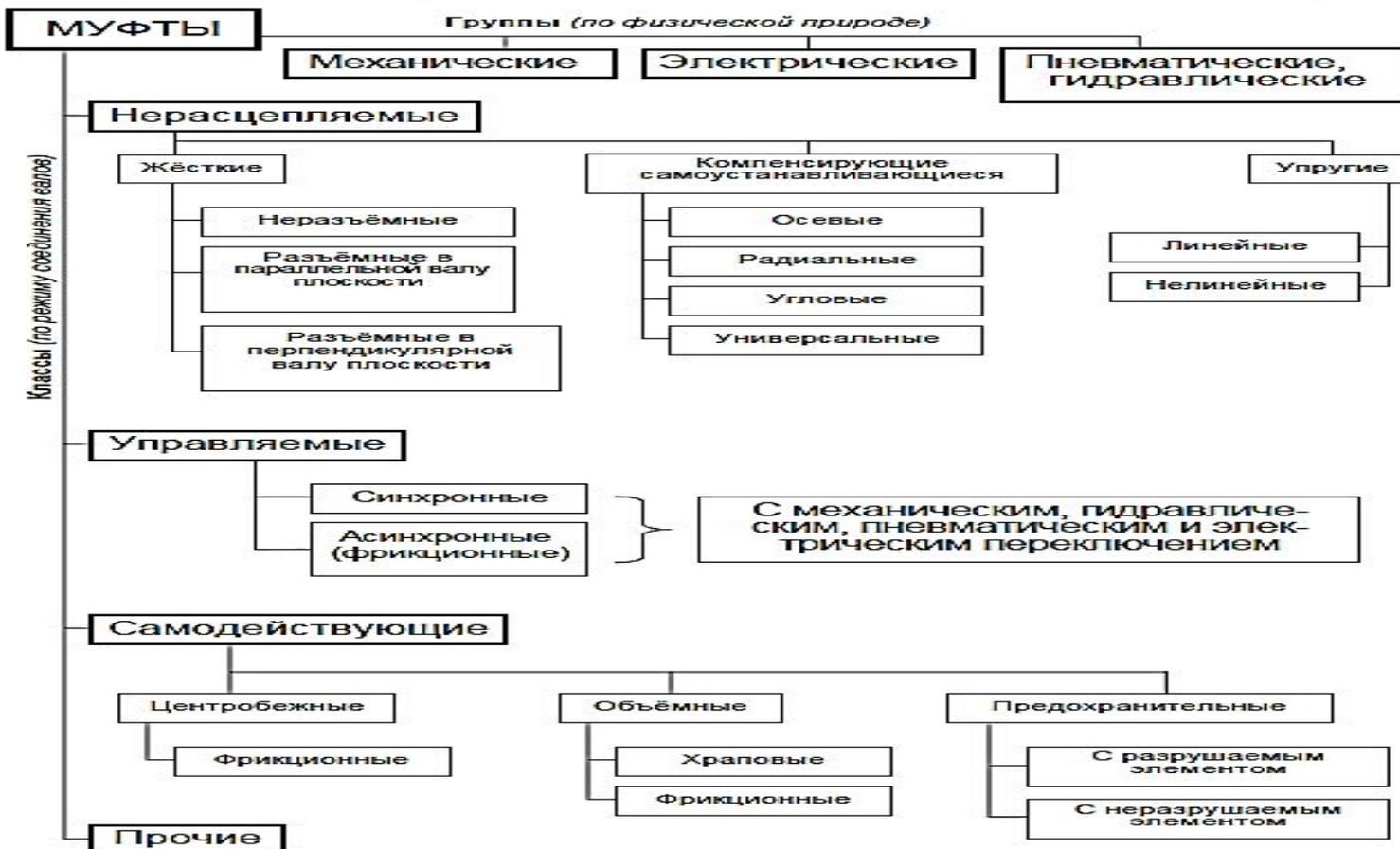
- 1 **Назначение, основные конструкции и классификация муфт**
- 2 **Муфты глухие**
- 3 **Жесткие компенсирующие муфты. Подвижные муфты**
- 4 **Кулачковые сцепные муфты**
- 5 **Фрикционные сцепные муфты**
- 6 **Упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП) по ГОСТ 21424-93.**
- 7 **Упругая муфта с резиновой звездочкой по ГОСТ 14064-93**
- 8 **Упругие муфты с торообразной оболочкой**
- 9 **Муфты обгонные. Муфты свободного хода**
- 10 **Муфты центробежные колодочные**
- 11 **Муфты центробежные колодочные**
- 12 **Предохранительные фрикционные муфты по ГОСТ15622-77**
- 13 **Конусные фрикционные предохранительные муфты**
- 14 **Назначение привода. Общий КПД привода.**
- 15 **Общее передаточное число**
- 16 **Кинематический и энергетический расчеты привода**

муфт

Муфты могут передавать вращающий момент валам и другим деталям (колёсам, шкивам и т.д.). Они соединяют соосные и несоосные валы. Муфты существуют потому, что всегда есть некоторое смещение, перекос и взаимная подвижность валов. Конструкции муфт весьма разнообразны.

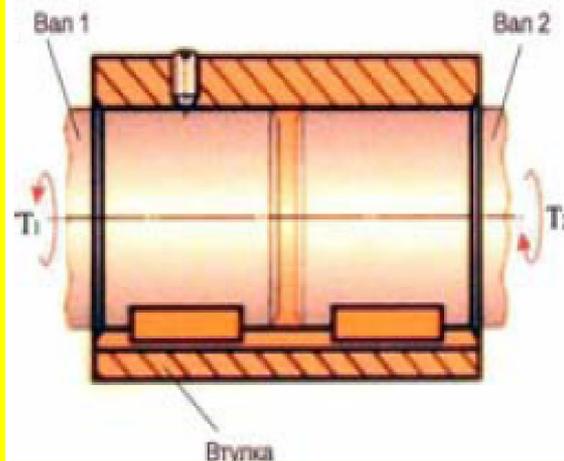
Группы муфт различают по их **физической природе**: муфты механического действия; муфты электрического (электромагнитного) действия; муфты гидравлического или пневматического действия.

Классы муфт различают по **режиму соединения валов**: не расцепляемые (постоянные, соединительные) – соединяют валы постоянно, образуют длинные валы; управляемые – соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления.



Муфты глухие

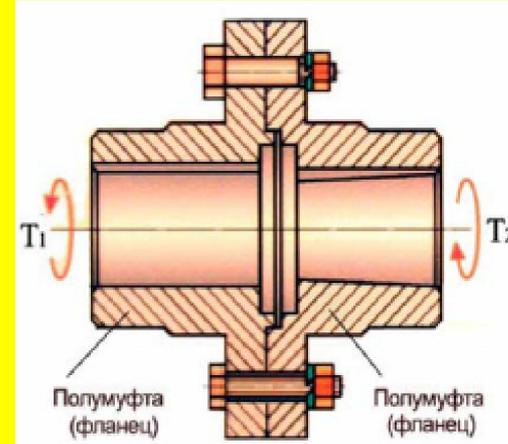
Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов. Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов.



