



МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Учебное пособие

Методическое пособие для подготовки к экзамену по курсу

«Основы конструирования приборов»

МГТУ имени Н.Э. Баумана

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Методическое пособие для подготовки к экзамену по курсу

«Основы конструирования приборов»

Москва
МГТУ имени Н.Э. Баумана

2012

УДК 681.3.06(075.8)
ББК 32.973-018
И201

Методическое пособие для подготовки к экзамену по курсу «Основы конструирования приборов»

/ Коллектив авторов –
М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 99 с.: ил.

В методическом пособии рассмотрены основные этапы дисциплины «Основы конструирования приборов».

Ил. 39. Табл. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 681.3.06(075.8)

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012

АННОТАЦИЯ

В курсе лекций рассмотрены основные темы курса «Основы конструирования приборов» такие как: виды редукторов по техническому исполнению, виды материалов для изготовления зубчатых колес, валов и других составных частей редуктора, виды предохранительных и других муфт, взаимодействие различных составных частей редуктора при нормальных условиях, при транспортировки и при нормальной работе редуктора.

ANNOTATION

The course of lectures addressed the main themes of the course "Design Basics instruments" such as: types of gears on technical performance, the types of materials for the manufacture of gears, shafts and other components of the gearbox, and other kinds of safety clutches, the interaction of various components of the gearbox under normal conditions, for transportation and normal operation gear.

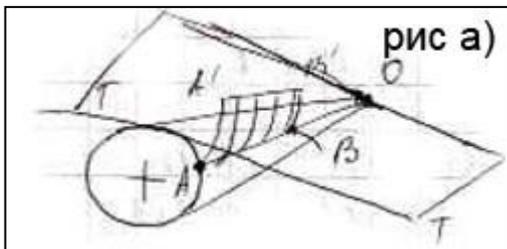
Билет №1

1) Конические передачи. Назначение. Геометрические параметры, передаточное отношение. Особенности расчета на прочность. Кинематические соотношения. (3 ∪ 5)

2) волновые передачи. Назначение. Схема и т.п.

3) Муфты. Классификация. Примеры конструкций. Назначение. (49,52)

Конические передачи. Назначение. Геометрические параметры, передаточное отношение. Особенности расчета на прочность.

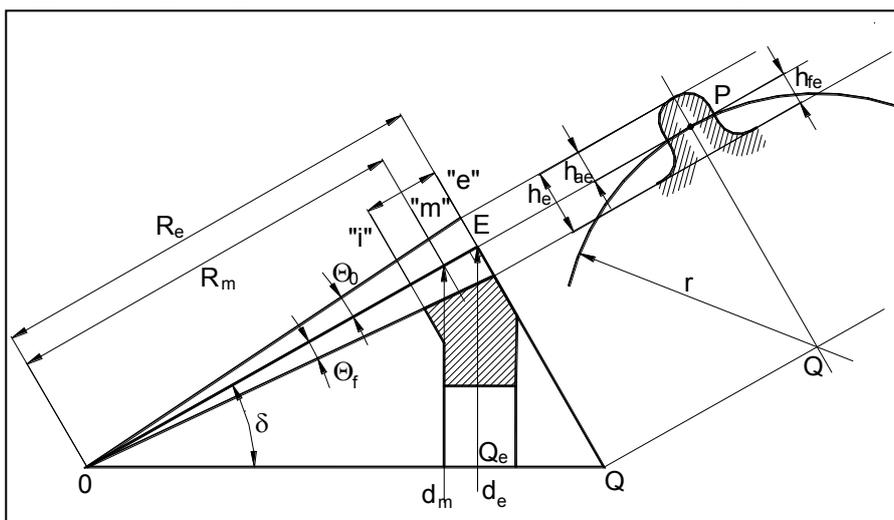


Конические передачи.

Конические зубчатые колеса (КЗК) используют для передачи движения между 2-мя пересекающимися осями или валами. Обычно угол пересечения = 90° . (P.S. на рис $\Theta_0 = \Theta_a$)

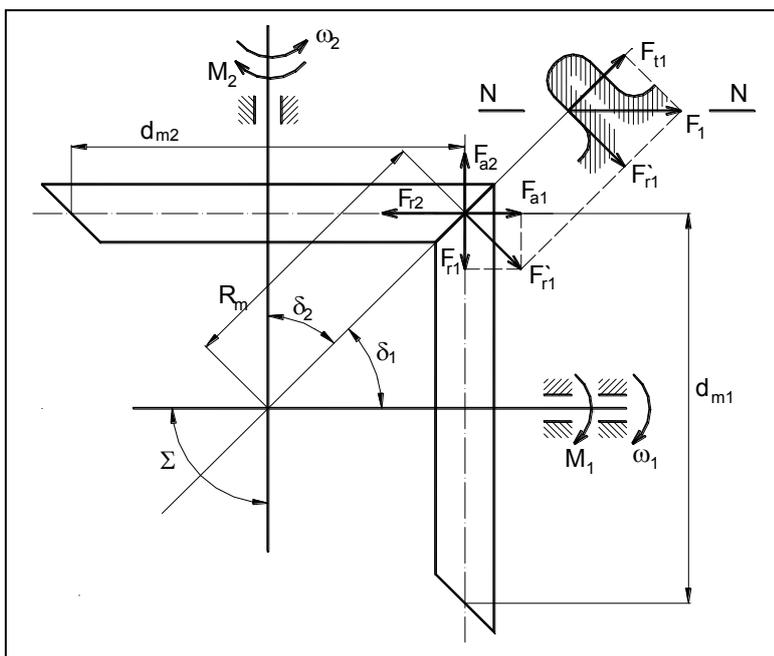
Боковая эвольвентная поверхность зуба КЗК м.б.

образована при перекачивании без скольжения плоскости, касающейся основного конуса (рис.а). При перекачивании плоскости любая точка, лежащая на образующей конуса ОА, в



т. ч. точки А и В, описывают эвольвенты АА' и ВВ'. Все эвольвенты им. нач. точки на пов-ти конуса, а прямая АВ описывает в пространстве эвольвентную пов-ть. Основные геометрические параметры КЗК рассматриваются в осевом сечении (рис.б), где δ – угол делительного конуса, θ_a – угол головки

зуба, θ_f – угол ножки зуба. В кач. торцевого сечения КЗК рассматривают сечение поверхностью дополнительного делительного конуса, ось которого совпадает с осью колеса, а образующая Q_e перпендикулярна образующей его делительного конуса. Венец ЗК по ширине ограничен внешним "е" и внутренним "i" торцами. Сечение "m" есть сечение средним дополнительным конусом. Конусные расстояния до соотв. торцевых сечений обозначим через R_e , R_m , а делительные диаметры d_e , d_m .



Из геометрии КЗК видно, что при переходе от внешнего "е" к внутреннему "i" диаметры делительных окружностей уменьшаются, и => при постоянном числе зубьев колеса уменьшается их шаг и модуль колеса. $d_m < d_e$; $m_m < m_e$. Исходя из тах значения модуля, а также с учетом удобства измерений за стандартный принимают модуль m_e , соотв. внешнему торцевому сечению. В этом сечении при модуле m_e высота головки зуба h_{ae} , ножки зуба h_{fe} , соотношение между делит. диаметрами им. вид: $d_m = d_e - b \sin \delta$. Разделим на Z , получим: $m_m = m_e - (b/z) \sin \delta$.

При передаче движения КЗКам их делительные конусы перекачиваются друг по другу без скольжения, а линия ОЕ явл. осью мгновенного вращения одного КЗК отн. другого. Для

точки P на линии им. равенство окружных скоростей: $V_{p1}=V_{p2}$ или $\omega_1 dm_1 = \omega_2 dm_2$. Из геометрии КЗК: $dm_1 = 2R_m \sin \delta_1$; $dm_2 = 2R_m \sin \delta_2$; $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$. Передаточное отношение конической передачи: $i = \omega_1 / \omega_2 = dm_2 / dm_1 = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$.

При передаче крутящего момента на линии контакта зубьев развиваются удельные давления. При анализе силовых соотношений равнодействующих нормальных давлений, прикладываемых в точке полюса P, в среднем торцевом сечении. F_1 направлена по линии зацепления NN. К ведущему колесу приложена равнодействующая F_1 , кот. расклад на 3 составляющие:

окружная сила: $F_{t1} = \frac{2M_1 k}{dm_1} = F_1 \cos \alpha$

радиальная сила: $F_{r1} = F_{r1}' \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$;

осевая сила, $F_{a1} = F_{r1}' \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$.

На ведомом колесе соответственно имеем: $F_{r2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{r1}$.

Наличие осевых сил F_{a1}, F_{a2} является недостатком конических ЗП, т.к. в общем случае требует применения в опорных узлах конструкции ЗК радиально-упорных подшипников. В торцевых сечениях профиль зубьев конического колеса соответствует профилям некоторых прямозубых колес (рис.б). В связи с этим при расчете на прочность КЗК заменяют эквивалентными прямозубыми колесами, исходя из условия, при котором радиус делительной окружности эквивалентного колеса равен образующей внешнего дополнительного конуса, т.е.

$r_3 = Q_p = Q_e E / \cos \delta = d_e / (2 \cos \delta) = (m_m + b \sin \delta / Z_m) Z / (2 \cos \delta) \approx Z^* m_m / 2 \cos \delta$. Для эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса диаметр делительной окружности $d_3 = 2r_3 = m Z_3$; При $m = m_m$. $Z_3 = Z / \cos \delta$; Расчет КЗК на изгибную прочность им вид: $m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M \cdot k \cdot Y_{F\beta}}{\psi_B Z_3 [\sigma_F] \cdot 0,85}}$, где

$Y_{F\beta}$ – к-т формы зуба для приведенного числа зубьев Z_3 ;

0,85 – учитывает понижение допускаемой нагрузки на коническую ЗП по сравнению с цилиндрическими.

Расчетное значение модуля во внешнем торцевом сечении: $m_e = m_m + (b/Z) \sin \delta$

Полученное значение m_e округляют в большую сторону до стандартных значений по ГОСТу.

Волновой зубчатый редуктор. Конструкция и схема. Назначение, достоинства и недостатки. Определение передаточного отношения.

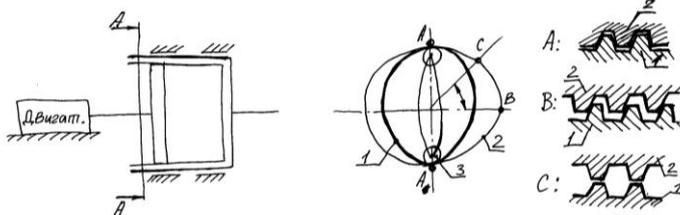


РИС.16

ВЗМ явл-ся разновид-ю планетар-х мех-в. Их отличием явл-ся наличие одного гибкого центрального колеса, который может деформи-ся в процессе зацепления. На жестком колесе 2 зубья выполнены на внутр-й цилинд-й поверх-ти. Гибкое

колесо 1 с наружными зубьями изгот-ся по форме в виде стакана с тонкой деформир-мой стенкой или в виде свободно деформир-го кольца.

Водило Н расположено соосно с ЗК, и на нем закреплены свободно вращ-ся ролики 3. В исходном полож-и ЗК установлены соосно, и делительный диаметр гибкого колеса $d_1 <$ делит-го диаметра жесткого колеса d_2 на $\Delta = d_2 - d_1$, так что $\Delta > h$, где h - высота зуба. Так что ЗК не образуют зацепл-я.

При установке водила с роликами внутрь гибкого колеса оно деформир-ся, растяг-ся и принимает форму эллипса, при этом дефор-я гибкого колеса = Δ , и и образ-ся внутрене зацепл-е гибкого и жесткого колес. Ведущим звеном явл-ся водило Н, а ведомым м.б. любое из колес 1 или 2. Передача вращ-го движ-я от Н к ведомому колесу осущ-ся за счет бегущей волновой дефор-и гибкого ЗК (рис.16б)

В начале движ-я в зонах контакта А и А' ролика водила с ЗК зубья колес 1и 2 входят в соответ-е впадины сопряженного колеса на полную высоту зуба(рис. 16б,А), а в зонах В и В', наиболее удаленных от роликов, зубья колес не зацеплены друг с другом (б,В). В зоне С (под углом 45 град к А и В) имеет место промежуточное зацепл-е (б,С). При вращ-и

водила образ-ся зоны дефор-и гибкого колеса в виде волн. При этом ролики наз-ся генераторами волн. По числу исполъз-х роликов различ-т 2- и 3-хволновые ЗМ. Зубья, на кот-е набегают ролик-генератор, входят в зацепл-е, от кот-х уходит, уходят из зацепл-я. За полный оборот ролика гибкое колесо повер-ся на 2 шага 2π .

Для исследов-я кинематики ВЗМ используют м-д обращенного движ-я. Тогда передаточ-е отнош-е м.д. ЗК по пр-лу Виллиса :

$$i = (\omega_1 - \omega_H) / (\omega_2 - \omega_H) = Z_2 / Z_1$$

При неподвижном жестком колесе $\omega_2 = 0$:

$$i_{1,2}^H = (\omega_1 - \omega_H) / (-\omega_H) = 1 - (\omega_1 / \omega_H) = 1 - i_{1,H}^2$$

$$i_{1,H}^2 = 1 - i_{1,2}^H = 1 - Z_2 / Z_1 = (Z_1 - Z_2) / Z_1 = -\Delta Z / Z_1 = -k / Z_1, \text{ где}$$

k = числу волн

Знак ‘-’ показ-т, что в этом случае водило Н и колесо 1 вращ-ся в разные стороны. При $\omega_1 = 0$:

$$i_{1,2}^H = (-\omega_H) / (\omega_2 - \omega_H) \quad i_{2,1}^H = 1 / i_{1,2}^H = (\omega_2 - \omega_H) / (-\omega_H) = 1 - (\omega_2 / \omega_H) = 1 - i_{2,H}^1$$

$$i_{2,H}^1 = 1 - i_{2,1}^H = 1 - Z_1 / Z_2 = (Z_2 - Z_1) / Z_2 = \Delta Z / Z_2 = k / Z_2$$

$$i_{2,H}^1 = \dots = k / Z_2$$

В этом случае Водило Н и жесткое колесо 2 вращ-ся в одном направл-и.

Из кинематич-го анализа следует, что ВЗМ обеспечивают большое передат-е отношение от ведущего к ведомому эл-ту передачи. Они обладают повышенной плавностью и бесшум-ю передачи движ-я при большом знач-и КПД. Также они обеспечивают возмож-ть передачи движ-я в замкнутый изолированный объем, в кот. м. наход-ся вакуум или агрессивная среда. Находят широкое применение в лентопротяжных мех-х, системах дистанционного направл-я, различ-х манипуляторах и т.д.

3) Муфты. Классификация. Примеры конструкций. Назначение. (49,52)

Муфты служат для соединения валов и осей. Они передают движение одного вала другому. Можно упростить сборку сложного механизма, составив его из отдельных элементов и соединив их между собой простейшими муфтами. Муфты применяют также в качестве предохранительных элементов, выключающих или включающих различные передачи при достижении ими определенных, заранее заданных характеристик движения. Наконец, муфты применяют для компенсации некоторых погрешностей, возникающих от температуры, при сборке, эксплуатации и т. п. По принципу действия различают механические и электромагнитные муфты.

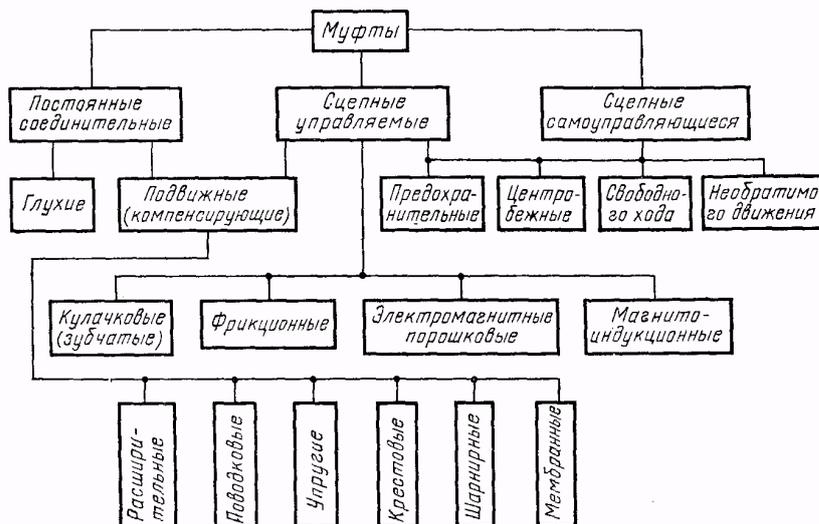
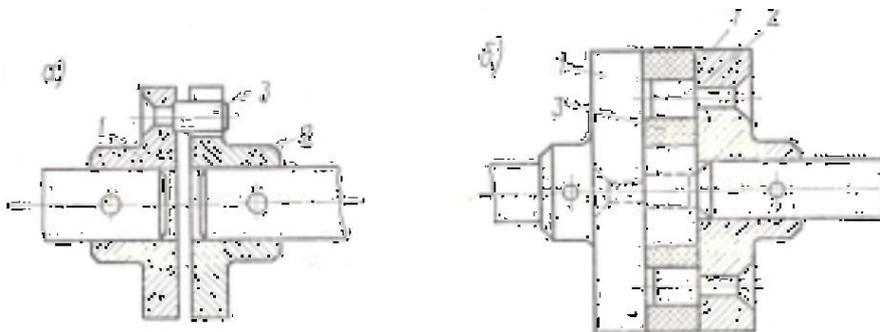


Рис. 17.1



Билет №2

1) Зубчатые передачи. Классификация. Основная теорема зацепления. (18)

2) Центробежные регуляторы радиального действия. Конструктивные схемы. Основы расчета. (36)

Одна Схема (знать)

3) Расчет функциональных потенциометров. (65)

1) Зубчатые передачи. Классификация. Основная теорема зацепления.

Зубчатые передачи – механизмы, в которых передача движения осуществляется с помощью зубчатого зацепления. По сравнению с другими механизмами они имеют малые габариты, значительный диапазон передачи мощностей (до 100 000 кВт) и скоростей (до 200 м/с), высокие КПД (для 1-й пары колес до 0.97-0.98), просты и надежны в эксплуатации. К их недостаткам можно отнести сложность изготовления, высокую стоимость, шум при работе, ограниченность ряда передаточных отношений

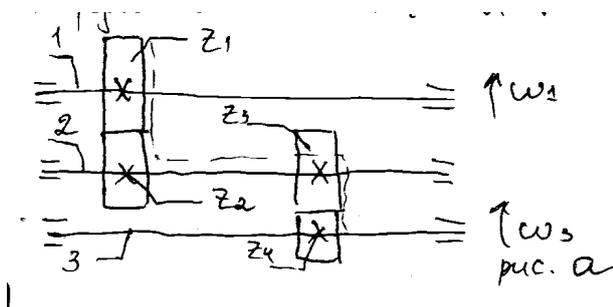


Рисунок а. Многоступенчатый редуктор

Значение i является основной кинематической характеристикой ЗП и определяет отношение угловых скоростей ω_1 и ω_2 при передаче движения от первого ко второму: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

Если движение осуществляется от ведущего к ведомому колесу, то индекс 12 опускается, т.к. зубья равномерно расположены на теле колеса и поворот ведущего на 1 зуб вызывает поворот ведомого тоже на 1 зуб $i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$

Отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего (шестерни) называется передаточным числом без учета, какое из них ведущее.

В случае многоступенчатого редуктора (рис. а) для валов 2,3 можно записать:

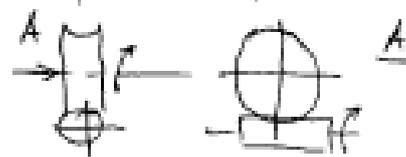
$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{12}} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{23}} = \omega_2 \frac{z_3}{z_4}$$

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = i_{12} \cdot i_{23}$$

Классификация зубчатых колес:

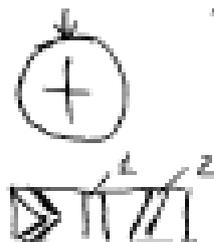
- 1) По характеру движения осей:
 - a. Обычные передачи (имеют неподвижные в пространстве оси всех колес)
 - b. Планетарные передачи (оси одного или нескольких колес подвижны в пространстве)
- 2) По взаимному расположению осей:
 - a. С параллельными осями (цилиндрические передачи)
 - b. С пересекающимися осями (конические)
 - c. С перекрещивающимися осями (гиперболоидные, червячные, винтовые и др)

Рисунок б. Зубчатые колеса с перекрещивающимися осями.

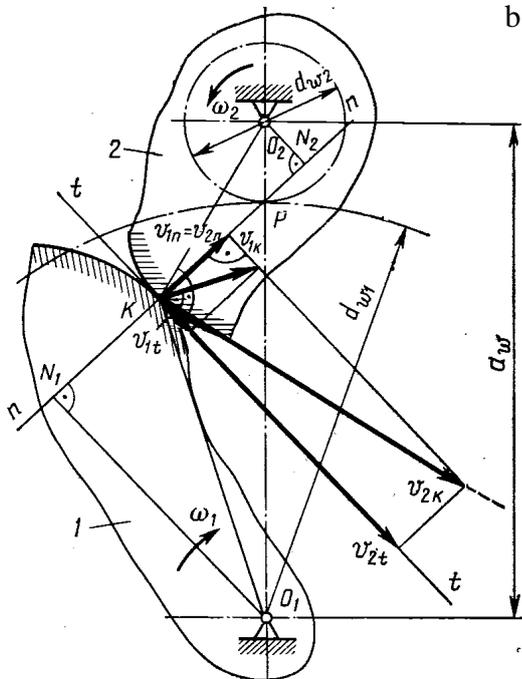


- 3) По относительному расположению поверхностей вершин и впадин (передачи внешнего и внутреннего зацепления)
- 4) По расположению зубьев на колесе:
 - a. Прямозубые (1)
 - b. Винтовые (2)
 - c. Косые и шевронные

Рисунок в. Расположение зубьев на колеса



- 5) По профилю зубьев колес:
 - a. Передачи с эвольвентным зацеплением, когда профили являются эвольвентами окружностей
 - b. Передачи с циклоидальным зацеплением (профиль зубьев образуется циклоидами)
- 6) По характеру преобразования движения:
 - a. Вращательное во вращательное
 - b. Вращательное в поступательное (реечное)
- 7) По числу ступеней механизма:
 - a. Одноступенчатые
 - b. Многоступенчатые
 - c. Однотипные
- 8) По характеру изменения передаваемой скорости:
 - a. С понижением скорости вращения ведомого вала (редуктора)
 - b. С повышением скорости вращения ведомого вала (мультипликаторы)
- 9) По передаточному отношению:
 - a. $i = \text{const}$
 - b. $i = \text{var}$ (кругл. колеса)
- 10) По конструктивному исполнению ЗП могут быть:
 - a. Открытые (Тихоходные)
 - b. Закрытые (Быстроходные с обильным смазыванием)



Первым из основных требований к ЗП является постоянство передаточного отношения. Для этого профили зубьев должны быть очерчены кривыми, удовлетворяющими основной теореме зацепления.

Основная теорема зацепления

Исходным требованием к форме профилей зубьев является получение постоянства передаточного отношения в процессе зацепления зубьев колес. Для обеспечения этого требования форма профиля зуба должна определяться в соответствии с основной теоремой зацепления: нормаль nn к профилям зубьев колес в любой точке их касания должна проходить через одну и ту же точку P на линии центров O_1O_2 , называемую полюсом зацепления и делящую межосевое расстояние на

отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям колес (рис).

Вывод теоремы. Известна угловая скорость ω_1 зубчатого колеса 1, а следовательно, и окружные скорости точек профиля его зуба, в том числе и точки К касания профилей зубьев (рис),

$v_{1K} = \omega_1 O_1 K$. Для точки К профиля зуба ведомого колеса известно направление окружной скорости v_{2K} оно перпендикулярно радиусу $O_2 K$. Из очевидного условия, что проекции скоростей соприкасающихся точек К профилей зубьев колес 1 и 2 на общую нормаль np должны быть одинаковы, т.е. $v_{1n} = v_{2n}$, получаем $\omega_1 O_1 N_1 = \omega_2 O_2 N_2$ или

$i = \omega_1 / \omega_2 = O_2 N_2 / O_1 N_1$. Из подобия треугольников $O_1 N_1 P$ и $O_2 N_2 P$ следует, что $O_2 N_2 / O_1 N_1 = O_2 P / O_1 P$. Отсюда $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2 P / O_1 P$.

Для получения постоянного передаточного отношения на всем участке зацепления зубьев необходимо, чтобы $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2 P / O_1 P = \text{const}$. Таким образом, при передаче зацеплением общая нормаль к профилям зубьев в любой точке их касания при повороте колес должна проходить через одну и ту же точку Р, которая делит межосевое расстояние a_ω на отрезки, обратное отношение которых ($O_2 P / O_1 P$) равно передаточному отношению $i = \omega_1 / \omega_2$. Профили зубьев колес передачи называют сопряженными, если они соответствуют основной теореме зацепления.

Из кривых, удовлетворяющих требованиям теоремы зацепления, является эвольвента окружности.

2) Центробежные регуляторы радиального действия. Конструктивные схемы. Основы расчета. (36)

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

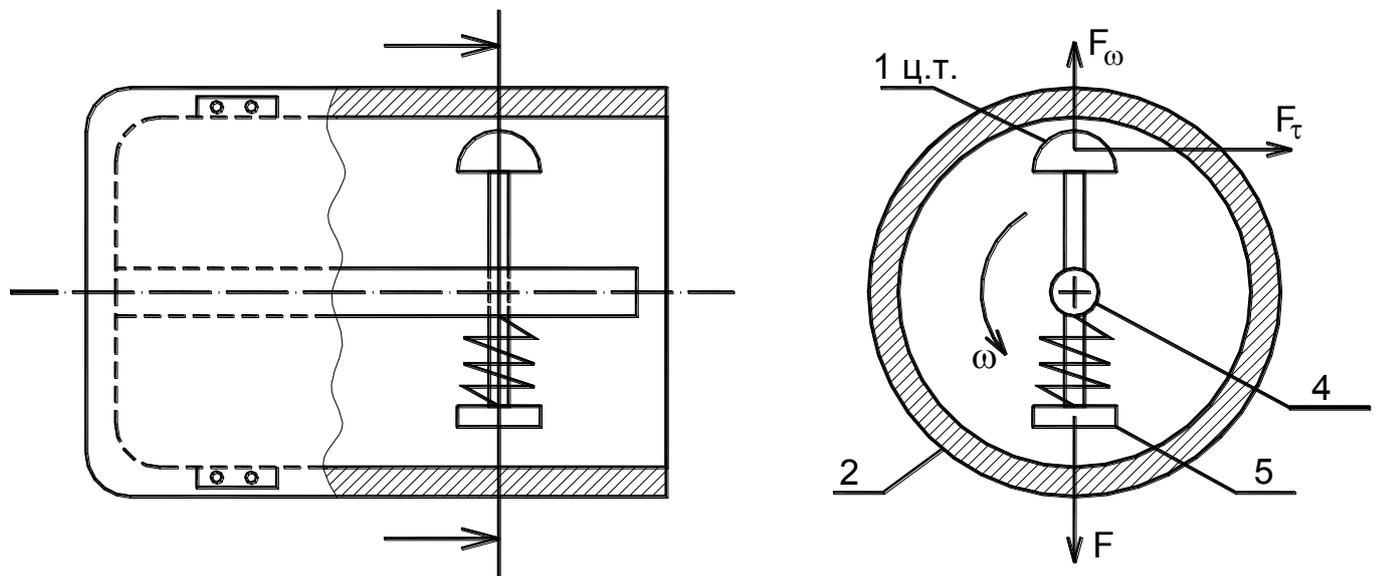
Классификация:

1. Тормозные регуляторы.

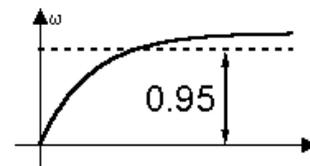
- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

2. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удален от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.



При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

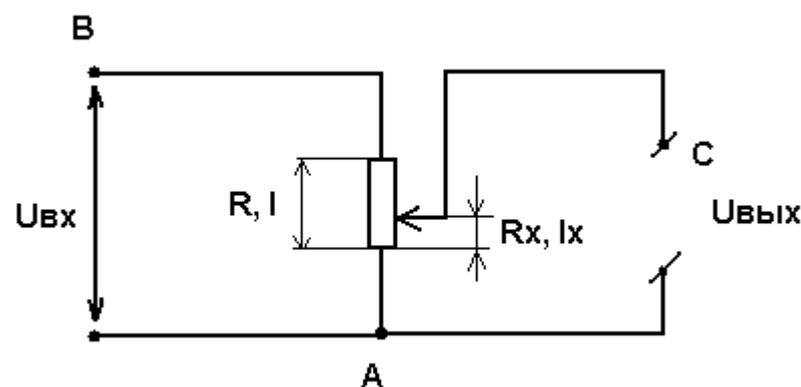
$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2$, где m – масса грузика, n – частота вращения вала регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$

$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

3) Расчет функциональных потенциометров. (65)

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.



Простейший из них на рис.а. На проводники в т. А и В подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{\text{вых}}$

$$U_{\text{вых}} = U_{\text{вх}} \frac{R_x}{R}$$

Если выполнено условие

$$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x}$$

, то $U_{\text{вых}}$ прямо пропорционально смещению

щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

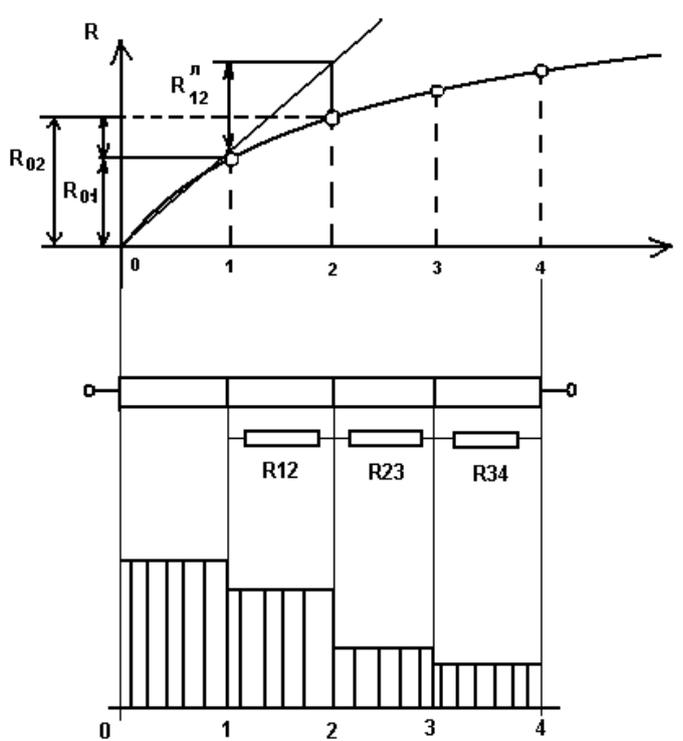
Если $R_x = f(l_x)$, то есть $U_{\text{вых}} = f(l_x)$ то потенциометр является функциональным.

Методы расчета функциональных потенциометров.

Основой их расчета является статическая характеристика как функция величины

смещения токосъемника, т.е. $R_x = R_0 f\left(\frac{l_x}{l_0}\right)$, которая задается аналитически, графически.

1) Метод электрического шунтирования.



В пределах каждого из участков функцию аппроксимируют прямой линией. Количество и протяженность отдельных участков зависит от вида функции и допустимой погрешности аппроксимации. На каждом участке можно рассчитать параметры соответствующего линейного потенциометра. В результате при постоянной ширине каркаса, получим каркас со ступенчатым изменением высоты на отдельных участках. Однако для получения кусочно-ломаной характеристики более удобно использовать шунтирование линейного потенциометра. Для этого считают параметры линейного потенциометра на участке 01 и на всю рабочую длину каркаса наматывают проволоку, соответствующую

параметрам этого расчета, остальные участки аппроксимации шунтируют.

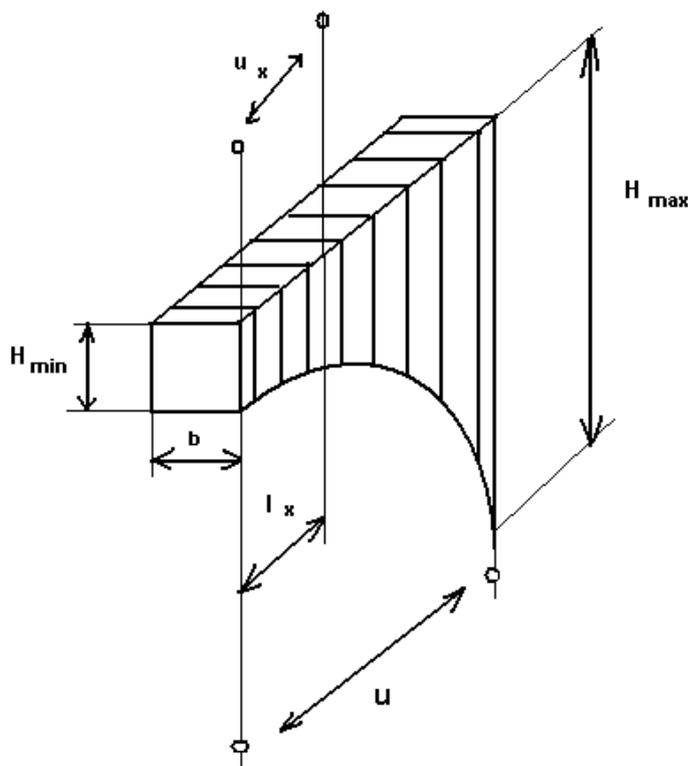
$$\frac{1}{R_{12}^{\text{ш}}} = \frac{1}{R_{12}} - \frac{1}{R_{12}^{\text{л}}}$$

Где R_{12} – требуемое сопротивление на участке 12 в соответствии с функцией $R(l_x)$

$R_{12}^{\text{л}}$ – сопротивление на участке 12 по линейному потенциометру первого участка 01.

Метод электрического шунтирования может быть применен для воспроизведения функции $R(l_x)$ с точностью аппроксимации порядка 0.01 – 0.02%. Если такой точности по техническим условиям оказывается недостаточно, то расчет функциональных потенциометров проводят методом геометрического профилирования.

2) Метод геометрического профилирования.



При этом конфигурация профиля каркаса выполняется сложной в соответствии с заданной формулой $R = f(l_x)$

При смещении на Δl сопротивление меняется на величину $\Delta R = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l$,

где dl первая производная функции $R = f(l_x)$.

Справедливо соотношение на 1 виток:

$$\Delta R_1 = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l_1 = \frac{dR}{dl} \cdot d_{\text{ш}}, \text{ т.к.}$$

$$\Delta l \approx du \approx t$$

где t – шаг намотки потенциометра, $d_{\text{ш}}$ – диаметр провода с изоляцией.

Разделим на P и умножим на S :

$$\frac{\Delta R_1}{\rho} \cdot S = l_{cp} = \frac{dR}{dl} \cdot \frac{d_u \cdot S}{\rho}, \text{ где } l_{cp} - \text{длина провода одного витка.}$$

Для каркаса с прямоугольным сечением $l_{cp} \approx 2 \cdot (H + b)$:

$$H \approx [S \cdot \frac{du}{2\rho} \cdot \frac{dR}{dl} - b] - \text{высота каркаса изменяется в соответствии с первой производной}$$

$$R = f(l_x)$$

Для проволочного потенциометра производят проверку с целью обеспечения заданного режима работы. При этом используют уравнение теплового баланса:

$$\frac{U^2}{R_0 \cdot (1 + \alpha \cdot \Theta)} = R \cdot S_k \cdot \Theta$$

R_0 – полное сопротивление обмотки при 0 С

α – температурный коэффициент работы

S_k – полная площадь обмотки потенциометра (внешней и внутренней)

Температура перегрева обмотки не должна превышать 200 С, т.к. при больших температурах многие металлы окисляются, что приводит к образованию пленки на поверхности провода.

Билет №4

1) Планетарные механизмы. Конструктивные схемы. Определение передаточного отношения по формуле Виллиса.

(4-ое колесо нужно зафиксировать)

2) Интегральные винтовые механизмы. Применение. Параметры.

(Винт – Гайка, Человечки)

3) Методы проектирования функц. потенциометров. Достоинства и Недостатки.