Муфта втулочная

Соединение втулки с валами выполняют с помощью цилиндрических штифтов, сегментных шпонок или шлицевого соединения. Втулочные муфты применяют в легких машинах при диаметрах валов до 70 мм. Они характеризуются простотой конструкции и малыми габаритами. Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки. Необходимо проверить штифты на срез: $\tau_{ср} = 2 \cdot F_t / (\pi \cdot d_{ш}^2) \leq [\tau]$, где $F_t = 2 \cdot T_{расч.} / d$, Н – окружное усилие, срезающее штифт;

[τ], МПа- допускаемое напряжение на срез для материала штифта, d – диаметр



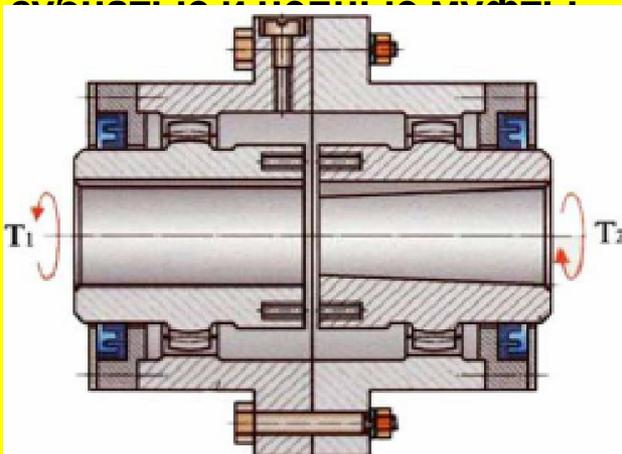
Муфта фланцевая.

Фланцы полумуфт соединяют болтами, поставленными с зазором или без зазора. В конструкции, выполненной по первому варианту, крутящий момент передается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором варианте непосредственно болтами, работающими на срез и смятие. Соединение с валами осуществляется по цилиндрической или конусной поверхности. Передача крутящего момента на валы, как правило, через шпонки. Расчет на прочность выполняют для шпоночных соединений и болтов, которые рассчитываются на срез: $\tau_{ср} = 4 \cdot F_t / (z_б \cdot \pi \cdot d_б^2) \leq [\tau]$, где $F_t = 2 \cdot T_{расч.} / d$, Н – окружное усилие, срезающее штифт;

d, м- диаметр расположения болтов;

Жесткие компенсирующие муфты. Подвижные муфты

Жесткие компенсирующие муфты при соединении валов способны компенсировать незначительные радиальные, осевые и угловые смещения, обусловленные неточностями изготовления, монтажа, особенностями конструкции узлов и деформациями валов при работе. Компенсация отклонений от соосности валов достигается за счет подвижности жестких деталей муфты. Наиболее распространены



Зубчатая муфта стандартизована. Состоит из двух обойм с внутренними зубьями эвольвентного профиля зацепляющимися с внешними зубьями втулок, установленных на концы валов. Обоймы соединяют между собой болтами, поставленными без зазора. Обоймы центрируют по вершинам зубьев втулок. Втулки изготавливают с отверстиями для цилиндрических и конических концов валов. Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении, обточки

Зубчатые муфты имеют малые размеры, их применяют для передачи вращающего момента от 1000 до 63000 Н·м между горизонтальными валами диаметром (40...220)мм при окружных скоростях до 25 м/с.

Проверка муфты производится по напряжениям смятия рабочих поверхностей зубьев :

$$\sigma_{см} = T_{расч.} / (0,9 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot b) \leq [\sigma_{см}],$$

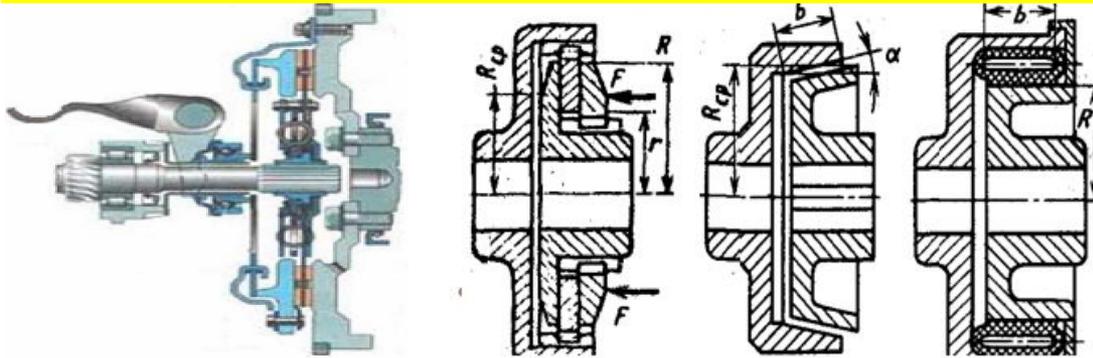
где $T_{расч.}$, Н·м – расчетный крутящий момент ; m , мм – модуль зубьев муфты;
 $[\sigma_{см}] = (12...15)$ МПа - допускаемое напряжение смятия; b , м – длина зуба; z - число зубьев.

Существуют муфты которые допускают соединение валов с повышенным взаимным смещением осей как вызванными неточностями, так и специально заданными конструктором.

Ярким представителем этого семейства являются **шарнирные муфты**. Они называются

Фрикционные сцепные муфты

Фрикционная муфта обеспечивает возможность плавного сцепления ведущего и ведомого валов под нагрузкой.



Вычисляют усилие сжатия дисков при передаче крутящего момента:

$$F_{сж} = 2 \cdot k \cdot T_H / (0,5 \cdot (D_2 + D_{вн}) \cdot z \cdot f),$$

где T_H , Н·м - крутящий момент передаваемый муфтой (номинальный);

$D_{вн}$, D_2 , м - диаметры дисков.

Фрикционные сцепные муфты выполняются в одностороннем и двустороннем исполнении.

Соединение с валом подвижной втулки осуществляется шпонками или шлицами. Наружные диски устанавливаются в пазы включаемых деталей, а внутренние диски установлены в пазы вала. За счет усилия сжатия, осуществляется фрикционная связь между дисками и передача крутящего момента. Передают вращающий момент благодаря **силам трения**, возникающим в контакте между элементами муфты. Силы трения легко регулируются изменением силы сжатия трущихся поверхностей. Поэтому фрикционные муфты допускают плавное сцепление при любой скорости, что успешно используется, например, в конструкции автомобильного сцепления.

Фрикционная муфта не может передать через себя момент больший, чем момент сил трения, поскольку начинается проскальзывание контактирующих фрикционных элементов, поэтому фрикционные муфты являются эффективными неразрушающимися предохранителями для защиты машины от динамических перегрузок. Встречаются различные формы рабочих поверхностей фрикционных элементов: *дисковые*, в которых трение происходит по торцевым поверхностям дисков (одно- и многодисковые); *конусные*, в которых рабочие поверхности имеют коническую форму; *цилиндрические*, имеющие цилиндрическую поверхность контакта.

Выбор муфты осуществляют по передаваемому крутящему моменту.

Проверяют удельное давление на поверхности дисков:

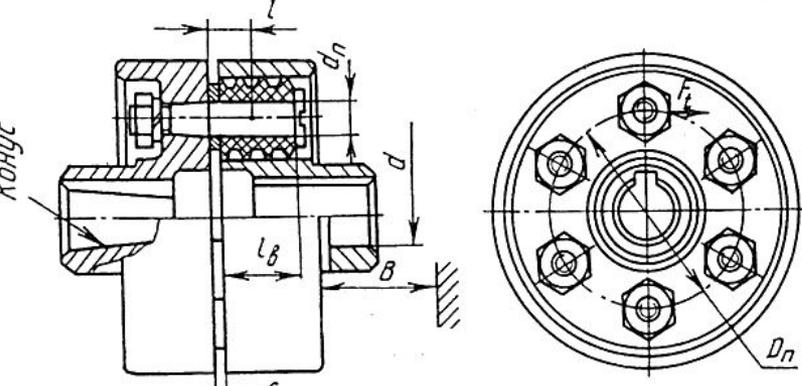
$$p = 12 \cdot k \cdot T_H / ((D_2^3 - D_{вн}^3) \cdot \pi \cdot z \cdot f) \leq [p],$$

где $k=(1,3...1,5)$ - коэффициент запаса; $k=(2...3,5)$ - коэффициент запаса для сельскохозяйственных машин;

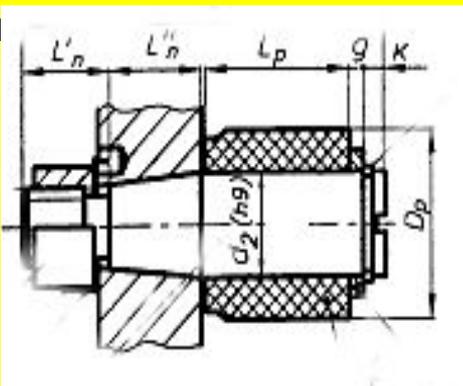
T_H - Н·м - крутящий момент передаваемый муфтой (номинальный); D_2 ; $D_{вн}$ мм - диаметры дисков;

Широкое применение находит **упругая втулочно-пальцевая муфта** ("МУВП").

Здесь нет необходимости крепить резину к металлу, легко заменять упругие элементы при износе. В этих муфтах момент передаётся через пальцы и насаженные на них упругие элементы в форме колец или гофрированных втулок. Такие муфты легки в изготовлении, просты в конструкции, удобны в эксплуатации и поэтому получили широкое применение, особенно для передачи вращения от электродвигателя. Муфты нормализованы в размерах, диаметры валов (16...150) мм и моментов (32 ...15000) Н · м. К сожалению, радиальные и угловые смещения существенно снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузки на валы и опоры. Допускаемое радиальное



ловое несо



дуса.

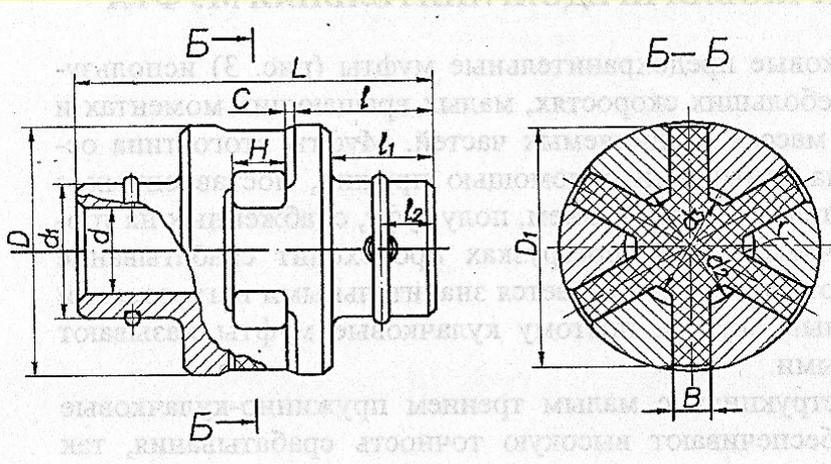
Выполняют проверочный расчет **пальцев на изгиб**: $\sigma_{и} = l \cdot F_t / (0,1 \cdot z_n \cdot d_n^3) \leq [\sigma_{и}]$,
 где $F_t = 2 \cdot T_{расч.} / d$, Н – окружное усилие, изгибающее пальцы; d, м - диаметр расположения пальцев; $[\sigma_{и}]$, МПа- допускаемое напряжение на изгиб для материала пальцев; d_n , мм – диаметр пальца в опасном сечении; z_n - количество пальцев; l, мм – расстояние до точки приложения окружного усилия.

Расчет **упругих элементов на смятие**: $\sigma_{см} = F_t / (d_{вт} \cdot l_b \cdot z_n) \leq [\sigma_{см}]$,
 где $F_t = 2 \cdot T_{расч.} / d$, Н – окружное усилие, изгибающее пальцы; d, м - диаметр расположения пальцев; $[\sigma_{см}] = (1,8..2,0)$ МПа -допускаемое напряжение на смятие для материала втулок; $d_{вт}$, мм – внутренний диаметр втулок; z_n - количество пальцев; l_b , мм – длина втулок.

Упругие муфты различных исполнений

Упругая муфта с резиновой звездочкой

Муфта состоит из двух полумуфт с торцевыми выступами и резиновой



Для выбранного размера муфты необходимо проверить на смятие резиновую звездочку: $\sigma_{см} = (24 \cdot T_{расч} \cdot D) / ((D^2 - d_2^2) \cdot H \cdot z) \leq [\sigma_{см}]$,

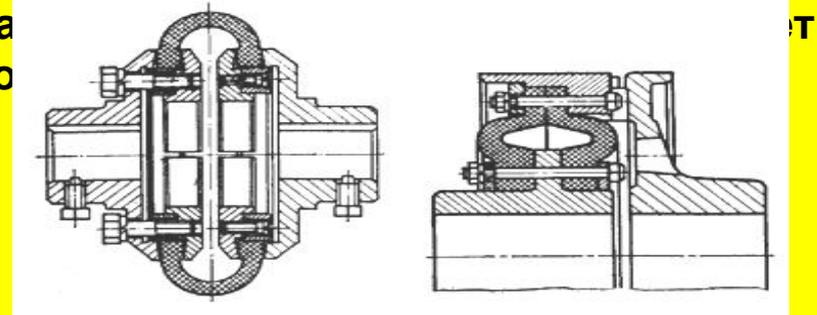
где $T_{расч}$, Н·м – расчетный крутящий момент; D, мм – наружный диаметр звездочки (выступов муфт);

$[\sigma_{см}] = (1,8..2,0)$ МПа – допускаемое напряжение смятия для материала звездочки; d_2 , мм – диаметр границы

Упругие муфты с торообразной оболочкой

Главная особенность таких муфт – наличие неметаллического упругого элемента.