(шунтирование, без шунтирования, аппроксим каркас)

Вопрос 10. Дифференциальные и планетарные 3М. Определение передаточного отношения по ф-ле Виллиса

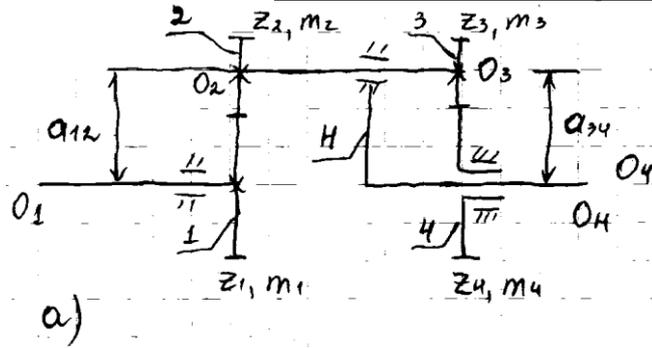


РИС.2

Передачи, в кот-х колеса – сателлиты обкатываясь по центр. колесу и имеют подвижные оси, закрепленные в водиле, наз-ся планетарными или дифф-ми. В них имеется 1 входной и 1 выходной вал. Планетар. передачи явл-ся редукторами и предназначены для преобраз-я угловой скорости, соот-щей изменениям

моментов сил.

Рассмотрим след. простеш. схему диф-го мех-ма с 2-мя степенями свободы (рис.2), включающей след. подвижные звенья:

- зубчатые колеса 1 и 4, вращ-ся с угловыми скоростями ω_1 и ω_4 в неподвиж. подшипниках O_1 и O_4 , расположенных соосно и образующих общую ось мех-ма O_1O_4 . Z_1 и Z_4 наз-ся центральными или солнечными колесами. (Колесо 4 вращается вокруг корпуса)

- Колеса 2 и 3, имеющие общую ось O_2O_3 , кот. вместе с ними вращ-ся относительно оси O_1O_4 с угловой скоростью $\omega_2 = \omega_3 = \omega$. Колеса Z_2, Z_3 кроме вращ-я в подшип-х, имеют пространственное движ-е, и их наз. сателлитами.

- Водило Н, вращ-ся с ω_n в 1-м из централ-х колес (в нашем случае в 4-м) как в подшипнике и одновременно являющ-ся подшипником для оси вращ-я колес 2-3.

(Из этого механизма можно сделать редуктор, если затормозить водило)

При работе мех-ма необходимо задать движ-е 2-х его звеньев, в связи с чем диф. мех-м обладает 2-мя степенями свободы. Обычно в качестве исходных задают сочетания угловых скоростей ω_1 и ω_n или ω_n и ω_4

Диф-й мех-м с 2-мя степенями свободы превращ-ся в планетарный с 1-ой степенью, если одно из централ. колес сделать неподвижным. Напр., при неподв-м колесе 4 колеса-сателлиты будут перекаат-ся по нему. Движ-е всех звеньев опред-ся при заданном знач-ях ω_1 или ω_4 .

Диф-й мех-м превращ-ся в ступенчатый, если водило Н сделать неподвижным звеном, т.е. при $\omega_n = 0$, когда все ЗК вращ-ся в неподвижных в прост-ве подшипниках. Возмож-ть превращ-я диф-го мех-ма в ступенчатый используется при анализе кинематики ДМ с применением метода обращенного движения. Согласно этому м-ду всем его отдельным звеньям сообщается угловая скорость ω_n , равная, но противоположная направ-ю угловой скорости водила. В рез-те водило Н станет неподвижным, а зубч. колёса 1 и 4 будут иметь угловые скорости $\omega_1 - \omega_n$ и $\omega_4 - \omega_n$ соот-но. Передаточное отношение ступенчатого мех-ма:

$$i = \frac{(\omega_1 - \omega_n)}{(\omega_4 - \omega_n)}$$
 где индекс 'н' показ-т, что передаточ. отнош-е опред-ся при неподвижном

водиле (ф-ла Виллиса). (ф.Виллиса не выводится, в основу положен принцип обратимости движения, когда условно все эл-ты кинематики этого мех-ма вращаются в сторону противоположную, вращению водилы с такой же скоростью, в рез. водило остановится и получается ф-ла)

В общем случае, используя м-д обращенного движ-я, по ф-ле Виллиса можно определить передаточное отнош-е м.д. любым р- q-м звеньями ДМ:

$$i_{p,q}^{(H)} = \frac{(\omega_p - \omega_H)}{(\omega_q - \omega_H)}$$

Для планетарного мех-ма при неподвижном колесе 4 ф-ла Виллиса имеет вид:

$$i_{1,4}^{(H)} = \frac{(\omega_1 - \omega_H)}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1,H}^{(4)}, \text{ где индекс 4 показ-т, что передаточ. отнош-е м.д. колесом}$$

1 и водилом Н наход-ся при неподвижном колесе 4.

С др. стороны, при ω_H для 2-хступенчатого мех-ма м. записать:

$$i_{1,4}^{(H)} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_3}{\omega_2 \cdot \omega_4} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$$

$$\text{Тогда } i_{1,H}^{(4)} = 1 - i_{1,4}^{(H)} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$$

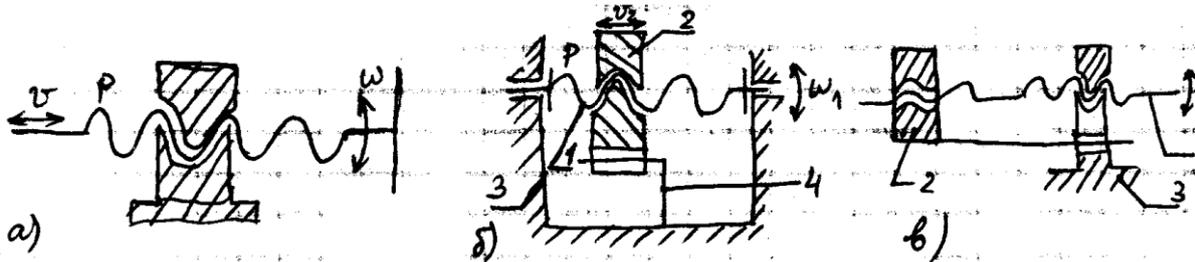
$$i_{H,1}^{(4)} = 1 / i_{1,H}^{(4)} = [1 - (Z_2 \cdot Z_4) / (Z_1 \cdot Z_3)]^{-1}$$

Диф-е и планетар. ЗМ позволяют получить большие передат. отнош-я при относ-но небольшом числе зубчатых колес и небольших габаритах, что явл-ся их существенным достоинством.

2) Интегральные винтовые механизмы. Применение. Параметры.

Кинематические соотношения в винтовых механизмах.

Винтовой механизм обеспечивает взаимное преобразование вращательного и поступательного движений. Ведущий обычно винт. По назначению: отсчётные(не испытывают больших нагрузок и работающие на малых скоростях) и силовые (испытывают большие нагрузки, потери на трение уменьшаются).



При вращении винта в случае неподвижной гайки любая его точка кроме вращател. движ-я вокруг оси винта совершает также и поступательное движ-е по ней.

$$l = p\varphi / 2\pi \quad (p - \text{шаг резьбы, } \varphi - \text{угол поворота винта})$$

Это соотнош-е явл-ся статистической харак-кой винтового передаточного мех-ма. В ВМ с 2-мя винтовыми парами (рис) вместе с винтом 1 в том же направл-и движется и гайка 2, но при вращ-и винта гайка 2 также перемещ-ся относит-но него с шагом p_1 . След-но, гайка 2 в абсолютном движении по отношению к стойке 3 смещ-ся на величину $l_{\Sigma} = (\varphi_1 p_1 + \varphi_2 p_2) / 2\pi$, где

φ_2 – угол поворота винта (В)1 вместе с гайкой (Г) 2 относит-но стойки 3

φ_1 – угол поворота Г2 относит-но В1

Т.к. угол поворота Г2 в абсолютном движ-и равен 0, то $\varphi_{\Sigma} = 0$, $\varphi_1 = -\varphi_2 = \varphi$ след-но,

$$l_{\Sigma} = (p_1 \pm p_2) / 2\pi$$

Полученное выраж-е явл-ся статической характ-кой винтового передаточного мех-ма с 2-мя винтовыми парами. '-' соответствует одинаковым направлениям винтовых линий на обоих участках (дифф. мех-м).

'+' - разным направл-м винтовых линий (интеграл.).

Передаточное отнош-е ВМ определяют путем дифф-я по времени его статич. харак-ки.

$$\frac{dl}{dt} = v_2 ; \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega_1 = \frac{v_1}{r_2} ; \quad v_2 = \frac{p}{2\pi}$$

$$\omega_1 = (p/2\pi) * (v_1/r_2) = v_1 * \text{tg } \lambda$$

$i = v_1/v_2 = 1 / \text{tg } \lambda$, где v_1 – окружная скорость точек винта, располож-х на образующей цилиндра диаметром d_2

v_2 – линейная скорость тех же точек

Практ-ки $\lambda = 20 \dots 25$ град

Т.к. векторы v_1 и v_2 взаимно перпенд-ны, то во время работы винтовой пары происходит относит. скольжение рабочих боковых поверх-тей винта и гайки. Скорость относит. скольж-я v_S (рис. 8) направлена по касательной к винтовой линии и равна:

$$v_S = (v_1^2 + v_2^2)^{1/2} = v_1 / \cos \lambda$$

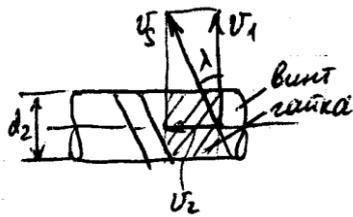


РИС.8

При ввинчивании винта в ВМ возникает сила сопротивл-я гайки, обусловленная окружным усилием F_t , приложенным по касательной к окруж-ти сред. диаметра d_2 .

Соотнош-е м.д. F_t и осевой F_a :

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho), \text{ где}$$

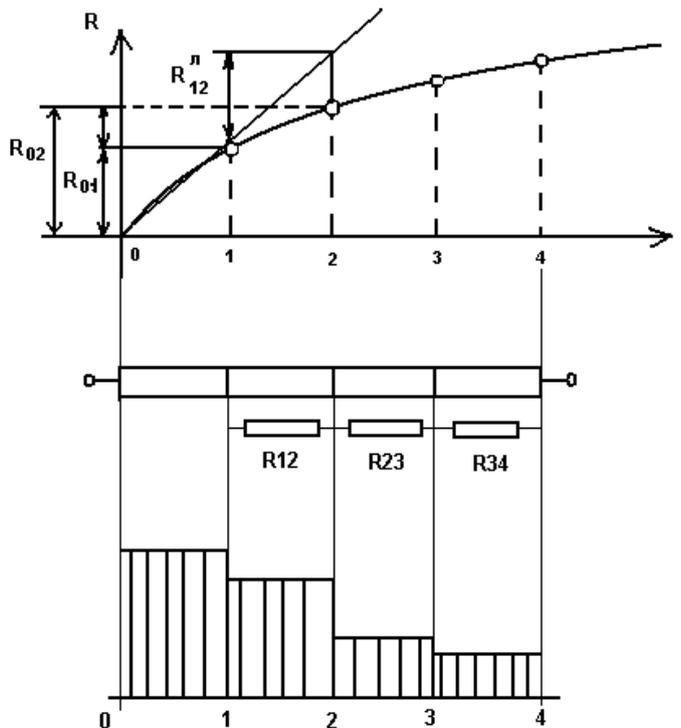
$\rho = \operatorname{arctg}(f)$, f - коэф-т трения покоя м.д. материалами Г и В

3) Методы проектирования функц. потенциометров. Достоинства и Недостатки.

Методы расчета функциональных потенциометров.

Основой их расчета является статическая характеристика как функция величины смещения токоъемника, т.е. $R_x = R_0 f(\frac{l_x}{l_0})$, которая задается аналитически, графически.

1) Метод электрического шунтирования.



В пределах каждого из участков функцию аппроксимируют прямой линией. Количество и протяженность отдельных участков зависит от вида функции и допустимой погрешности аппроксимации. На каждом участке можно рассчитать параметры соответствующего линейного потенциометра. В результате при постоянной ширине каркаса, получим каркас со ступенчатым изменением высоты на отдельных участках. Однако для получения кусочно-ломаной характеристики более удобно использовать шунтирование линейного потенциометра. Для этого считают параметры линейного потенциометра на участке 01 и на всю рабочую длину каркаса наматывают проволоку, соответствующую

параметрам этого расчета, остальные участки аппроксимации шунтируют.

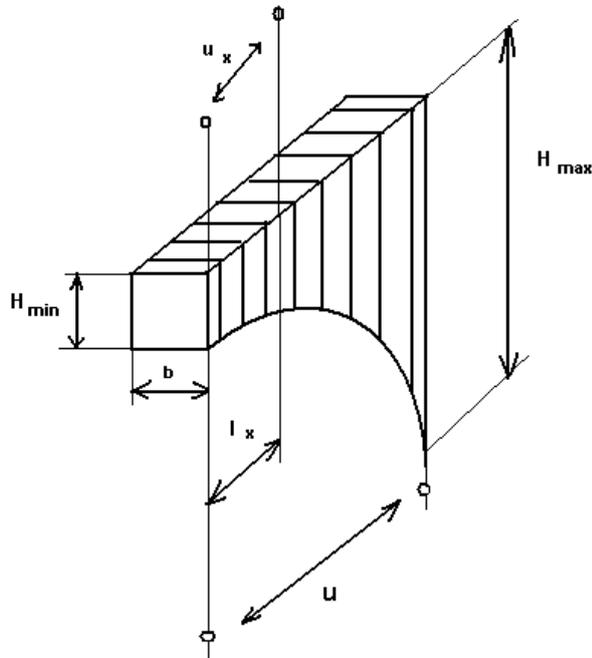
$$\frac{1}{R_{12}^{\text{ш}}} = \frac{1}{R_{12}} - \frac{1}{R_{12}^{\text{л}}}$$

Где R_{12} – требуемое сопротивление на участке 12 в соответствии с функцией $R(l_x)$

$R_{12}^{\text{л}}$ - сопротивление на участке 12 по линейному потенциометру первого участка 01.

Метод электрического шунтирования может быть применен для воспроизведения функции $R(l_x)$ с точностью аппроксимации порядка 0.01 – 0.02%. Если такой точности по техническим условиям оказывается недостаточно, то расчет функциональных потенциометров проводят методом геометрического профилирования.

2) Метод геометрического профилирования.



При этом конфигурация профиля каркаса выполняется сложной в соответствии с заданной формулой $R = f(l_x)$

При смещении на Δl сопротивление

меняется на величину $\Delta R = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l$, где $\frac{dR}{dl}$

первая производная функции $R = f(l_x)$.

Справедливо соотношение на 1 виток:

$$\Delta R_1 = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l_1 = \frac{dR}{dl} \cdot d_{и}, \text{ т.к. } \Delta l \approx du \approx t$$

где t – шаг намотки потенциометра,

$d_{и}$ – диаметр провода с изоляцией.

Разделим на ρ и умножим на S :

$$\frac{\Delta R_1}{\rho} \cdot S = l_{cp} = \frac{dR}{dl} \cdot \frac{d_u \cdot S}{\rho}, \text{ где } l_{cp} \text{ – длина}$$

провода одного витка.

Для каркаса с прямоугольным сечением

$$l_{cp} \approx 2 \cdot (H + b):$$

$H \approx [S \cdot \frac{du}{2\rho} \cdot \frac{dR}{dl} - b]$ - высота каркаса изменяется в соответствии с первой производной

$$R = f(l_x)$$

Для проволочного потенциометра производят проверку с целью обеспечения заданного режима работы. При этом используют уравнение теплового баланса:

$$\frac{U^2}{R_0(1 + \alpha \cdot \Theta)} = R \cdot S_k \cdot \Theta$$

R_0 – полное сопротивление обмотки при 0 С

α – температурный коэффициент работы

S_k – полная площадь обмотки потенциометра (внешней и внутренней)

Температура перегрева обмотки не должна превышать 200 С, т.к. при больших температурах многие металлы окисляются, что приводит к образованию пленки на поверхности провода.

Билет №5

- 1) Червячная передача. Назначение и геометрия передачи. Кинематические и силовые соотношения. Самоторможение передачи. Особенности расчета на прочность. (16)
(Самоторможение: в зав-ти от того какой элемент будет ведущим а какой ведомым, если КПД со стороны червяка (ведущий червяк), то нет самоторм, если наоборот крутит червячное колесо, какую бы силу не прикладывали к черв. колесу, червяк двигаться не будет)
- 2) Центробежные регуляторы. Схемы, Хар-ка, Параметры (34)
- 3) Проволочные потенциометры. Требования к элементам конструкции. Методика расчета линейных потенциометров. (67)

Вопрос 16. Червячная передача. Назначение и геометрия передачи. Кинематические и силовые соотношения. Самоторможение передачи. Особенности расчета на прочность.

Для получ-я больших знач-й i в кинематич-х мех-х м.д. перекрещ-ся валами применяют червячные передачи, элем-ми кот-х явл-ся червяк и червячное колесо. Червяк можно представить как винтовое колесо малого диаметра, винтовая линия зуба кот-го несколько раз м. обогнуть поверх-ть цилиндра. Червячным колесом явл-ся винтовое ЗК, сопряженное с червяком. Зубья червячного колеса нарез-ся червячной фрезой, представл-ю собой точную копию червяка. Сам червяк явл-ся винтом с трапецидальной нарезкой (рис. 4).

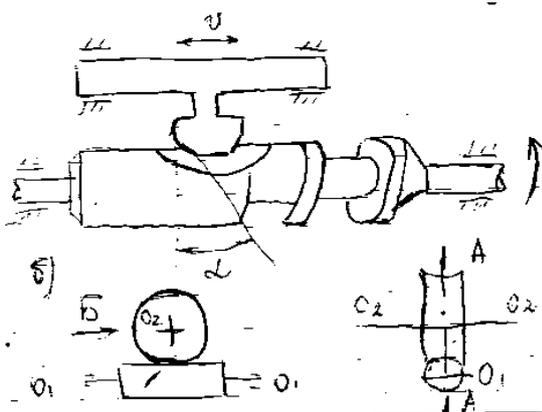
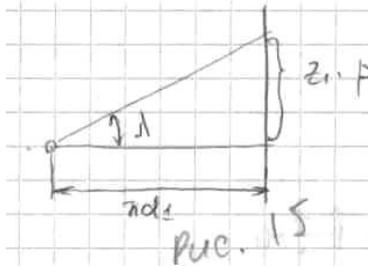


РИС. 4

Геометрические размеры опред-ся по ф-м, аналогичным для ЗК. Расчетным модулем явл-ся осевой модуль червяка m , равный торцевому модулю ЗК. Диаметры делительных окруж-тей: для червячного колеса $d_2 = m \cdot Z_2$; для червяка $d_1 = q \cdot m$, где q - коэф-т диаметра червяка (величина стандартная и равна числу модулей в диаметре делительной окруж-ти червяка). Из усл-я развертки на плоск-ть линии червяка по делительному цил-ру угол ее



$\operatorname{tg}\lambda = Z_1 p / \pi d_1 = m Z_1 / q$, где
 $Z_1 = 1 \dots 4$ - число заходов червяка
 p - шаг

По аналогии с ВП межосевое расст-е
 $a = (d_1 + d_2) / 2 = m(q + Z) / 2$

Остальные парамет-ры зацепл-я нах-ся по справочным ф-м.

Кинематические соотношения в червячном зацеплении.

Рис. 5

Из рис.5 имеем

$$v_2 = v_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda$$

$$\omega_2 \cdot d_2 = \omega_1 \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{Z_2}{q \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{Z_2}{m \cdot Z_1}$$

Обычно $Z_1 \leq 4$ след-но, в червячных мех-х

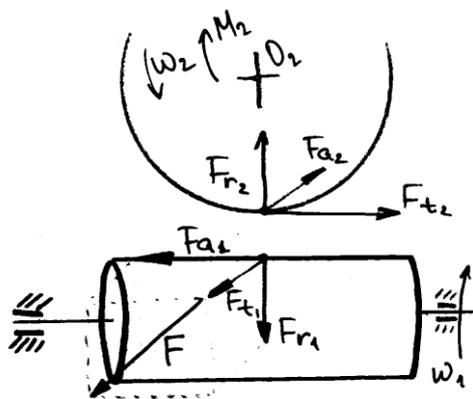
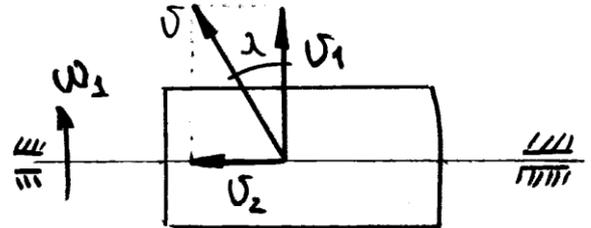
м.б. получены большие передаточ. отнош-я, что явл-ся 1-им из их основных достоинств.

Для силовых 1-ступенчатых передач $i = 27 \dots 70$. Для кинематич. червячных передач (приборных ЭМП) $i = 50$.

Силовые соотношения в червячных передачах.

Удельные давления в червячном зацеплении, распределенные по линиям контакта, условно рассмотрим как сосредоточенные силы, приложенные к т. Р.

РИС. 6



При работе червяч. мех-ма силы нормального давления F_N образуют силы трения F_T м.д. витками червяка и зубьями колеса. Равнодейств-я сила F , кот. рассматривают как расчетную нагрузку на червячный мех-м. Силу F раскладывают на 3 составляющие:

- окружную на червячном колесе F_{t2} , равную осевой силе на червяке
- $F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot M_2 \cdot k / d_2$
- осевую силу F_{a2} на червячном колесе, равную окружной силе на червяке $F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \varphi)$
- радиальную $F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$

КПД червячного мех-ма опред-ся из усл-я рав-ва

работ на ведущем и ведомом звеньях

$$\eta_1 = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varphi)} \quad (1)$$

При ведущем червяке КПД опред-ся в виде (1), где

$F_{t2} \cdot v_2$ – работа сил сопротив-я на колесе

$F_{t1} \cdot v_1$ – работа внешних сил на червяке

При ведущем червячном колесе силы в зацепл-и меняют направ-е. и КПД равно

$$\eta_2 = F_{t1} \cdot v_1 / F_{t2} \cdot v_2$$

При $\lambda \leq \varphi$, $\eta_2 = 0$ передача движ-я в мех-ме (самотормозящ-ся) становится невозможной при любых внешних силах и моментах.

Модуль зацепл-я для червячной передачи

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_2 \cdot K_\beta \cdot K_v \cdot Y_F}{Z_2 \cdot q \cdot \cos \lambda [\sigma_F]}}$$

$K_\beta = 1 \dots 1,5$ – коэф-т неравномер-ти нагрузки по ширине колеса

$K_v = 1 \dots 1,3$ – коэф-т динамической нагрузки.

2. Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

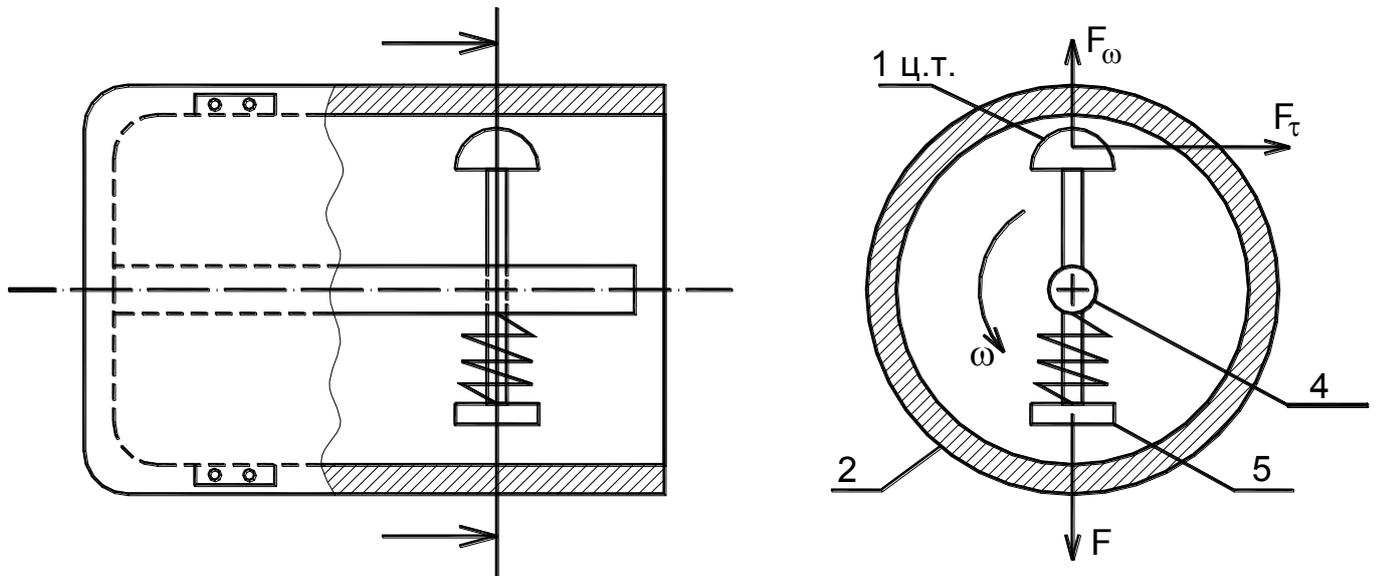
Классификация:

3. Тормозные регуляторы.

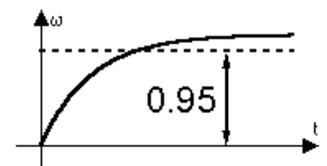
- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

4. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.



При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

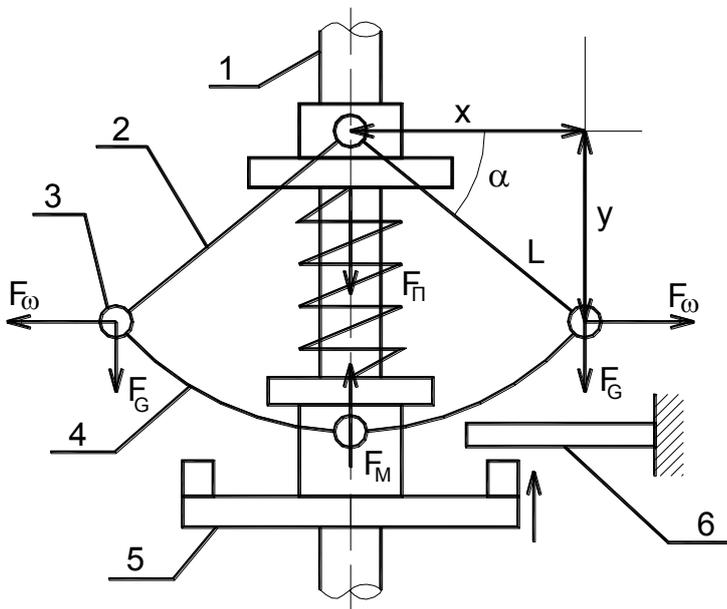
$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2$, где m – масса грузика, n – частота вращения вала регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$



$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Тормозные регуляторы осевого действия:

На валу регулятора 1 шарнирно закреплены две тяги 2, к которым присоединены инерционные грузики 3. Они при помощи тяг 4 шарнирно соединены с подвижной муфтой 5, свободно перемещающейся по валу регулятора 1.

В установившемся режиме вращения $\omega = \omega_i$ силы инерции

грузиков F_ω , силы тяжести F_G (mg) и силы натяжения тяг равны. Подвижная муфта 5 не соприкасается с тормозной колодкой 6.

При увеличении скорости вращения вала муфта под действием центробежных сил смещается вверх по оси вала и соприкасается с тормозной колодкой 6. В результате чего возникает сила трения F_T . Равновесное состояние механизма регулятора, при котором осевая сила, действующая на муфту F_M равна силе пружины F_i .

$2F_\omega x = 2F_G y + F_M \cdot 2y$, где x – радиальное положение инерционных грузиков по отношению к оси вращения вала; y – осевое положение грузиков относительно неподвижной муфты; $2y$ – осевое положение подвижной муфты.

Сила, действующая на подвижную муфту: $F_M = \frac{F_\omega x - F_G y}{y} = F_\omega \cdot \text{ctg} \alpha - F_G$

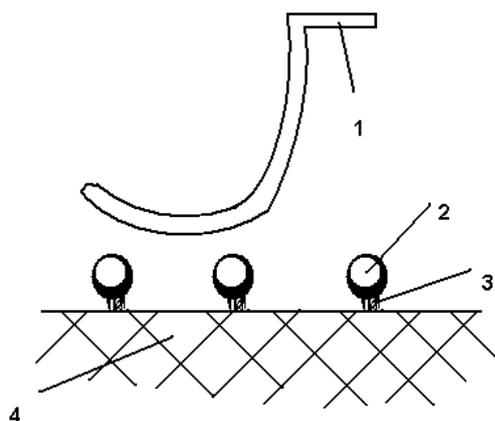
$$F_\omega = mx\omega^2 = ml \sin \alpha \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 n^2$$

Сила трения: $F_T = f(F_M - F_i)$

Момент трения: $M_T = r \cdot F_T = rf(F_M - F_i) = k_1 n^2 - k_2(F_i + F_G)$

В общем случае подвижную муфту можно соединить с устройством управления, которое обеспечивает автоматическое изменение движущего момента на валу источника движения в зависимости от изменения скорости вращения вала регулятора.

3. Проволочные потенциометры.



Резисторный элемент в виде проволоки 2 с электроизоляционной обмоткой 3, намотанной на каркас, 1 – щетка – подвижный электросъемник.

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Для изготовления потенциометров используют проволоки из константана, нихрома сплавов на основе Pb, Au, Pd, которые обладают большим сопротивлением, малым коэффициентом линейного расширения, высокой коррозионной стойкостью.

В зависимости от конфигурации каркаса их делят на:

- Дуговые (кольцевые)
- Стержневые (пластинчатые)

Каркасы изготавливают из Al сплава, гетинакса, текстолита и термопластичных материалов.

Расчёт линейного потенциометра

U , полное сопротивление обмотки R . Величина сопротивления нагрузки R_H и дополнительного R_d , дополнительная витковая погрешность δ , схемы потенциометра и условия эксплуатации, допустимые габаритные размеры.

1. Определяют номинальную мощность рассеяния.

$$R_H = \infty, P_H = \frac{U^2}{R} = I^2 \cdot R$$

2. Зная R_H и R_d и схему включения, находим действительную мощность рассеяния P .

$$P = c \cdot P_H, \text{ где } c \text{ определяют в зависимости от } R_H \text{ и } R_d \text{ (из справочников)}$$

3. Задавая плотность тока в обмотке потенциометра, определяем диаметр проволоки.

$$j = \frac{I}{S} = \frac{4I}{\pi \cdot d^2} = \frac{4}{\pi \cdot d^2} \cdot \sqrt{\frac{P_H}{R}} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{16P_H}{\pi^2 \cdot R \cdot j^2}}$$

4. d определяют по ГОСТ`у до ближайшего его большего значения и по справочным таблицам находят диаметр проволоки в изоляции d_n . Выбор типа изоляции производят с учетом напряжения U , температурного режима работы потенциометра и тд.

5. По d_n определяют шаг намотки:

$$t = d_n + (0.012..0.017) \text{ (мм)}$$

И при заданной витковой погрешности δ находят число витков в обмотке

$$n = \frac{1}{2\delta}$$

Длину рабочей обмотки l (стержневых, пластинчатых) или рабочий угол обмотки ϕ дуговых потенциометров определяют в виде

$$l = n \cdot t$$

$$\phi = \frac{2 \cdot l}{d_k} = \frac{2n \cdot t}{d_k}, \text{ где } d_k \text{ – известный диаметр дугового потенциометра}$$

Полная длина обмоточного провода:

$$L = \frac{R \cdot \pi \cdot d^2}{S}$$

Длина одного витка:

$$l_{cp} = \frac{L}{n}$$

7. По величине l_{cp} выбирают геометрические размеры поперечного сечения каркаса потенциометра:

- для прямоугольного поперечного сечения $l_{cp} = 2(H + b)$, где H и b – соответственно высота и ширина каркаса. Для круглого поперечного сечения $l_{cp} = \pi \cdot D$



Билет № 7

1) Методика подбора электродвигателя для ЭМП с заданным временем разгона. (12)
(зависит от приведенного момента инерции редуктора (более легк материалы)
Момент пусковой (более мощный двигатель), ротор двиг (полый ротор))

2) Расчет функциональных потенциометров методом шунтирования.

3) Проверочные расчёты ЭМП. (57)

(Расчет по Конт или по Изгиб прочности, провероч расчет на динамич составляющую двигателя (когда всё о редукторе знаем, можем померять привед момент инерции))

Методика подбора электродвигателя для ЭМП с заданным временем разгона.

Наименьшая мощность двиг-ля опред-ся как $N_{дв} = \xi * M_C * \omega_{ном} / \eta_p$ (1), но для того, чтобы обеспечить заданное время переходного процесса $t_{п}$, необходимо проверить достаточ-ть развиваемого двиг-м пускового момента $M_{п}$, учитывая, что в период пуска кроме статической нагрузки в мех-ме возникают и динамические нагрузки.

Усл-е нормального пуска злекромех-ма м. записать в след-м виде:

$$M_{п} \geq M_C / (u_p \eta_p) + M_d \quad (2)$$

Величину динамич-го момента легко найти, если известны приведенный к валу двиг-ля момент инерции мех-ма и угловое ускорение, возникающее в момент разгона:

$$M_d = J_{пр} \varepsilon$$

Значение

$$J_{пр} = J_{дв} + J_{р.пр} + J_n / u_p^2, \text{ где}$$

$J_{дв}$ – момент инерции вращ-ся частей двиг-ля; $J_{р.пр}$ – приведен-ый к валу двиг-ля момент инерции редуктора; J_n – момент инерции нагрузки; u_p – передаточное отнош-е ред-ра.

Т.к. $t_{п}$ обычно очень мало, то знач-е углового ускорения ε м. найти из выраж-я:

$$\varepsilon = \omega_{ном} / t_{п},$$

где $\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость двиг-ля.

Задача выбора двиг-ля в этом случае значит-но ослож-ся, т.к. для правильного выбора двиг-ля необходимо знать все параметры редуктора ($J_{р.пр}$, u_p , η_p) и 2 параметра двиг-ля ($J_{дв}$ и $\omega_{ном}$), а в связи с тем, что двиг-ль еще не подобран, ни, ни другие величины неизвестны. Поэтому подбор двиг-ля осуществляют ориентировочно, определяя его номинальную мощ-ть по ф-ле (1), но учитывая величину коэф-та запаса (принимают $\xi = 1,2 \dots 2,5$). Затем проверяют знач-е пускового момента двиг-ля по ф-ле (2). Если пусковой момент двиг-ля будет меньше необходимого, то следует выбирать двиг-ль с большим пусковым моментом или более мощный двиг-ль.

Определение времени разгона привода

Оно относится к динамич-м харак-м привода и м. б. Определено при известных параметрах двиг-ля, передаточного элемента двиг-ля, и исполнительного устрой-ва.

$J_{пр} * (d\omega/dt) = M(\omega) - M_n$, где $M(\omega)$ – зависим-ть момента двиг-ля от его угловой скорости.

В приводах с МЭП эту зависим-ть м. считать линейной, определяемой параметрами M_n , ω_n . $M_{п}$ – пусковой момент

Т.к. для любой ω при этом

$$(M(\omega) - M_n) / (M_{п} - M_n) = (\omega_n - \omega) / \omega_n \quad (\text{урав-е прямой ч.з 2 точки}), \text{ то}$$

$$M(\omega) - M_n = (M_{п} - M_n) * (\omega_n - \omega) / \omega_n = J_{пр} * (d\omega/dt)$$

Принимая $M_{п}$, M_n , $J_{пр}$, ω_n постоянными во времени, после интегр-я находим:

$$t = [(J_{пр} * \omega_n) / (M_{п} - M_n)] \int d\omega / (\omega_n - \omega) = [(J_{пр} \omega_n) / (M_{п} - M_n)] \ln (\omega_n / (\omega_n - \omega)) = B * \ln (\omega_n / (\omega_n - \omega)), \text{ где } B = (J_{пр} \omega_n) / (M_{п} - M_n) - \text{электро-мех. постоянная времени}$$

Полученное выраж-е определяет время переходного процесса при разгоне привода до любой фиксированной скорости ω .

$$[t_p] \leq t_{расч}$$

Оно зависит от знач-я B , для уменьш-я кот-й необходимо либо уменьш-ть момент инерции, либо увеличить пусковой момент двиг-ля. Прак-ки процесс разгона двиг-ля счит-ся законченным, если ω вала двиг-ля отлич-ся от номинального знач-я на несколько процентов.