Способность упругих муфт противостоять удару долго



Они способны компенсировать значительные неточности монтажа валов. Лёгок монтаж, демонтаж и замена упругого элемента.

Допускаются радиальные смещения 1 ÷ 5 мм, осевые 2 ÷ 6 мм, угловые 1,5 ÷ 2°, угол закручивания 5 ÷ 30°

Упругий элемент муфты работает на кручение, поэтому необходима проверка прочности по напряжениям сдвига в сечении около зажима (диаметр D_1):

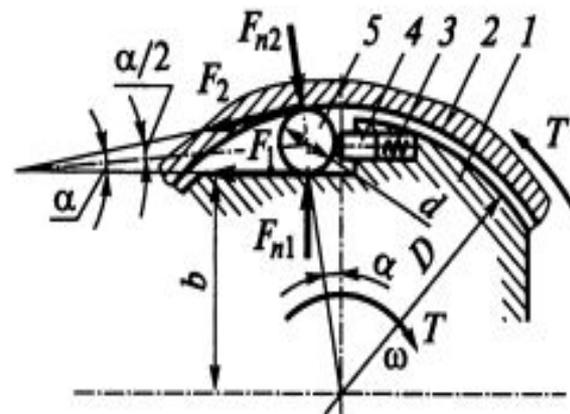
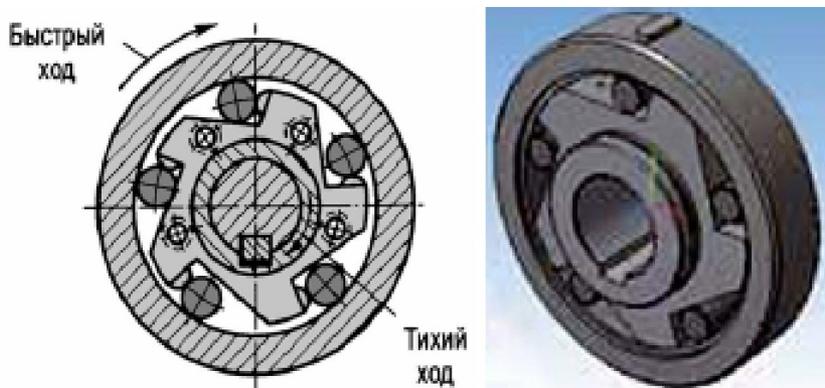
$$\tau = (2 \cdot T_{расч}) / (\pi \cdot D_1^2 \cdot \delta) \leq [\tau]$$

Где $T_{расч}$, Н·м – расчетный крутящий момент ;

D_1 , мм – наружный диаметр зажима полумуфт;

$[\tau] = 0,4$ МПа – допускаемое напряжение сдвига

Муфты обгонные. Муфты свободного хода



Роликовая муфта свободного хода : 1- внутренняя полумуфта; 2-наружная полумуфта; 3-пружина; 4- толкатель; 5- ролик.

При передаче вращающего момента T на ролик действуют нормальные силы F_n и силы трения F . Очевидно, что: $F_1 = F_2 = F$ и $F_{n1} = F_{n2} = F_n$. Силы F_n стремятся вытолкнуть ролик из паза в направлении биссектрисы угла α . Этому препятствуют силы трения $F = F_n \cdot f$.

Условие удержания ролика в пазу:

$2 \cdot F \cdot \cos(\alpha/2) \geq 2 \cdot F_n \cdot \sin(\alpha/2)$ или $2 \cdot F_n \cdot f \cdot \cos(\alpha/2) \geq 2 \cdot F_n \cdot \sin(\alpha/2)$, после преобразования получим:
 $\text{tg}(\alpha/2) \leq f = \text{tg}(\rho)$, $\alpha \leq 2 \cdot \rho$ - из этого уравнения находим угол α .

Геометрически: $\cos(\alpha) = (b + d/2) / (D/2 - d/2) = (2b + d) / (D - d)$, из этого уравнения находим диаметр ролика - d , зная диаметр D и ширину обоймы b .

Условие равновесия обоймы 2:

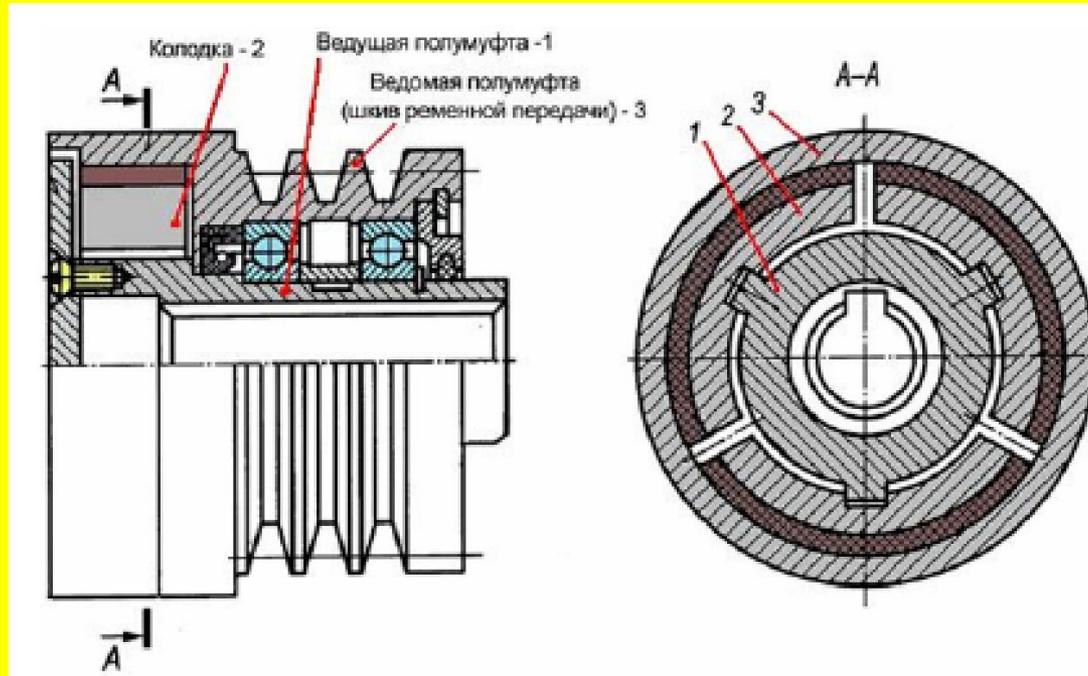
$$K \cdot T = F \cdot D \cdot z / 2 = F_n \cdot D \cdot z \cdot \text{tg}(\alpha/2) / 2,$$

здесь z - число роликов ; K - коэффициент динамичности режима нагрузки; $\text{tg}(\alpha/2) = f$ - коэффициент трения.