В некоторых случаях треб-ся найти время выбега двиг-ля после его отключ-я, когда $M(\omega) = 0$. Исходное диф-е урав-е движ-я вала при этом примет вид:

$$J_{пр} * (d\omega/dt) = -M_n$$

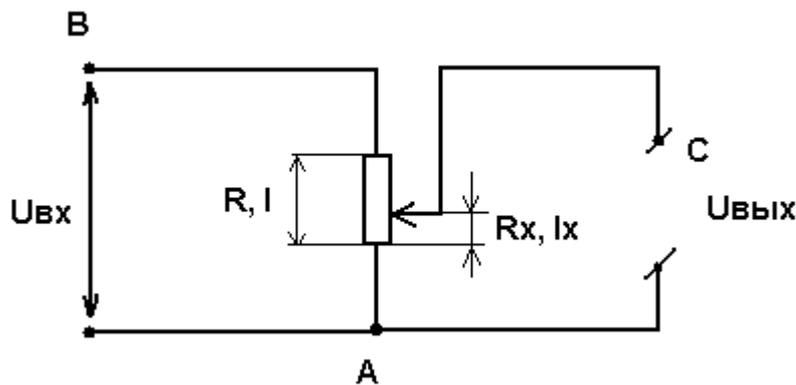
Часто при проектир-и привода для огранич-я времени выбега исполнит-го устр-ва или угла его поворота применяют электромагнитную тормозную муфту, устанавливаемую на входном валу привода. В этом случае

$$J_{пр} * (d\omega/dt) = -M_m - M_n$$

$$\text{Тогда } t_b = \int_0^0 J_{пр} * d\omega / (M_m + M_n) = (J_{пр} \omega_n) / (M_m + M_n)$$

2) Метод электрического шунтирования.

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.



Простейший из них на рис.а. На проводники в т. А и В подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{ВЫХ}$

$$U_{ВЫХ} = U_{ВХ} \cdot \frac{R_x}{R}$$

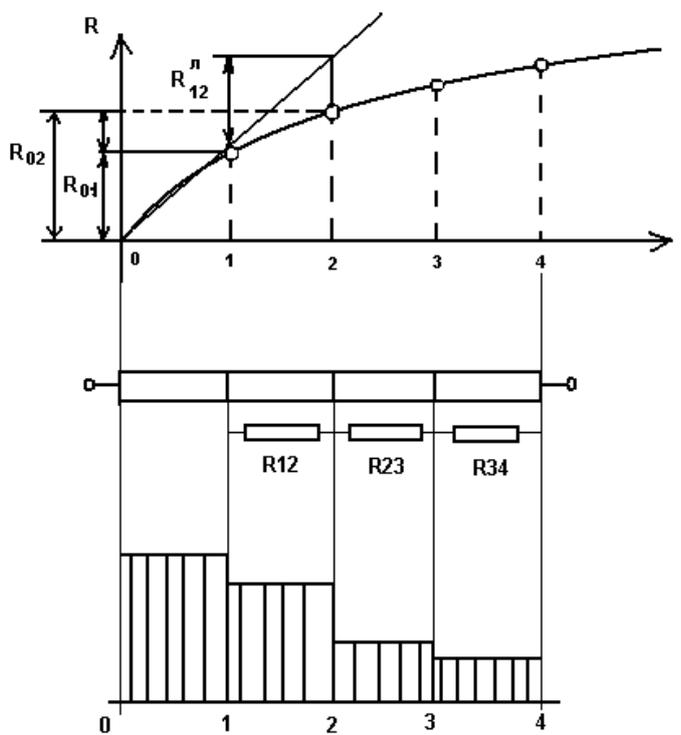
Если выполнено условие

$$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x}, \text{ то } U_{ВЫХ} \text{ прямо}$$

пропорционально смещению

щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

Если $R_x = f(l_x)$, то есть $U_{ВЫХ} = f(l_x)$ то потенциометр является функциональным.



В пределах каждого из участков функцию аппроксимируют прямой линией. Количество и протяженность отдельных участков зависит от вида функции и допустимой погрешности аппроксимации. На каждом участке можно рассчитать параметры соответствующего линейного потенциометра. В результате при постоянной ширине каркаса, получим каркас со ступенчатым изменением высоты на отдельных участках. Однако для получения кусочно-ломаной характеристики более удобно использовать шунтирование линейного потенциометра. Для этого считают параметры линейного потенциометра на участке 01 и на всю рабочую длину каркаса наматывают проволоку, соответствующую

параметрам этого расчета, остальные участки аппроксимации шунтируют.

$$\frac{1}{R_{12}^ш} = \frac{1}{R_{12}} - \frac{1}{R_{12}^л}$$

Где R_{12} – требуемое сопротивление на участке 12 в соответствии с функцией $R(l_x)$

$R_{12}^л$ - сопротивление на участке 12 по линейному потенциометру первого участка 01.

Метод электрического шунтирования может быть применен для воспроизведения функции $R(l_x)$ с точностью аппроксимации порядка 0.01 – 0.02%. Если такой точности по техническим условиям оказывается недостаточно, то расчет функциональных потенциометров проводят методом геометрического профилирования.

3) Проверочные расчёты ЭМП.

1. Проверка правильности выбора электродвигателя

условие правильного выбора двигателя определяется соотношениями:

для кратковременного режима работы и повторно-кратковременного режима работы:

$$M_n \geq M_{с.нр.} + M_{д.нр.} \text{ и } M_{ном} \geq M_{с.нр.}$$

для частых пусков и реверсов $M_n \geq M_{c.np.} + M_{d.np.}$

где $M_{c.np.}, M_{d.np.}$ — соответственно уточненные статический и динамический моменты, приведенные к валу двигателя

Величину $M_{c.np.}$ определяют по формулам (46) или (47), (Хрен его знает чо за ф-лы) где вместо ориентировочных значений используют уточненные значения КПД передача и подшипников.

Для цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления и косозубых передач (при $F < 30H$)

$$\eta_w^* = 1 - \pi f c \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) / 2$$

В конической передаче (с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$) $\eta_k^* = 1 - 1.62 \pi f c \left(\frac{\cos \delta_1}{z_1} + \frac{\cos \delta_2}{z_2} \right)$

Коэффициент нагрузки для цилиндрических и конических передач $c = \frac{F + 2.92}{F + 0.174}$

для косозубых $c = \frac{F_H + 3.11}{F_H + 0.185}$ где $F_H = F / \cos \beta \cos \alpha$

КПД червячных механизмов с ведущим червяком определяют по формуле: $\eta = c \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$

Коэффициент нагрузки при этом равен $c = \frac{F + 1.05}{F + 2.4}$ $F_H = F / \cos \gamma \cos \alpha$

f - коэффициент трения;

ϵ_v - коэффициент перекрытия, принимают $\epsilon_v = 1,5$;

P - окружная сила, Н, определяется по формуле $F = 2M_2 / d_2$;

δ_1 и δ_2 - углы начальных конусов шестерни и колеса;

γ - угол подъема винтовой линии червяка;

ρ' - приведенный угол трения, $\rho' = \operatorname{arctg} f / \cos \alpha$. При $F > 30$ Н принимают $C = 1$,

Значение коэф-та трения f при легкой смазке (шестерня стальная) зависит от материала колеса: для колеса из закаленной стали $f = 0.05$; из бронзы - $f = 0,07 \dots 0,1$; из алюминия $f = 0,13 \dots 0,15$; из текстолита $f = 0,12$.

Величину $M_{d.np.}$ определяют по формуле (при $J_H = \text{const}$) $M_{d.np.} = J_{ПП} e$

$J_{ПП2}$ - приведенный к валу двигателя момент инерции всего ЭМП.

e - Угловое ускорение вала двигателя, $\text{рад}/\text{с}^2$.

Значение $J_{ПП2}$ определяют по формуле $J_{ПП} = J_P + J_{ПП.P} + J / i_0^2$

где J_P - момент инерции вращающихся частей двигателя;

$J_{ПП.P}$ - приведенный момент инерции редуктора;

J_H - момент инерции нагрузки

Для ЭМП со звеньями вращательного и поступательного движения момент инерции равен

$$J_{ПП} = J_1 + J_2 / i_{12}^2 + \dots + J_n / i_{1-H}^2 + m \left(\frac{V_1}{\omega_1} \right)^2 + \dots + m \left(\frac{V_n}{\omega_n} \right)^2$$

де $J_1 \dots J_n$ - моменты инерции всех элементов установленных на 1, 2 ... n-м валах относительно собственных центров масс

$V_1 \dots V_n$ - скорости центров масс $m_1 \dots m_n$

В большинстве случаев вращающиеся звенья имеют форму, представляющую собой комбинации круговых цилиндров или дисков (зубчатые колеса, червяки, кассеты с магнитной лентой или пленкой, муфты и т.д.). Моменты инерции таких звеньев рассчитывают по формуле

$$J = \pi b \rho d^4 10^{-12} / 32$$

где d - диаметр звена; b - толщина, мм; ρ - плотность, $\text{г}/\text{см}^3$.

При расчетах $J_{d.np.}$ моменты инерции валиков обычно не учитывают

Уточненные КПД одной пары подшипников, на которых установлен вал определяются по формуле

$$\eta = (M - M_{подш}) / M$$

M - крутящий момент на данном валу

$M_{подш}$ - значение момента трения в опорах данного вала

Проверочные расчеты на прочность

Эти расчеты имеют целью проверить, выполняются ли условия прочности на выносливость:

для открытых передач $\sigma_H \leq [\sigma_H]_0$

для закрытых передач $\sigma_F \leq [\sigma_F]$

а так же при действии кратковременных перегрузок (максимальной и пиковой нагрузок)

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

Действительные напряжения изгиба и контактные σ_F, σ_H определяют по фактическим нагрузкам и размерам передачи.

Билет №9

1. Эвольвентное зацепление. Параметры зубчатых колес. Расчетные соотношения зубчатой передачи (делительный диаметр, межосевое расстояние, боковой, радиальный зазор и т.п.). (7)

2. Центробежные регуляторы. Назначение. Расчет центробежных регуляторов. (34)

3. Постоянные соединительные муфты. Назначение. Конструктивные схемы. (28)

1. Эвольвентное зацепление. Параметры зубчатых колес. Расчетные соотношения зубчатой передачи (делительный диаметр, межосевое расстояние, боковой, радиальный зазор и т.п.).

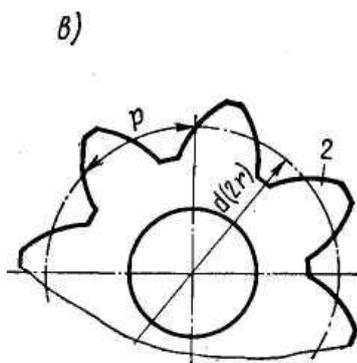
Эвольвентное зацепление. Наиболее распространенным профилем зубьев колес, отвечающим требованиям основной теоремы зацепления, является эвольвента окружности. Эвольвентой называется кривая, представляющая собой траекторию движения любой точки прямой 1, перекатывающейся без скольжения по окружности 2 (рис. а). Прямая 1 называется производящей прямой, а окружность 2 — эволютой или (применительно к зубчатому колесу) основной окружностью. Как видно из рис. а, $ON = OM \cdot \cos \alpha$ или $r_b = r \cdot \cos \alpha$, где $r = OM$. Так как в момент, зафиксированный на рис.а, точка N является мгновенным

центром вращения прямой 1, то отрезок прямой NM является радиусом ρ_m кривизны эвольвенты в точке M. Основная окружность является геометрическим местом центров кривизны. При этом $\rho_m = NM = AN$. Из $\triangle ONM$ следует, что $\rho_m = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha$;

$\rho_m = AN = r_b (\operatorname{inv} \alpha + \alpha)$; $r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha = r_b (\operatorname{inv} \alpha + \alpha)$ и уравнения эвольвенты: $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$; $r = r_b / \cos \alpha$.

Текущий угол α и радиус r определяют положение точки профиля эвольвенты. Для начальной точки A эвольвенты $\alpha = 0$ и $r = r_b$. Применительно к зубчатому колесу с эвольвентными профилями зубьев угол α называется углом профиля зуба (ГОСТ 16530—70), $\operatorname{inv} \alpha$ — эвольвентным углом профиля зуба (ГОСТ 16531—70), угол ν (рис. а) — углом развернутости эвольвенты AM зуба или просто углом развернутости. Угол развернутости — это угол между нормальными $n_A n_A$ и $n_M n_M$ к профилю зуба эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса в точке A и рассматриваемой точке M. Профили зубьев колес представляют собой две симметрично расположенные эвольвенты, образованные, например, точками K_L (левая) и K_P (правая) на производящей прямой pp при ее качении по основной окружности в ту и другую стороны.

Шаг, модуль и делительная окружность зубчатого колеса.



В общем случае окружным (расчетным) шагом (рис. в) **p** называется расстояние между одноименными профилями соседних зубьев колеса по дуге окружности произвольного радиуса r . Длина окружности, число зубьев z колеса и окружной шаг p связаны соотношением $2\pi r = zp$. Из этого соотношения следует

$$2r = pz/\pi = mz. \quad (1)$$

Величина p/π называется модулем m зубьев окружности радиуса r . Получается, что у каждой окружности свой модуль зубьев. Зубчатое колесо принято характеризовать одним значением модуля, соответствующим строго определенной

окружности, названной делительной. Значения модулей зубьев стандартизированы.

Полученный расчетом модуль m должен быть округлен и заменен ближайшим стандартным значением. Шаги двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении, должны быть одинаковы, следовательно, они должны иметь один и тот же модуль зубьев. Таким образом, делительная окружность — это окружность стандартного модуля. Из формулы (1) следует, что окружной модуль зубьев есть линейная величина, в π раз меньшая

надежности работы необходимо, чтобы угол перекрытия был больше углового шага зубчатого колеса. В этом случае зацепление очередной пары зубьев начинается раньше, чем выйдет из зацепления впереди идущая пара зубьев. Отношение угла перекрытия зубчатого колеса передачи к угловому шагу называется коэффициентом ϵ_γ перекрытия зубчатой передачи, т. е. $\epsilon_\gamma = \varphi_\gamma / \tau$ (Он показывает среднее число пар зубьев, одновременно нах. в зацеплении и характеризует плавность работы зубчатого механизма ($\geq 1,2 \dots 1,5$ для прямозубых колес).). Межосевое расстояние a_ω — расстояние между осями зубчатых колес, Наиболее часто применяют зубчатые передачи с так называемым делительным межосевым расстоянием, когда в полюсе зацепления касаются делительные окружности зубчатых колес. В данном случае они являются и начальными. Делительное межосевое расстояние $a = r_1 + r_2 = mz_1 / 2 + mz_2 / 2 = m(z_1 + z_2)$ Начальное межосевое расстояние $a_\omega = r_{\omega 1} + r_{\omega 2}$. В общем случае оно не равно сумме делительных радиусов колес. В реальной зубчатой передаче должен быть предусмотрен нормальный боковой зазор j_n определяемый как расстояние по общей нормали $n'n'$ между неконтактирующими профилями находящихся в зацеплении зубьев. Беззазорной называют теоретическую зубчатую передачу, в которой боковой зазор равен нулю. Радиальный зазор зубчатой передачи C — это наименьшее расстояние между поверхностью вершин одного из зубчатых колес передачи и поверхностью впадин другого зубчатого колеса.

2. Центробежные регуляторы. Назначение. Расчет центробежных регуляторов.

Регулятор скорости — это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

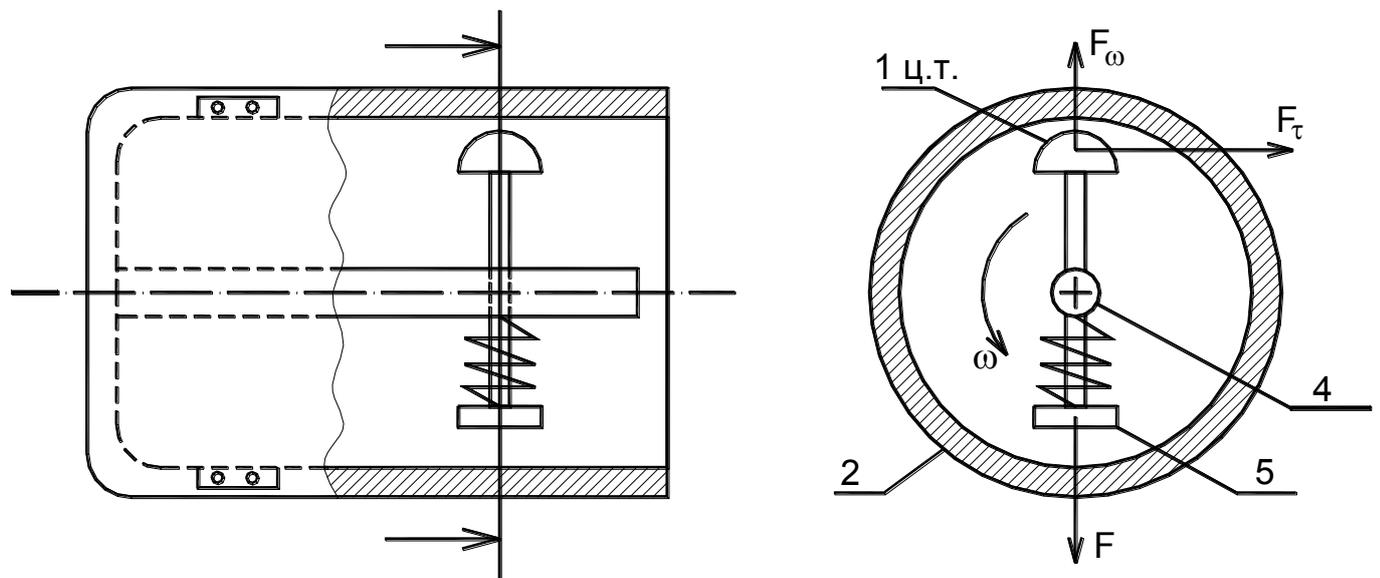
Классификация:

5. Тормозные регуляторы.

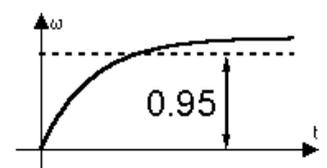
- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

6. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного



барабана.

При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_T .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_T = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_T = r \cdot F_T = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

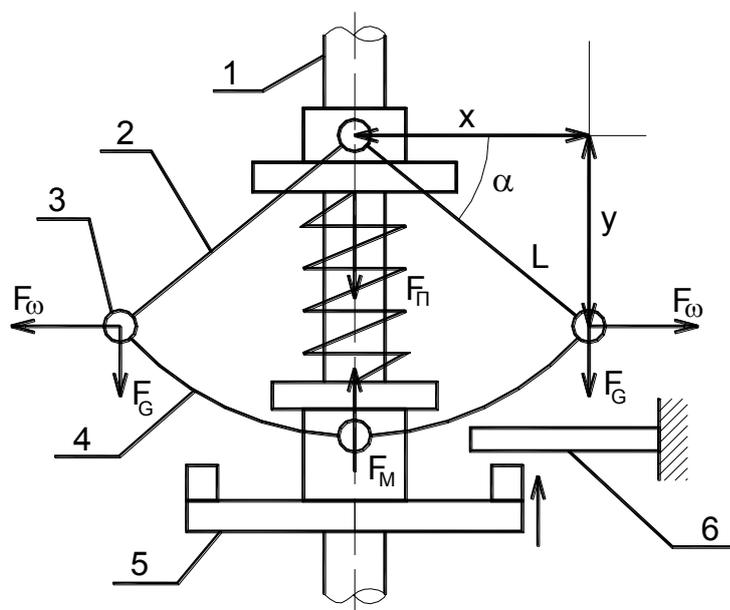
$$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2, \text{ где } m - \text{масса грузика, } n - \text{частота вращения вала}$$

регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_T = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$

$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Тормозные регуляторы осевого действия:



На валу регулятора 1 шарнирно закреплены две тяги 2, к которым прикреплены инерционные грузики 3. Они при помощи тяг 4 шарнирно соединены с подвижной муфтой 5, свободно перемещающейся по валу регулятора 1.

В установившемся режиме вращения $\omega = \omega_i$ силы инерции грузиков F_ω , силы тяжести F_G (mg) и силы натяжения тяг равны. Подвижная муфта 5 не соприкасается с тормозной колодкой 6.

При увеличении скорости вращения вала муфта под действием центробежных сил

смещается вверх по оси вала и соприкасается с тормозной колодкой 6. В результате чего возникает сила трения F_T . Равновесное состояние механизма регулятора, при котором осевая сила, действующая на муфту F_M равна силе пружины F_i .

$2F_\omega x = 2F_G y + F_M \cdot 2y$, где x – радиальное положение инерционных грузиков по отношению к оси вращения вала; y – осевое положение грузиков относительно неподвижной муфты; $2y$ – осевое положение подвижной муфты.

Сила, действующая на подвижную муфту: $F_M = \frac{F_\omega x - F_G y}{y} = F_\omega \cdot \text{ctg } \alpha - F_G$

$$F_\omega = mx\omega^2 = ml \sin \alpha \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 n^2$$

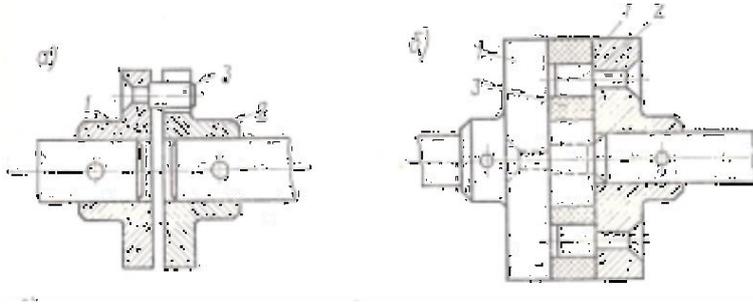
Сила трения: $F_T = f(F_M - F_i)$

Момент трения: $M_T = r \cdot F_T = rf(F_M - F_i) = k_1 n^2 - k_2(F_i + F_G)$

В общем случае подвижную муфту можно соединить с устройством управления, которое обеспечивает автоматическое изменение движущего момента на валу источника движения в зависимости от изменения скорости вращения вала регулятора.

3. Постоянные соединительные муфты. Назначение. Конструктивные схемы.

Б.9.3. Постоянные соединительные муфты (ПСМ) Применяют для соединения соосных валов, источников движения с ведомыми механизмами для облегчения сборки и монтажа длинных валов и осей, расположенных в труднодоступных местах приборов. Делятся на глухие (втулочные и дисковые) и подвижные (например поводковые (а) и упругие (б))



Билет №10

1. Расчет точности многоступенчатого зубчатого механизма. Рекомендации по выбору вида сопряжения и степени точности. Кинематическая и люфтовая погрешности. (8)
2. Метод геометрического профилирования каркаса функционального потенциометра. (42)
3. Основные характеристики регуляторов скорости. (66)

Вопрос 8. Расчет точности многоступенчатого зубчатого механизма. Рекомендации по выбору вида сопряжения и степени точности. Кинематическая и люфтовая погрешности.

Основы расчета зубчатых механизмов на точность.

Точность работы ЗМ регламентируется допусками. При проектировании ЗМ разработчик выполняет проектный или проверочный расчеты на точность (прямая или обратная задача точности). В 1-м случае определяются точностные требования к составляющим ЗМ узлам и деталям. Во 2-м случае на основе разработанных чертежей определяют его общую погрешность.

Основной задачей расчета является выполнение условия $\Delta\Sigma \leq [\delta OS]$, где: $[\delta OS]$ – заданная в ТЗ погрешность проектируемого ЗМ, $\Delta\Sigma$ — расчетная погрешность, определяемая структурой и кинематической схемой его конструкции, возможностями технологического процесса.

Расчеты ЗМ на точность выполняются с учетом действующих стандартов, предусматривающих степени точности 1...12. В приборостроении наиб. часто прим. 6...9 ст. точности.

Показателями точности являются:

Кинематическая точность, характеризующая разность между действительным и расчетным положениями угла поворота выходного вала при работе передачи в одном направлении (За полный цикл относительного положения ЗК или перемещения зубчатой рейки на заданную длину). Этот показатель является определяющим для отсчетных и делительных кинематических цепей, а также для быстроходных передач из-за опасности резонансных и др. колебаний, а также шума.

Плавность работы, определяющая хар-р изменения кинематической погрешности в виде повторяющихся колебаний скорости за 1 оборот выходного вала, приводящего к

динамическим нагружкам. Этот показатель особенно важен для силовых и точных высокоскоростных передач

Пятно контакта. Определяет полноту прилегания зубьев и концентрацию нагрузки на его пов-тях.

боковой зазор. Предназначен для обеспечения компенсации температурных деформаций, а также погрешностей сборки и изготовления и размещения смазки.

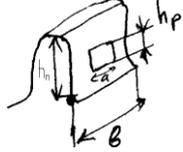
Первые 3 показателя нормируются стандартами. Требования к боковому зазору нормируются видом сопряжения, независимо от степени точности колес и передач. (значением минимального гарантированного $j_{n,min}$ зазора).

Для зубчатых и червячных передач установлены виды сопряжения:

при $m < 1$ мм: H($j_{n,min}=0$), G, E, D ($j_{n,min} > 0$)

при $m > 1$ мм: H, E, D, C, B, A

С каждым сопряжением опред. вид допуска (H-h, V-b и т. д.; при $m < 1$: D-e, E-h)



Допуск на пятно контакта обычно оценивается по формуле: $(a/b) \cdot 100\%$, $(h_p/h_n) \cdot 100\%$, где a – длина пятна

b – ширина зуба

h_p – высота пятна

h_n – высота зубу

Для каждого показателя качества стандарты устанавливают комплексные или поэлементные показатели контроля зубчатых передач.

Расчет показателей точности элементарных передач

Показателями точности по стандарту установлены: кинематическая погрешность и погрешность мертвого хода (люфтовая), кот. м. б. определены вероятностным и max/min методом.

Определение кинематической погрешности для цилиндрические передачи

Минимальное значение кинематической погрешности $F'_{io\min}$ (мкм) для передач любой точности, кр. 7 и 8 рассчит. по ф-ле: $F'_{io\min} = 0,62K_s(F'_{i1} + F'_{i2})$, для передач 7-й и 8-й ст.

точности: $F'_{io\min} = 0,71K_s(F'_{i1} + F'_{i2})$, где K_s – к-т фазовой компенсации, F'_{i1} и F'_{i2} – допуск на кин. погрешность шестерни и колеса.

$F'_i = F_p + f_f$, где F_p – допуск на накопленную погрешность шага зуба ЗК (шестерни), f_f – допуск на погрешность профиля зуба.

Значения F_p , f_f , K_s выбирают по справочникам.

Максимальное значение кинематической погрешности

$F'_{io\max} = K_s \left(\sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right)$, где $E_{\Sigma M1}$ и $E_{\Sigma M2}$ – приведенные погрешности монтажа шестерни и колеса.

Расчет люфтовой погрешности

Минимальное значение мертвого хода: $j_{t,min} = j_{n,min} / (\cos\alpha \cdot \cos\beta)$, где:

α – угол профиля исходного контура

β – угол наклона боковой стороны профиля

$j_{n,min}$ – мин. значение гарантированного бокового зазора соответствующей передачи, находят из справочников. Максимальное значение мертвого хода:

$j_{t,max} = 0,7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(f_a)^2 + \Delta P_1^2 + \Delta P_2^2}$, где:

E_{HS1} , E_{HS2} – наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса

T_{H1} , T_{H2} – допуск их смещения соответственно.

f_a – допуск на отклонение межосевого расстояния передачи (нужно брать плюсовой допуск, а не минусовой (они м.б. разными))

ΔP_1 , ΔP_2 – радиальные зазоры в опорах шестерни и колеса

$+f_a$ – нужно брать плюсовой допуск, а не минусовой (они м.б. разными)

Значения f_a , E_{HS} , T_H выбирают из справочников.

Расчет показателей точности кинематических цепей

Распространяется на кинематические цепи нерегулируемых зубчатых, червячных и реечных передач.

В кач. показателей точности цепи принимают погрешности мертвого хода $\Delta f_{л\Sigma}$ и кинематической $\Delta f_{i0\Sigma}$ приводимых к одному валу ЗМ (обычно к выходному). Общая

погрешность кин. цепи в этом случае опред. как

$$\Delta\Sigma = \Delta\varphi_{i0\Sigma} + \Delta\varphi_{л\Sigma} + (\Delta\varphi_{у} + \Delta\varphi_{т} + \Delta\varphi_{\Sigma(\text{монтажа})})$$

Определение погрешности методом max-min

При этом методе учитываются предельные отклонения погрешностей составляющих звеньев и их наилучшие для передачи сочетания. Расчет кинематической погрешности цепи, сост. из n ступеней, приведенной к выходному валу осуществляется по ф-ле:

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \Delta_{i0j}^{(\varphi)}, \text{ где:}$$

$\Delta_{i0j}^{(\varphi)}$ – кин. погрешность j-й ступени с учетом фактического угла поворота ведомого колеса.

ξ_j – передаточный к-т j-й передачи

$$\Delta_{i0j}^{(\varphi)} = \Delta_{i0j} \cdot K\varphi, \text{ где}$$

$$\Delta_{i0j} = F'_{i0j} \cdot 180 \cdot 60 / (1000\pi \cdot mZ_2/2) = 6,88 F'_{i0j} / (mZ_2)$$

$K\varphi$ – к-т, учитывает зависимость $\Delta_{i0j}^{(\varphi)}$ от фактического максимального угла поворота выходного колеса передачи (берется из справочника).

Угол поворота ведомого звена: $\varphi_j = \varphi_{в} / \xi_j$, где: $\varphi_{в}$ – угол поворота звена приведения, $\xi_j = 1/i_{jв}$ – передаточный к-т j-й передачи, где $i_{jв}$ – передаточное отношение между выходными валами j-й передачи и всего привода.

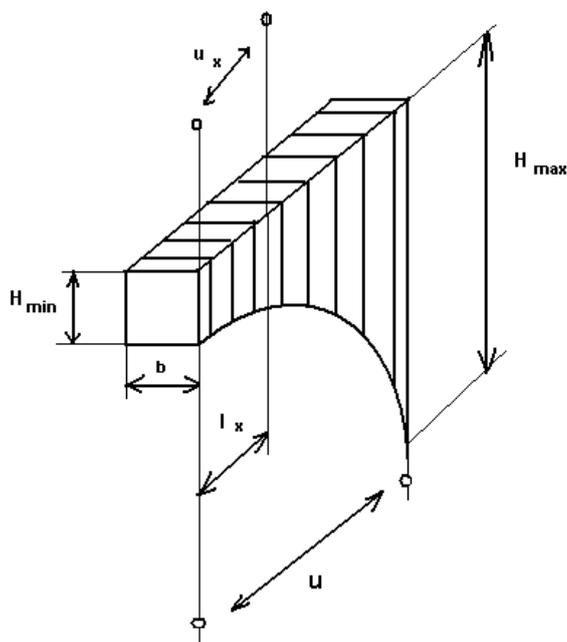
Если $\varphi_{в} > 2\pi$, то $K\varphi = 1$ для всех элементарных передач механизма.

Расчет люфтовой погрешности выполняется по ф-ле: $\Delta\varphi_{л\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \Delta\varphi_{лj}$, где: $\Delta\varphi_{лj}$ –

значения люфтовых погрешностей j-й элементарной передачи: $\Delta\varphi_{лj} = 6,88 j_t / mZ_2$.

Массовое производство - вероятностный метод, единичное- max-min.

2 Метод геометрич. профилирования.



При этом конфигурация профиля каркаса выполняется сложной в соответствии с заданной формулой $R = f(l_x)$ При смещении на Δl сопротив-

меняется на величину $\Delta R = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l$, где $\frac{dR}{dl}$ первая производная ф-ции $R = f(l_x)$. Справедливо соотнош. на 1 виток: $\Delta R_1 = \frac{dR}{dl} \Delta l_1 = \frac{dR}{dl} \cdot du$, т.к. $\Delta l \approx du \approx t$ где t – шаг намотки потенциометра, du – диаметр провода с изоляцией.

Разделим на ρ и умножим на S:

$$\frac{\Delta R_1}{\rho} \cdot S = l_{cp} = \frac{dR}{dl} \cdot \frac{du \cdot S}{\rho}, \text{ где } l_{cp} \text{ – длина провода одного витка.}$$

Для каркаса с прямоугольным сечением

$$l_{cp} \approx 2 \cdot (H + b):$$

$$H \approx [S \cdot \frac{du}{2\rho} \cdot \frac{dR}{dl} - b] \text{ – высота каркаса изменяется в}$$

соотв-ии с первой производной $R = f(l_x)$.

Для проволочного потенциометра производят проверку с целью обеспечения заданного режима работы. При этом используют уравнение теплового баланса:

$$\frac{U^2}{R_0(1 + \alpha \cdot \Theta)} = R \cdot S_k \cdot \Theta$$

R_0 – полное сопротивление обмотки при 0 С

α – температурный коэффициент работы

S_k – полная площадь обмотки потенциометра (внешней и внутренней)

Температура перегрева обмотки не должна превышать 200 С, т.к. при больших температурах многие металлы окисляются, что приводит к образованию пленки на поверхности провода.

Основные характеристики регуляторов скорости

Основной параметр радиальная сила за счёт разности сил инерционной и пружины, которые надо пересчитать сообразно с радиусом. - для радиального. Для осевого составить уравнения равновесия сил.

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

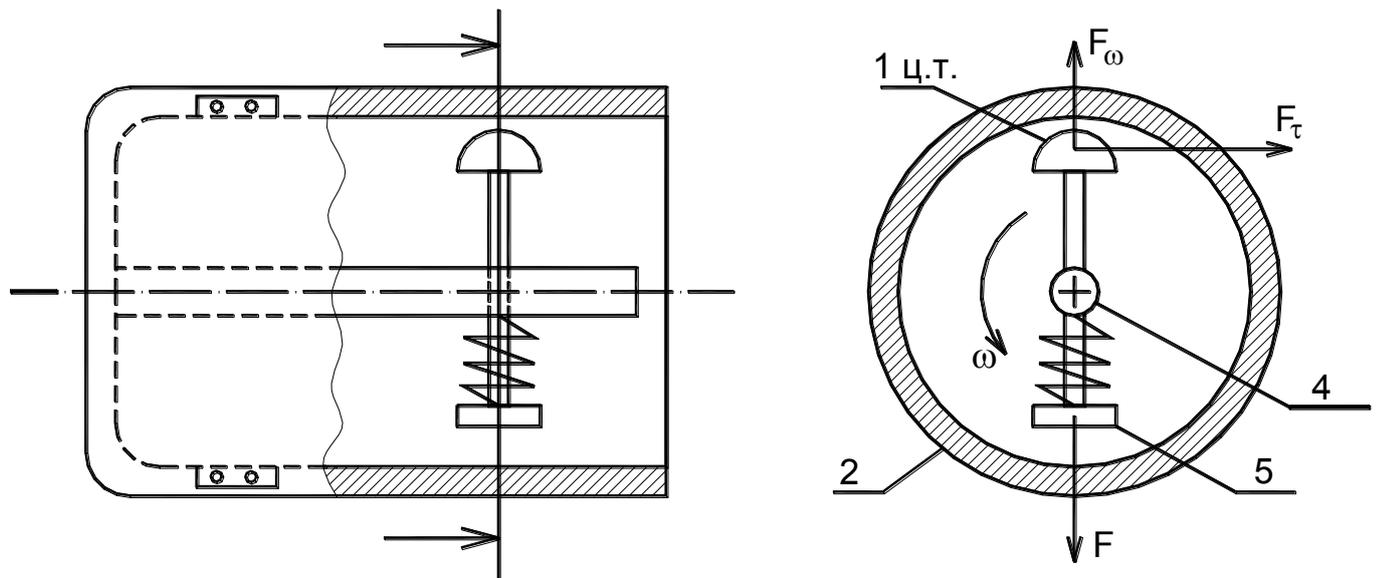
Классификация:

7. Тормозные регуляторы.

- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

8. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.

При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительной возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

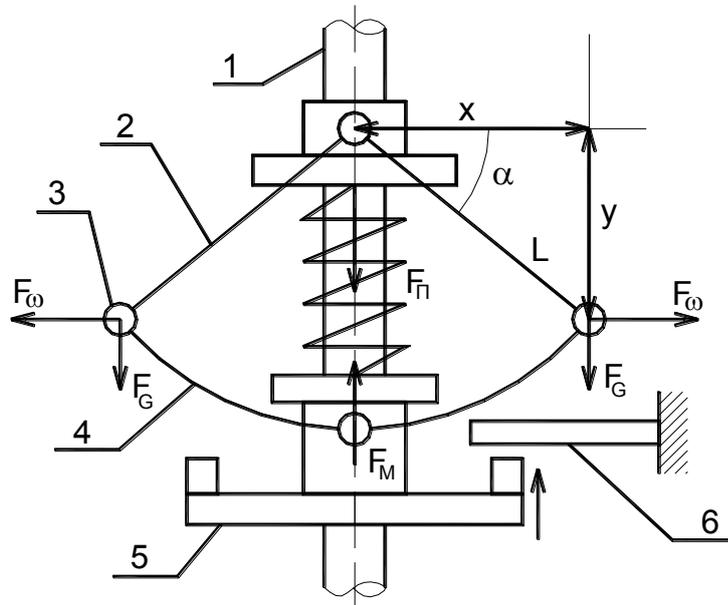
$$F_{\omega} = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2, \text{ где } m - \text{масса грузика, } n - \text{частота вращения вала}$$

регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_{\tau} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 m r \rho f n^2 - r f F$$

$r f \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Тормозные регуляторы осевого действия:



На валу регулятора 1 шарнирно закреплены две тяги 2, к которым присоединены инерционные грузики 3. Они при помощи тяг 4 шарнирно соединены с подвижной муфтой 5, свободно перемещающейся по валу регулятора 1.