Прочность ролика проверяем по уравнению: $\sigma_H = 0,418 \cdot (8 \cdot K \cdot T \cdot E / (D \cdot d \cdot l \cdot z \cdot \alpha))^{1/2} \leq [\sigma_H]$,
 здесь E - модуль упругости, l - длина ролика, $[\sigma_H] = (1200 \dots 1500) \text{ МПа}$ для сталей ШХ12, ШХ15 с твердостью поверхности роликов 45...50HRC и твердостью поверхности обойм до 60HRC.

Муфты центробежные колодочные

Такие муфты автоматически соединяют валы только тогда, когда угловая скорость превысит некоторую заданную величину. Центробежные муфты используют для автоматического включения и выключения исполнительных механизмов, разгона машин с большими маховыми массами, выключения при перегрузках (бензопила).



Для передачи крутящего момента необходима угловая скорость, которую определяют из уравнения:

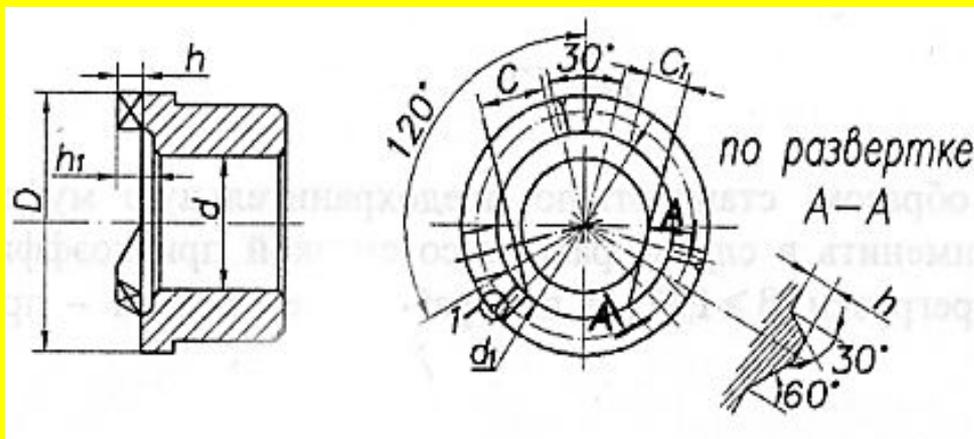
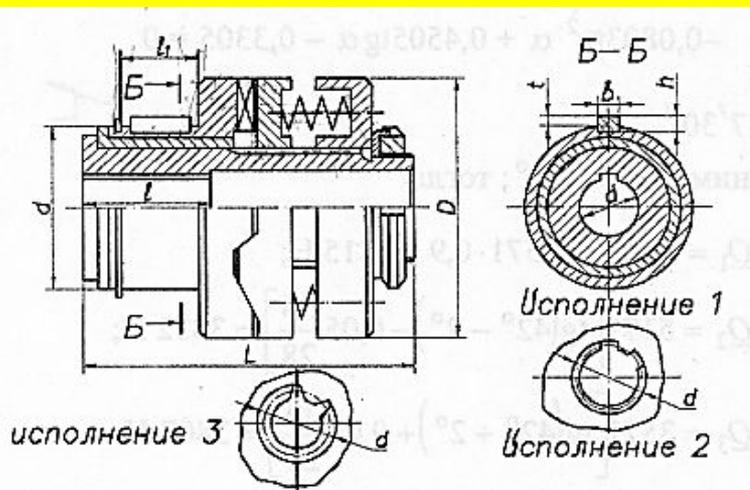
$$KT \leq 0,5 (F_{ц} - F) fzD = 0,5mr Dz f (\omega_1^2 - \omega_0^2),$$

где z — число колодок; f — коэффициент трения.

В диапазоне между ω_1 и ω_0 муфта пробуксовывает и постепенно разгоняет ведомый вал.

Предохранительные кулачковые муфты

Предохранительная муфта должна выключаться при пиковых нагрузках и включаться при снижении нагрузки. Рабочие поверхности кулачков должны обладать достаточной твердостью, износостойкостью и способностью сопротивляться ударным нагрузкам.



Ширина кулачков (размер в радиальном направлении): $b=0,5 \cdot (D-d_1)$, мм

Диаметр окружности, проходящий через центр кулачков: $D_c = D-b$, мм

Определим коэффициент отключения при перегрузке: $\beta = (\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot D_c / d) / (\operatorname{tg}(\alpha + \rho) - f \cdot D_c / d)$,

где $\alpha = 30^\circ$ - рабочий угол наклона кулачков; $\rho = \operatorname{arctg}(f) = \operatorname{arctg}(0,07) = 4,5^\circ$ - угол трения при работе в масле;

$f = 0,07$ - коэффициент трения; следовательно: $f \cdot D_c / d = 0,07 \cdot 80 / 50 = 0,112$;

Определяем момент выключения муфты: $T_p = T \cdot \beta$, Н · м

Окружные усилия при передаче номинального момента и перегрузке: $F_t = 2 \cdot T_n / D_c$, Н и $F_{tp} = 2 \cdot T_p / D_c$, Н

Усилие удержания муфты при передаче номинального момента: $Q_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$, Н

Усилие, необходимое для выключения муфты при перегрузке: $Q_2 = F_{tp} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha + \rho) - f \cdot D_c / d)$, Н

Усилие, необходимое для включения муфты после снятия перегрузки: $Q_3 = F_t \cdot (\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot D_c / d)$, Н

Условия работоспособности муфты: $Q_2 > Q_3$ $Q_2 > Q_3$;

Проверим кулачки на смятие:

$$\sigma_{см} = F_{tp} / (b \cdot (h-r) \cdot z) \leq [\sigma_{см}],$$

где F_{tp} , Н - окружное усилие при перегрузке; b , мм - ширина кулачка; h , мм - высота кулачков;

$r = 3$ мм - радиус закругления рабочих граней кулачков; z - число зубьев;

$[\sigma_{см}] = (30 \dots 35)$ МПа - допускаемое напряжение смятия;