В установившемся режиме вращения $\omega = \omega_i$ силы инерции грузиков F_{ω} , силы тяжести F_G (mg) и силы натяжения тяг равны. Подвижная муфта 5 не соприкасается с тормозной колодкой 6.

При увеличении скорости вращения вала муфта под действием центробежных сил

смещается вверх по оси вала и соприкасается с тормозной колодкой 6. В результате чего возникает сила трения F_T . Равновесное состояние механизма регулятора, при котором осевая сила, действующая на муфту F_M равна силе пружины F_i .

$2F_{\omega}x = 2F_G y + F_M \cdot 2y$, где x – радиальное положение инерционных грузиков по отношению к оси вращения вала; y – осевое положение грузиков относительно неподвижной муфты; $2y$ – осевое положение подвижной муфты.

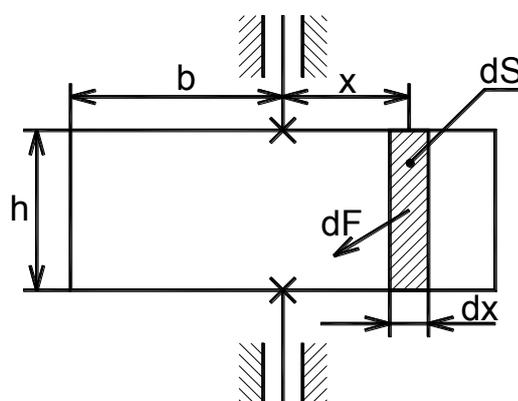
Сила, действующая на подвижную муфту: $F_M = \frac{F_{\omega}x - F_G y}{y} = F_{\omega} \cdot \text{ctg } \alpha - F_G$

$$F_{\omega} = m x \omega^2 = m l \sin \alpha \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 n^2$$

Сила трения: $F_T = f(F_M - F_i)$

Момент трения: $M_T = r \cdot F_T = r f (F_M - F_i) = k_1 n^2 - k_2 (F_i + F_G)$

В общем случае подвижную муфту можно соединить с устройством управления, которое обеспечивает автоматическое изменение движущего момента на валу источника движения в зависимости от изменения скорости вращения вала регулятора.



Воздушные регуляторы:

Две пластины (крылья) регулятора расположены по обе стороны вращающегося вала регулятора и жестко связаны с ним. При их вращении возникает тормозной момент сопротивления воздуха. Сила сопротивления крыла при вращении зависит от формы крыла, плотности воздуха, скорости v и определяется как: $dF_T = k v^2 dS$, где k – коэффициент пропорциональности.

$$v = \omega x = \frac{\pi n}{30} x ; \quad dS = h dx \quad dF_T = kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^2 dx$$

Элементарный момент сопротивления двух элементарных площадок :

$$dM_T = 2x dF_T = 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx$$

Полный момент сопротивления получим путём интегрирования dM_T в пределах крыла b .

$$M_T = \int_0^b dM_T = \int_0^b 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx = \frac{kh}{2} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 b^4$$

Из-за малой вязкости воздуха применение воздушных регуляторов целесообразно при $n \geq 20000$ об/мин

Основным их преимуществом является возможность плавного или ступенчатого изменения момента торможения за счёт изменения площади крыльев или их расположения относительно оси регулятора.

Билет №11

- 1) Червячная передача. Назначение. Геометрические параметры. Моменты и силы передаточное отношение, КПД, расчет на прочность. (19)
(Винтовые передачи, передат. число не больше 7, практика нуждалась в большем, поэтому была придумана червячная передача, как изготовлена: 1ый элемент червяка (винт) с помощью фрезы, винт закаливают, шлифуют и делают из него инструмент, с помощью которого делают червячное колесо, в силу специфики формул получается что против этого зуба получается сложная конфиг. (рисуем 3 пр-ии), которую описать сложно, поэтому выбрали сечение посередине толщины, в этом сер. сеч. получается зацепление между прямозубым колесом и рейкой)
- 2) Центробежные регуляторы радиального действия. Конструктивные схемы. Основы расчета.(36)
- 3) Сцепные самоуправляющиеся муфты. Назначение. Конструктивные схемы.

1) Червячная передача. Назначение. Геометрические параметры. Моменты и силы передаточное отношение, КПД, расчет на прочность.

Вопрос 16. Червячная передача. Назначение и геометрия передачи. Кинематические и силовые соотношения. Самоторможение передачи. Особенности расчета на прочность.

Для получ-я больших знач-й i в кинематич-х мех-х м.д. перекрещ-ся валами применяют червячные передачи, элем-ми кот-х явл-ся червяк и червячное колесо. Червяк можно представить как винтовое колесо малого диаметра, винтовая линия зуба кот-го несколько раз м. обогнуть поверх-ть цилиндра. Червячным колесом явл-ся винтовое ЗК, сопряженное с червяком. Зубья червячного колеса нарез-ся червячной фрезой, представл-ю собой точную копию червяка. Сам червяк явл-ся винтом с трапецидальной нарезкой (рис. 4).

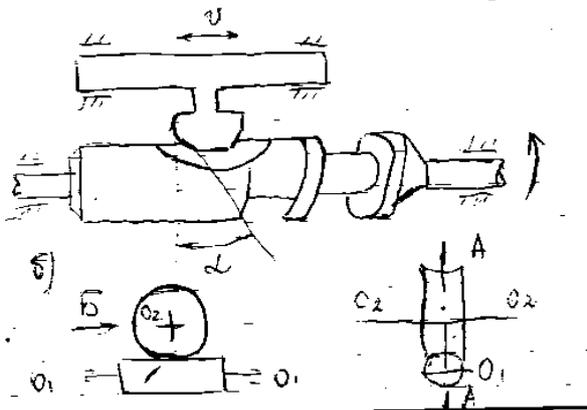
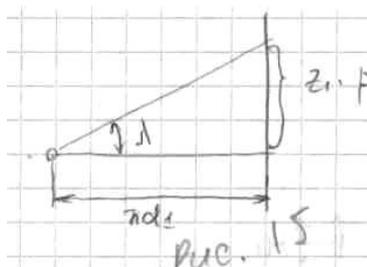


РИС. 4
 Геометрические размеры опред-ся по ф-м, аналогичным для ЗК. Расчетным модулем явл-ся осевой модуль червяка m , равный торцевому модулю ЗК. Диаметры делительных окруж-тей: для червячного колеса $d_2 = m * Z_2$; для червяка $d_1 = q * m$, где q - коэф-т дмаметра червяка (величина стандартная и равна числу модулей в диаметре делительной окруж-ти червяка). Из усл-я развертки на плоск-ть линии€ червяка по делительному цил-ру угол ее

подъема
 РИС. 15



$tg\lambda = Z_1 p / \pi d_1 = m Z_1 / q$, где
 $Z_1 = 1 \dots 4$ - число заходов червяка
 p - шаг

По аналогии с ВП межосевое расст-е
 $a = (d_1 + d_2) / 2 = m(q + Z) / 2$

Остальные парам-ры зацепл-я нах-ся по справочным ф-м.

Кинематические соотношения в червячном зацеплении.

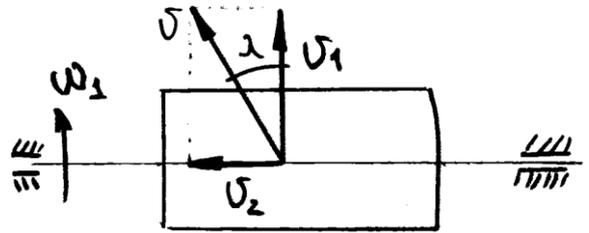
Рис. 5

Из рис.5 имеем

$$v_2 = v_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda$$

$$\omega_2 \cdot d_2 = \omega_1 \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{Z_2}{q \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{Z_2}{m \cdot Z_1}$$



Обычно $Z_1 \leq 4$ след-но, в червячных мех-х

м.б. получены большие передаточ. отнош-я, что явл-ся 1-им из их основных достоинств.

Для силовых 1-ступенчатых передач $i=27 \dots 70$. Для кинематич. червячных

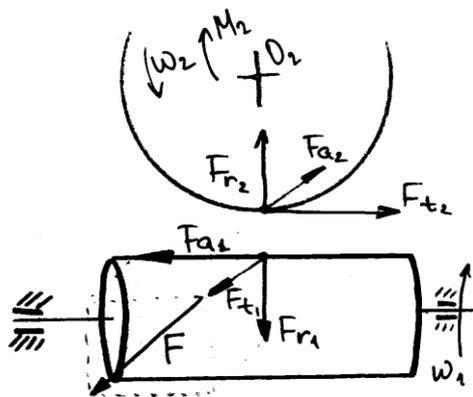
передач (приборных ЭМП) $i=50$.

Силовые соотношения в червячных передачах.

Удельные давления в червячном зацеплении, распределенные по линиям контакта,

условно рассмотрим как сосредоточенные силы, приложенные к т. Р.

РИС. 6



При работе червяч. мех-ма силы нормального давления F_N образуют силы трения F_T м.д. витками червяка и зубьями колеса. Равнодейств-я сила F , кот. рассматривают как расчетную нагрузку на червячный мех-м. Силу F раскладывают на 3 составляющие:

- окружную на червячном колесе F_{t2} , равную осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot M_2 \cdot k / d_2$$

- осевую силу F_{a2} на червячном колесе, равную окружной силе на червяке $F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \varphi)$

- радиальную $F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$

КПД червячного мех-ма опред-ся из усл-я рав-ва

работ на ведущем и ведомом звеньях

$$\eta_1 = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varphi)} \quad (1)$$

При ведущем червяке КПД опред-ся в виде (1), где

$F_{t2} \cdot v_2$ – работа сил сопротив-я на колесе

$F_{t1} \cdot v_1$ – работа внешних сил на червяке

При ведущем червячном колесе силы в зацепл-и меняют направ-е. и КПД равно

$$\eta_2 = F_{t1} \cdot v_1 / F_{t2} \cdot v_2$$

При $\lambda < \varphi$, $\eta_2 = 0$ передача движ-я в мех-ме (самотормозящ-ся) становится невозможной при любых внешних силах и моментах.

Модуль зацепл-я для червячной передачи

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_2 \cdot K_\beta \cdot K_v \cdot Y_F}{Z_2 \cdot q \cdot \cos \lambda [\sigma_F]}}$$

$K_\beta = 1 \dots 1,5$ – коэф-т неравномер-ти нагрузки по ширине колеса

$K_v = 1 \dots 1,3$ – коэф-т динамической нагрузки.

2) Центробежные регуляторы радиального действия. Конструктивные схемы.

Основы расчета

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

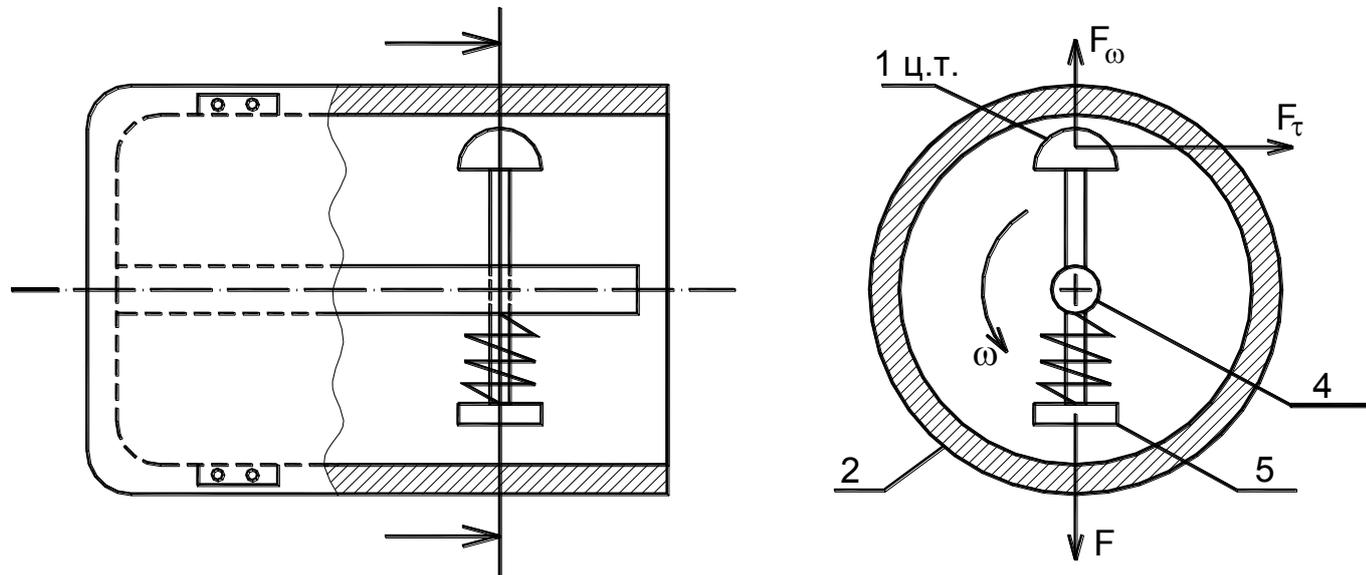
Классификация:

9. Тормозные регуляторы.

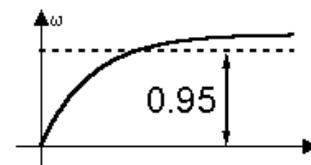
- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

10. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.



При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2$, где m – масса грузика, n – частота вращения вала

регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$

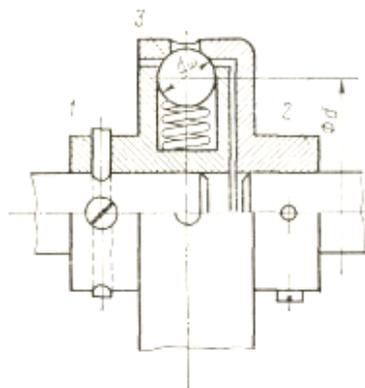
$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

3) Сцепные самоуправляющиеся муфты. Назначение. Конструктивные схемы.

Вопрос №37. Сцепные самоуправляющиеся муфты (ССМ). Назначение конструктивные схемы.

ССМ служат для соединения или разъединения ведомого вала с ведущим при достижении заранее заданных параметров движения: определенной частоты вращения или внезапной остановки ведомого звена, передачи движения в одну сторону, передачи реверсивного движения, но только со стороны ведущего вала. Ниже рассматриваются основные типы самоуправляющихся муфт: предохранительные, центробежные, свободного хода (обгонные), необратимого движения (невозвратные).

Предохранительные муфты применяют при необходимости передачи заданного крутящего момента. При перегрузках они проскальзывают. Наибольшее распространение получили шариковые и роликовые муфты. Принцип действия муфт практически



одинаков. Поэтому рассмотрим для примера шариковую муфту (рис. 37.1). У этой муфты ведомая 1 и ведущая 2 части соединены с помощью подпружиненных шариков 3. Необходимая сила пружин может быть установлена подбором более жесткой пружины при сборке муфты или путем регулировки сжатия пружины. Параметры предохранительных муфт связаны со значением крутящего момента $M_{пр}$, при котором муфты должны отключать ведомые валы (проскальзывать). Поэтому для нахождения основных размеров муфт пользуются следующей приближенной зависимостью:

$$F_{пр} = \left(\frac{2M_{пр}}{dz} \right) * \sqrt{\left(\frac{d_{ш}}{d_{отв}} \right)^2 - 1}$$

где $F_{пр}$ — сила пружины, действующая на шарик; $M_{пр}$ — момент проскальзывания; d — диаметр окружности, проходящей через центры шариков; z — число шариков; $d_{ш}$ — диаметр шарика; $d_{отв}$ — диаметр отверстия в наружной части муфты.

При большой частоте вращения ведущего вала необходимо учитывать центробежные силы $F_{цб.ш}$ и $F_{цб.пр}$ которые прижимают шарики к отверстиям в наружной части муфты;

$F_{цб.ш}$ — центробежная сила массы шарика,

$F_{цб.пр}$ — центробежная сила пружины. Суммарная сила, действующая на шарик,

Рис 37.1

$$F_{\Sigma} = F_{пр} + F_{цб.ш} + F_{цб.пр}$$

$$F_{цб.ш} = m_{ш} * \omega^2 * d$$

$$F_{цб.пр} = \left(\frac{m_{пр}\omega^2}{2} \right) (d - d_{ш} - H)$$

Где $m_{ш}$ — масса шарика, ω — угловая скорость муфты, $m_{пр}$ — масса пружины, H — высота пружины. Силу пружины определяют из равенства: $F_{отпр} = F_{пр} - F_{цб.ш} - F_{цб.пр}$

Однако из-за приближенности расчетов в муфтах, как указывалось выше, предусматривается регулировка силы натяжения пружины.

Центробежные муфты предназначены или для передачи движения по достижении ведущим валом заданной частоты вращения (рис. 37.2, а), или для отключения ведомого вала по достижении им критической частоты вращения (рис. 37.2, б).

Работа этих муфт основана на возникновении центробежных сил $F_{цб}$ при вращении. Эти силы создаются колодками 1. Чтобы установить необходимую частоту вращения, при которой должна срабатывать муфта, применены пружины 2. Разность центробежных сил и сил, развиваемых пружинами, создает силы трения, способствующие соединению ведомой и ведущей частей муфты. При уменьшении разности сил, необходимой для

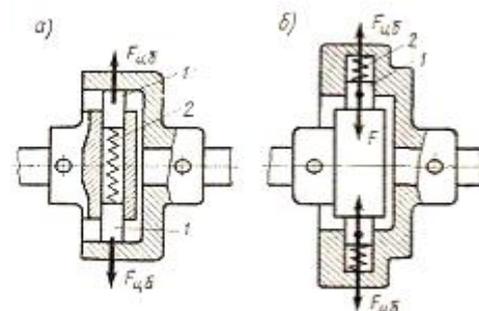


рис. 37.2

передачи заданного крутящего момента, происходит разъединение муфты.