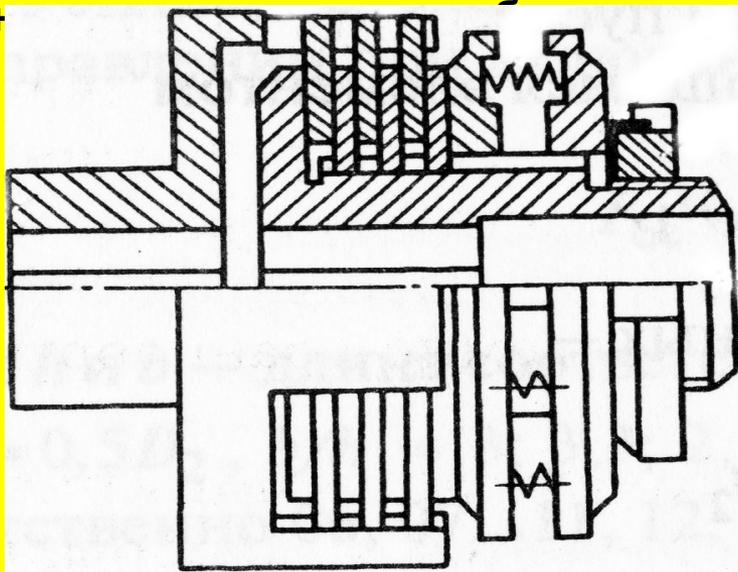
Предохранительные фрикционные муфты

В данных муфтах крутящий момент передается за счет сил трения между сжатыми пружиной дисками. Выбирается данная муфта по стандарту, и проверяется аналогично сцепной фрикционной муфте. Определяющий параметр для выбора фрикционной муфты:

$$T_M = (1,5 \dots 2) \cdot T_{\text{нагр}} / i_2, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$T_{\text{нагр}}$, Н · м – крутящий момент, нагружающий рабочий орган;

i_2 – передаточное отношение;



Проверяют удельное давление на поверхности дисков. Вычисляют усилие сжатия дисков при передаче крутящего момента. Вычисляют усилие, необходимое для перемещения втулки в осевом направлении. Проверяют удельное давление на поверхности дисков:

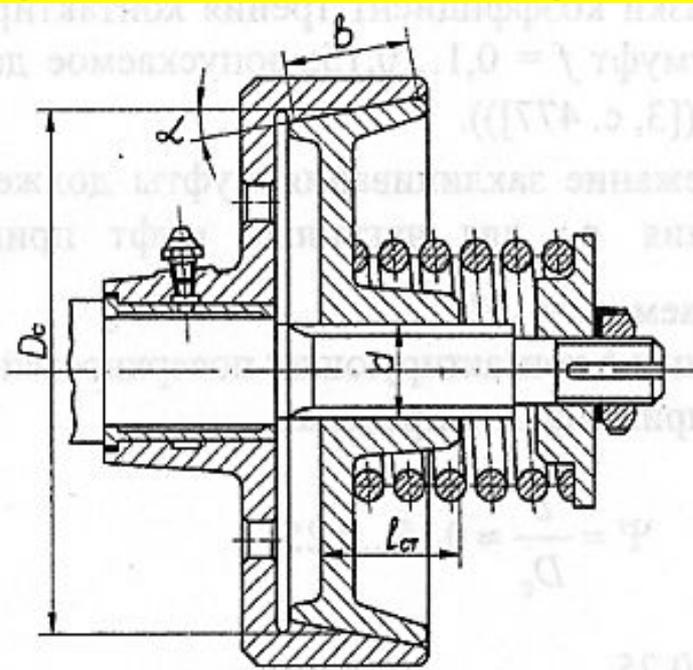
$$p = 12 \cdot k \cdot T_M / ((D_2^3 - D_{\text{вн}}^3) \cdot \pi \cdot z \cdot f) \leq [p],$$

где $k = (1,3 \dots 1,5)$ – коэффициент запаса; $k = (2 \dots 3,5)$ – коэффициент запаса для сельскохозяйственных машин; T_M , Н · м – крутящий момент передаваемый муфтой (номинальный); $D_{\text{вн}}$, D_2 , мм – диаметры дисков; $z = (n - 1)$ – число пар трения; n – число дисков; $f = (0,06 \dots 0,08)$ – коэффициент трения закаленных дисков; $[p] = (0,5 \dots 0,6)$ МПа – допустимое удельное давление при работе в масле;

Муфты

Конусные предохранительные муфты отличаются хорошей расцепляемостью, однако имеют значительные радиальные размеры и отличаются высокими требованиями к соосности соединяемых валов и точности изготовления рабочих поверхностей.

Материал полумуфт – чугун СЧ 15-32. Допускается сочетания: чугун по стали; чугун по бронзе; сталь по металлокерамике. Конусность назначают с тем расчетом, чтобы угол α был значительно больше угла трения, практически $\alpha=(15...30)^\circ$. Конусные муфты работают как со смазкой рабочих поверхностей, так и без смазки рабочих



Порядок расчета:

Исходные данные: T_n , Н·м – передаваемый крутящий момент; β – коэффициент перегрузки;

d , мм – диаметр валов;

Задаемся материалом полумуфт: например, чугун по стали: $f=(0,1...0,15)$ – коэффициент трения;

$[p]=(1,0...1,2)$ МПа – допускаемое удельное давление;

Задаемся углом наклона: $\alpha=(8...15)^\circ$

Задаемся отношением ширины к среднему диаметру: $\psi=b/D_c=(0,15...0,25)$;

Определяем момент выключения муфты: $T_p=T_n \cdot \beta$, Н·м

Вычисляем необходимый средний диаметр конусной поверхности: $D_c=(2000 \cdot T_p / (\psi \cdot \pi \cdot f \cdot [p]))^{1/3}$, мм

Определяем ширину поверхности и округляем до значения из нормального ряда: $b=D_c \cdot \psi$, мм

Вычисляем усилие для включения муфты:

$$Q_0=(2 \cdot T_p / D_c) \cdot (\sin \alpha / f + \cos \alpha),$$

Н

Вычисляем усилие удержания муфты во включенном состоянии:

$$Q_2=(2 \cdot T_p \cdot \sin \alpha) / (D_c \cdot f)$$

Далее рассчитываем параметры винтовой пружины

Назначение привода

Передачу механической энергии от двигателя к исполнительному элементу машины осуществляют передаточные механизмы (в дальнейшем – *приводы*), при этом согласуются режимы работы двигателя с режимом работы исполнительного элемента. Механизм, предназначенный для передачи энергии от двигателя к исполнительному элементу машины с увеличением вращающих моментов за счет уменьшения частоты вращения, называется *силовой передачей* или *трансмиссией*.

Передавая механическую энергию, приводы одновременно могут выполнять одну или несколько из следующих функций:

1. Понижение (или повышение) частоты вращения от вала двигателя к валу рабочего элемента.
2. Изменение направления потока мощности. Примером может служить зубчатая передача заднего моста автомобиля. Ось вращения вала двигателя, большинства автомобилей, составляет с осью вращения колес угол 90° . Для передачи механической энергии между валами с пересекающимися осями применяют коническую передачу.
3. Регулирование частоты вращения ведомого вала.
4. С изменением частоты вращения изменяется и вращающий момент: меньшей частоте соответствует больший момент (при трогании автомобиля с места, при съеме стружки большой толщины). Для регулирования частоты вращения ведомого вала применяют коробки передач и вариаторы. Коробки передач обеспечивают ступенчатое изменение частоты вращения ведомого вала, вариаторы – бесступенчатое).
5. Преобразование одного вида движения в другой (вращательного в поступательное, равномерного в прерывистое и т.д.).
6. Реверсирование движения (прямой и обратный ход).
7. Распределение энергии двигателя между несколькими исполнительными элементами машины

Общий КПД привода. Общее передаточное число

Общий КПД привода :

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{цил}} \cdot \eta_{\text{под}}^3 \cdot \eta_{\text{цп}}$$

$\eta_{\text{цил}}$ - КПД зубчатой цилиндрической косозубой передачи;

$\eta_{\text{кон}}$ - КПД зубчатой конической передачи;

$\eta_{\text{под}}$ - КПД одной пары подшипников качения (в приводе три пары подшипников);

$\eta_{\text{рп}}$ - КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{цп}}$ - КПД цепной передачи;

Общее передаточное число:

$$U_{\text{общ}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 \cdot U_4$$

U_1 - передаточное число ременной передачи;

U_2 - передаточное число конической зубчатой передачи;

U_3 - передаточное число цилиндрической зубчатой передачи;

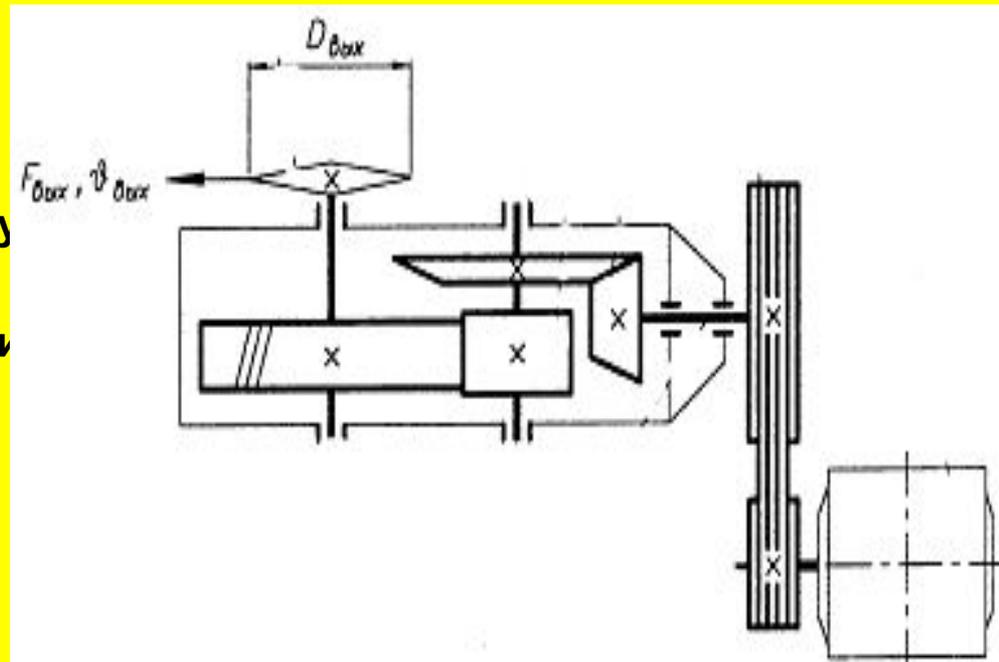
U_4 - передаточное число цепной передачи;

Общее передаточное число определяем как отношение асинхронной частоты вращения двигателя к частоте вращения исполнительного органа:

$$U_{\text{общ}} = n_{\text{асин}} / n_{\text{вых}}$$

Где $n_{\text{асин}} = n_{\text{синх}} \cdot (1 - S)$,

S - коэффициент скольжения; $n_{\text{синх}}$ - синхронная частота вращения двигателя.



Кинематический и энергетический расчеты привода

Кинематический и энергетический расчеты привода заключаются в определении мощностей на каждом из валов, частоты вращения каждого вала и крутящих моментов. Полученные данные являются исходными для последующего расчета элементов привода. Разбивку передаточных чисел привода по ступеням, производят учитывая рекомендации литературных источников и опыт проектирования и эксплуатации аналогичных приводов.

Вид передачи	Передаточное число		Передаточное число	Передачи или элементы привода	Закрытые	Открытые
	рекомендуемое	max				
Закрытые						
- цилиндрические *				Цилиндрические зубчатые передачи	0,95...0,98	0,92...0,94
- быстроходные ступени	3,1...5,0	8		Конические зубчатые передачи	0,94...0,97	0,91...0,93
- тихоходные ступени	2,5...4,0	6,3		Червячные передачи с числом заходов червяка z_1		
- шевронные	3,0...5,0	8		- несамотормозящие $z_1 = 1$	0,68...0,72	0,52...0,62
- конические *				$z_1 = 2$	0,73...0,78	0,62...0,72
- прямозубые	2,0...3,0	5		$z_1 = 4$	0,78...0,84	
- косозубые	4,0...6,0	7		- самотормозящие $z_1 = 1$	0,45	0,40
- планетарные	см. 13.10.1	-		Планетарные передачи	см. 13.10.1	-
Червячные с числом заходов червяка *				Цепные передачи	0,94...0,96	0,90...0,92
$z_1 = 1$	28...50	80		Фрикционные передачи	0,88...0,94	0,70...0,85
$z_1 = 2$	14...40	60		Ременные передачи		
$z_1 = 4$	8,0...30	40		- клиноременные, поликлиноременные, зубчатые	0,93...0,95	
Открытые				- плоскоременные	0,94...0,96	
- цилиндрические	4,0...7,0	12		Подшипники качения (одна пара)	0,990...0,995	
- конические	3,0...5,0	7		Подшипники скольжения (одна пара)		
Клиноременные, поликлиноременные, зубчатые	2,0...5,0	7		- жидкостного трения	0,990...0,995	
Плоскоременные	2,0...4,0	6		- полужидкостного трения	0,975...0,985	
Цепные	2,0...5,0	7		Муфты	0,98...0,99	

Частота вращения каждого валов привода (привод – на предыдущем слайде):

$$n_1 = n_{асин}; n_2 = n_1 / U_1; n_3 = n_2 / U_2; n_4 = n_3 / U_3; n_5 = n_{вых}, \text{ в Об/мин};$$

$$\text{Мощности на валах: } P_1 = P_{дв}; P_2 = P_{дв} \cdot \eta_{рп} \cdot \eta_{под}; P_3 = P_2 \cdot \eta_{кон} \cdot \eta_{под}; P_4 = P_3 \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{под}; P_5 = P_4 \cdot \eta_{цп}$$

в Вт:

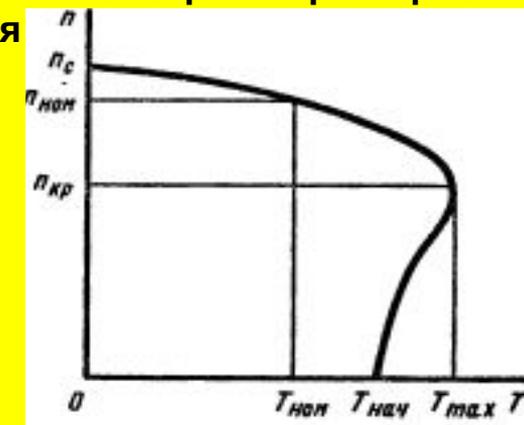
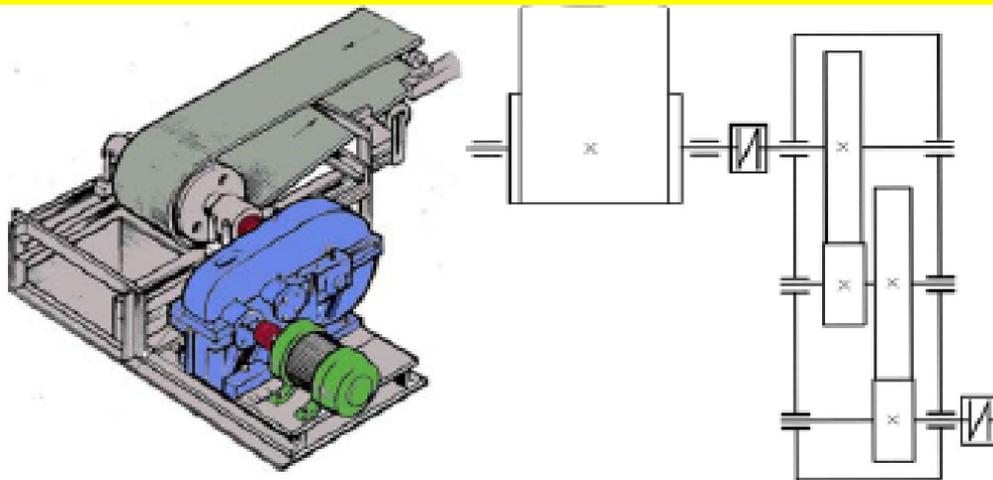
Выбор электродвигателя к приводу ленточного транспортера

Мощность электродвигателя должна быть не меньше определенной по следующей формуле: $P = T_p \cdot \omega_p / \eta = F \cdot v / \eta$, Вт

где T_p ; Н·м- расчетный вращающий момент на валу барабана; ω_p , рад/с- угловая скорость барабана; F, Н- сила тяги ленты; v, м/с- скорость движения ленты;

$\eta = \eta_m^2 \cdot \eta_{\text{цил}}^2 \cdot \eta_{\text{под}}^4$ - общий КПД привода

Чаще всего из существующих типов двигателя выбирают асинхронные электродвигатели трехфазного тока. Рассмотрим характеристику электродвигателя



На оси абсцисс показаны: $T_{\text{ном}}$ - номинальный вращающий момент; $T_{\text{нач}}$ - начальный (пусковой) вращающий момент; T_{max} - максимальный кратковременный момент; n_c - синхронная частота вращения (при отсутствии нагрузки и равна частоте вращения магнитного поля); $n_{\text{ном}}$ - номинальная частота вращения;

$n_{\text{кр}}$ - критическая частота вращения. Синхронная частота вращения : $n_c = 60 \cdot f / p$, соответствующая угловая скорость: $\omega_c = 2\pi \cdot f / p$, где f - стандартная частота переменного тока (50Гц); p - число пар полюсов (обычно -1...6);

При возрастании нагрузки частота вращения вала двигателя уменьшается вследствие скольжения S, определяемого так: $S = (n_c - n) / n_c$, откуда $n = n_c \cdot (1 - S)$. При пуске двигателя $S = 1$ и $n = 0$, на номинальном режиме - $S = 0,02 \dots 0,05$, $n_{\text{ном}} = (0,98 \dots 0,95) \cdot n_c$, при отсутствии нагрузки - $S = 0$, $T = 0$, следовательно $n = n_c$.

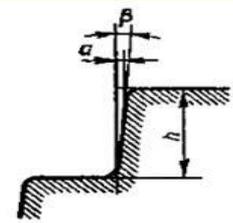
Необходимую частоту вращения барабана вычисляют в зависимости от заданной скорости ленты и диаметра барабана:

$$n_p = 60 \cdot v / \pi \cdot D, \quad \text{где } D - \text{ диаметр барабана;}$$

Корпусные детали машин.

Корпусные детали – это детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине. Такие детали имеют сложную форму. Их получают методом сварки или литья. При изготовлении таких деталей используется сталь и чугун, но иногда и легкие сплавы. Корпусные детали включают в себя бобышки, фланцы, ребра, стенки и т.д., которые в конечной конструкции объединены в одно целое. При конструировании литых деталей корпуса нужно стенки корпуса сделать как можно ровнее и уменьшить до таких размеров, которые будут создавать хорошее заполнение формы жидким металлом.

Чем больше размер корпуса, тем толще должны быть стенки. Материалом для корпуса чаще всего является чугун. Величину радиусов применяют из этого ряда.



Формовочные уклоны задаются углом или катетом - a , в зависимости от

Толщину наружных ребер у жесткости основания принимают $(0,9...1,0)$

толщины

основной стенки толщина внутренних ребер равна a , высота ребер b .

Поперечное

сечение выполняется с уклоном. К корпусным деталям крепятся фланцы, крышки, кронштейны, для установления и крепления которых выполняют опорные платики. Если литье будет неточным, то они смещаются, поэтому размеры сторон опорных платиков делают на величину c больше размеров опорных поверхностей прикрепляемых деталей. Для литых деталей $c = 2...4$ мм. При конструировании корпусных деталей обрабатываемые поверхности отделяются от необрабатываемых. Обрабатываемые - выполняются виде платиков, высота которых c .

Поверхность детали при сверлении располагается перпендикулярно оси сверления,

Расчет основных элементов корпуса

Для удобства сборки корпус выполняем разборным. Плоскость разъема проходит через оси валов. Плоскость разъема для удобства обработки располагаем параллельно плоскости основания. Верхнюю поверхность крышки, служащую технологической базой для обработки плоскости разъем, также выполняем горизонтальной.

Толщина стенок корпуса и крышки:

$$\delta = (0,025 \cdot a_w + 3) = (0,025 \cdot 150 + 3) = 8,75 \text{ мм}$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 3 = 0,02 \cdot 150 + 3 = 6 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Толщина фланца крышки редуктора:

$$b = 1,5 \cdot \delta = 13,125 \text{ мм}$$

Толщина фундаментных лап редуктора:

$$p = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8,75 = 20,56 \text{ мм}$$

Принимаем $p = 20 \text{ мм}$

Диаметр фундаментных болтов:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12 = 0,03 \cdot 150 + 12 = 16,5 = M16$$

Диаметр болтов у подшипников:

$$d_2 = 0,7 \cdot d_1 = 0,7 \cdot 16,5 = 11,55 \text{ мм} \text{ принимаем } d_2 = 12 \text{ мм}$$

Диаметр болтов соединяющих основание корпуса с крышкой:

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1 = 0,5 \cdot 16,5 = 8,25 \text{ мм} \text{ принимаем } d_3 = 10 \text{ мм}$$

Расстояние между вершинами зубьев колес и корпусом:

$$a = \sqrt[3]{L} + (3 \dots 4) \text{ мм, где } L \text{ — самый большой габаритный размер.}$$