Основные параметры центробежных муфт: масса колодки m_k , сила пружины $F_{пр}$, коэффициент трения f . Геометрические размеры зависят от заданной угловой скорости муфты ω и передаваемого крутящего момента. На колодку действуют сила пружины и

центробежная сила колодки. Центробежной силой пружины можно в первом приближении пренебречь. Муфта сможет передать крутящий момент $M_{\text{ПР}} = f \cdot r \cdot z \cdot (F_{\text{ЦБ,К}} - F_{\text{ПР}}) = f \cdot r \cdot z \cdot (m_{\text{К}} \cdot r_{\text{К}} \cdot \omega^2 - F_{\text{ПР}})$

где f — коэффициент трения; r — радиус поверхности трения; z — количество колодок (грузиков), $z=2, 3, 4$; $r_{\text{К}}$ — расстояние до центра тяжести колодки.

Из выражения (*) при заданных $M_{\text{ПР}}$, ω , $m_{\text{К}}$ определяем необходимую силу пружины $F_{\text{ПР}}$. Для муфты, изображенной на рис. 37.2,б, передаваемый момент:

$$M_{\text{ПР}} = f \cdot r \cdot z \cdot (F_{\text{ПР}} - m_{\text{К}} \cdot r_{\text{К}} \cdot \omega^2)$$

Муфты свободного хода (обгонные муфты) (рис. 37.3,а) передают вращение от ведущего вала 1 только в одну сторону, например против движения часовой стрелки. При передаче движения в обратную сторону ведущий элемент муфты начинает проскальзывать относительно ведомого элемента 2. Соединение элементов муфты, а следовательно, и валов происходит в результате заклинивания шариков 3 (или роликов) в угловых зазорах. Для увеличения быстродействия муфты применяют пружины 4. Муфта проскальзывает, если частота вращения n_2 ведомого элемента превышает частоту вращения n_1 ведущего, т. е. когда ведомый элемент начинает обгонять ведущий. При расчете муфты, зная силу пружины $F_{\text{ПР}}$ и задаваясь значением угла заклинивания α ($\alpha = 7 \dots 100$), находим силу

$$\text{трения: } F_{\text{ТР}} = \frac{f \cdot F_{\text{ИД}}}{2 \cdot \sin(\alpha/2)}$$

При заданном моменте нагрузки $M_{\text{Н}}$ на ведомой части муфты момент на ведущей части муфты:

$$M_{\text{ВЩ}} = M_{\text{Н}} + 2 \cdot F_{\text{ТР}} \cdot r + M_{\text{ТР}}$$

где r — радиус тормозного барабана; $M_{\text{ТР}}$ — момент трения в опорах муфты. К.п.д. муфты $\eta = M_{\text{Н}}/M_{\text{ВЩ}}$.

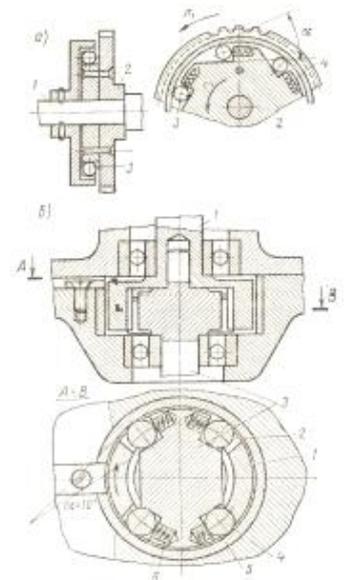
Важное место в расчете муфты занимает проверка элементов муфты на контактную прочность:

$$[\sigma_{\text{Н}}] \geq 0.388 \cdot \sqrt{\frac{M_{\text{ВЩ}} E_{\text{ПР}}^2}{r^2 \cdot z \cdot R \cdot \text{tg}(\alpha/2)}}$$

где $E_{\text{ПР}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$; E_1, E_2 — модули упругости материалов шарика и центральной части муфты; R — приведенный радиус кривизны соприкасающихся поверхностей.

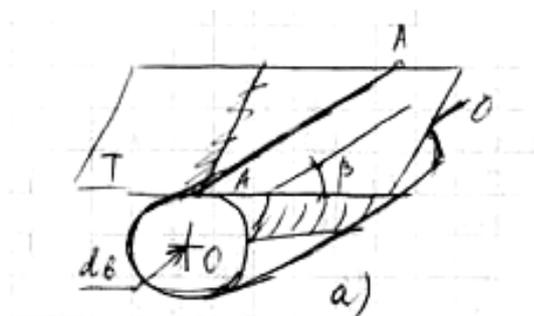
Муфты необратимого движения (невозвратные муфты) применяют при недопустимости обратной передачи движения — от ведомого вала к ведущему.

Передача движения от ведущего вала к ведомому допускается в обоих направлениях. На рис. 37.3, б показана конструкция муфты, ведущим элементом которой является вилка /. При вращении, например по ходу часовой стрелки, вилка своими выступами давит на ролики 4 и, выводя их из угловых впадин и преодолевая усилия пружин 6, прижимает к крестовине 3, закрепленной на ведомом валу. При вращении в обратном направлении вилка давит на ролики 2 и приводит в движение ведомый вал. Если вращение передается от крестовины (ведомого вала), то она, надавливая, например, на ролики 2, в то же время заклинивает ролики 4 между собой и неподвижной втулкой 5, останавливая тем самым движение. При перемене направления вращения заклиниваются ролики 2. Пружины 6 служат для выбора зазоров и способствуют быстродействию муфты. Расчет муфты необратимого движения производят аналогично расчету обгонных муфт.



Билет №14

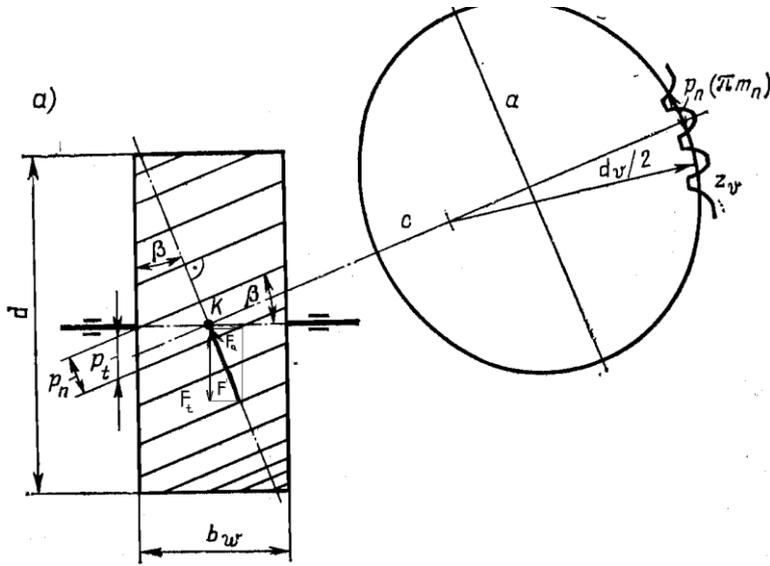
- 1) Особенности геометрии, кинематики и расчета на прочность цилиндрических косозубых передач. (20)
- 2) Элементы приводов. Выбор двигателя для ЭМП (45)
- 3) Воздушные регуляторы скорости. Назначение, расчет. (38)



Вопрос 20. Особенности геометрии, кинематики и расчета на прочность цилиндрических косозубых передач.

У косозубых колес зубья расположены на винтовых линиях, на разделительном цилиндре. Шаг волновых линий по делительному цилиндру много меньше ширины колеса, поэтому криволинейность зуба малозаметна и зуб внешне

прямолинейен, но наклонен к оси зубчатого колеса на некоторый угол. Образование боковой эвольвенты поверхности зуба можно представить, если перекачивать без скольжения плоскость TT' по основному цилиндру диаметром d_b и осью OO . некоторая прямая BB в плоскости TT составляет угол β с образующей цилиндра AA , параллельной его оси OO . При перекачивании плоскости TT каждая из точек прямой BB опишет в пространстве эвольвенту, а сама прямая – винтовую поверхность. В каждом поперечном сечении этой поверхности эвольвенты имеют начальные точки, расположенные по винтовой линии на цилиндре. При нарезании косозубого колеса по методу обкатки, инструмент в виде рейки со стандартным контуром устанавливают под углом β к оси вращения заготовки.



Особенность расчёта: так как профиль зуба определяется двумя модулями (торцевым и нормальным), то проводя сечение по нормали к профилю зуба получим эллиптическое сечение а зуб получается прямой. С учетом наклона зуба геометрические размеры колес рассматриваются в двух сечениях: торцевом tt , перпендикулярном оси вращения OO , и нормальном np , перпендикулярном

боковой поверхности зуба. Соответственно различают 2 шага: торцевой P_t и нормальный

$$P_n : P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}, \text{ и 2 модуля: } m_t \text{ и } m_n : m_t = \frac{m_n}{\cos \beta},$$

где β – угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

За стандарт принимают $m_n = m$, который должен соответствовать ГОСТу и являться исходной величиной для геометрических расчетов колес и зацепления. Диаметр делительной окружности:

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$$

Остальные геометрические размеры находят по справочным формулам.

Зубчатую передачу можно образовывать только из косозубых колес с одинаковым модулем, у которых углы наклона зубьев равны по величине, но противоположны по знаку.

Передаточное отношение косозубых колес определяется в виде:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

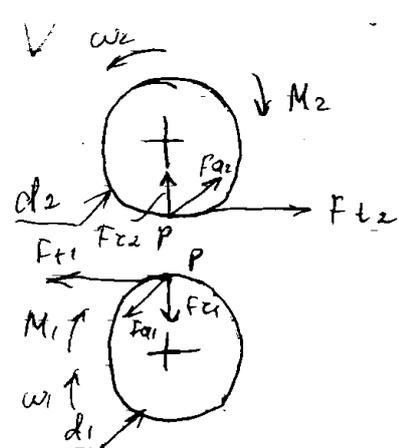
Межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Из формулы видно, что косозубые передачи позволяют изменить межосевое расстояние за счет изменения угла наклона β . По сравнению с прямозубыми они обеспечивают большую плотность зацепления, работают относительно бесшумно, с малыми динамическими нагрузками при высоких скоростях, так как зубья соприкасаются не сразу по всей ширине, а постепенно. Это обеспечивает большую величину коэффициента перекрытия, в зацеплении может одновременно находиться и одна и несколько пар зубьев ($\beta = 8 \dots 15$ град, $\varepsilon = 2$).

В косозубой передаче расчетная нагрузка F действует по линии зацепления NN , и ее можно разделить на составляющие по трем взаимно перпендикулярным направлениям;

окружное усилие $F_t = \frac{2M \cdot K}{\alpha}$ действует по касательным к делительным окружностям



колес; радиальное усилие $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$

$$F' = \frac{F_t}{\cos \beta}, \quad F_2 = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad F_2 = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta - \text{осевое}$$

усилие.

Осевое усилие действует по оси вращения колеса и

стремится сдвинуть колесо по оси вала. Это является недостатком косозубых механизмов и требует установки в опорных узлах радиально-упорных подшипников.

Распределение сил на ведущем и ведомом колесах – смотри рисунок б.

Из геометрии косозубого колеса следует, что профиль косоуго зуба в нормальном сечении NN соответствует профилю прямого зуба некоторого прямозубого колеса. Это дает основание рассчитывать косозубые колеса на прочность по формулам, полученным для прямозубых колес, но с учетом их геометрии. В нормальном сечении NN косозубого колеса получается делительный эллипс с полуосями $a = \frac{d}{2 \cos \beta}$ и $b = \frac{d}{2}$. Радиус

$$\text{кривизны эллипса в полюсе P: } \rho = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}$$

При расчете косозубых колес на прочность, их приводят к эквивалентным прямозубым, исходя из условия: косозубое колесо с некоторым числом зубьев z считается равнопрочным эквивалентному прямозубому колесу с числом зубьев $z_{\text{ЭКВ}}$, если радиус кривизны делительного эллипса косозубого колеса в точке P равен делительной окружности эквивалентного прямозубого колеса.

Для эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса $d_{\dot{\gamma}} = m \cdot z_{\dot{\gamma}}$, для косозубого

$$\text{колеса: } 2\rho = \frac{d}{\cos^2 \beta} = \frac{m_t \cdot z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n \cdot z}{\cos^2 \beta}.$$

Принимая модуль косозубого колеса в нормальном сечении m_n равным модулю эквивалентного прямозубого колеса, получим:

$$m_n \geq 3 \sqrt{\frac{2M \cdot K \cdot Y_{F\dot{\gamma}}}{\psi_A \cdot z_{\dot{\gamma}} \cdot [\sigma_F] \cdot K_M}}$$

где $Y_{F\dot{\gamma}}$ - коэффициент формы зуба, соответствующий приведенному числу зубьев z_3 .

$K_M = 1,2$ - коэффициент увеличения нагрузки на косозубое колесо, учитывающий большую поверхность соприкосновения зубьев косозубого колеса по сравнению с прямозубым.

Вопрос №45. Элементы приводов. Выбор двигателя для ЭМП.

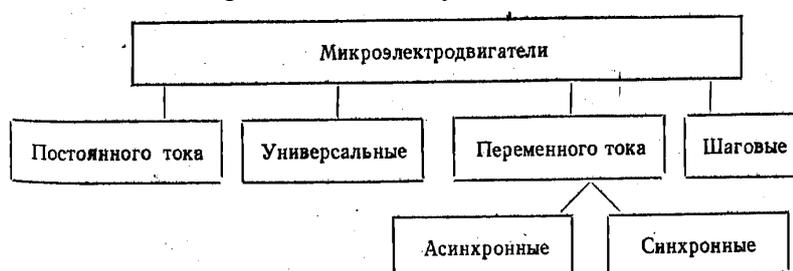
Элементы приводов. В ЭМП применяются электродвигатели малой мощности в диапазоне от долей до нескольких сот Вт. Среди них выделяют отдельную группу двигателей, мощность которых не превосходит нескольких Вт, а габариты – нескольких см. Их называют микроэлектродвигателями (МЭД). По своему назначению и особенностям работы МЭД делят на: 1) двигатели общего назначения 2) двигатели автоматических устройств

Первые применяются в нерегулируемых ЭМП общепром. назначения, к которым не предъявляют специф. требований. Вторые - Двигатели автоматических устройств должны обеспечивать требующиеся механические характеристики, высокий КПД, больш. ресурс работы, простоту обслуживания, малую стоимость.

Двигатели автоматических устройств делят на 1) силовые МЭД автоматики 2) управляемые (исполнительные) МЭД.

Силовые двигатели предназначены для нерег. ЭМП, их ф-ции аналогичны двигателям общего назначения. При значительно меньшей массе и габаритах, повыш. надежности и стойкости к вибрации, мех. перегрузкам, имеют меньший ресурс работы и больш. стоимость.

Исполнительные двигатели – для работы в следящем приводе, они практически не работают в номинальном режиме, имеют шир. диапазон регулирования скорости вращения, статич. устойчивость, линейность мех. характеристик во всем рабочем диапазоне, быстроедействие, отсутствие самохода после снятия сигнала управления.

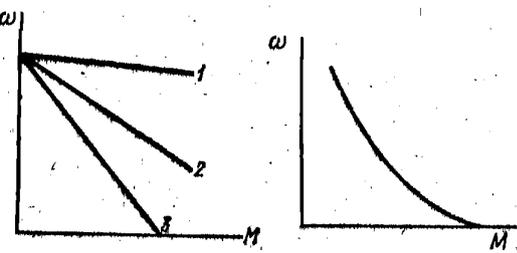


Классификация типов наиболее распространенных МЭД в приводах.

МЭД постоянного тока имеют высокий КПД (0.7-0.8), обеспеч. плавное регулирование частоты вращения вала (2000-27000

имеют большой пусковой момент. Мех. хар-ки двигателей парал. и последов.

возбуждения представлены на рис., где M – текущий момент. Универсал. двиг. способны работать как от сети пост. тока, так и от сети переменного тока. В зависимости от степени изм. угловой скорости при изм. момента нагрузки двигателя бывают синхронными и асинхронными. Синхр. с относительно стабильной угловой скоростью, а асинхр., угловая скор. которых при этом существенно меняется. Шаговые двигатели хар-ся дискретным поворотом ротора на

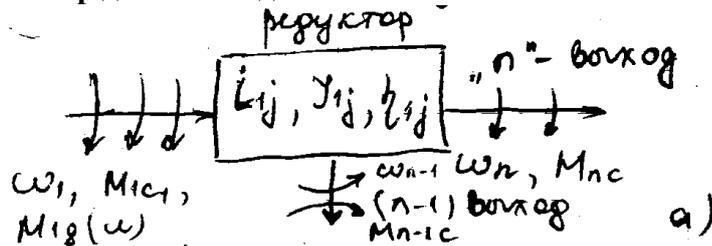


фиксир. угол (шаг).

Вторым элементом структуры ЭМП являются передачи. Они предназначены для транспортирования распределения мех. энергии от двигателя, а также преобразования одной формы движения в другую (вращ. во вращ. или прерывистое, вращ. в линейное и т.д.) К ним относятся мех. редуктора, мультипликаторы, кулачковые и шатунные механизмы, передачи гибкой связи, сцепные муфты и т.д.

Характеристиками передач являются: передаточные отношение, вид движения передачи, вид кинематического замыкания.

Выбор двигателя для ЭМП.



Выбор двигателя начинают с определения требуемой мощности, необходимой для смещения исполнительного устройства на выходе ЭМП по заданному закону. Пусть, например, передача в виде зубчатого редуктора преобразовывает и передает

движение от входного вала 1 до $n-1$ и n выходного валов (рис а). На выходных валах n и $n-1$ соответственно скорости их вращения ω_n и ω_{n-1} и момент статического сопротивления $M_{n,c}$ и $M_{n-1,c}$.

Механизм характеризуется параметрами:

i_{1j} – передаточное отношение между 1-м и j -м выходным валом.

J_{1j} – приведенный момент инерции по кинематической цепи, между 1-м и j -м валами.

η_{1j} – КПД по той же кинематической цепи.

Входной вал передачи 1 жестко связан с валом двигателя. Его угловая скорость и ускорение равны ω_1 , ε_1 , M_{1c} и $M_{1d}(\omega)$ – соответственно его моменты статического и динамического сопротивления.

Суммарный момент сопротивления на валу двигателя $M_1 = M_{1c} + M_{1d}(\omega)$, где $M_{1d}(\omega)$ – действует только в режиме неустановившегося движения передачи (редуктора), т.е. при разгоне и остановке; а M_{1c} – только в режиме постоянного движения и обусловлен полезной нагрузкой на его выходных валах и моментом трения и сопротивления движущегося механизма.

Приведенный к валу 1 статический момент $M_{1j,c}$ обусловленный моментом M_{1j} на j -том выходном валу находится из баланса работ или мощностей:

$$M_{1j,c} * \omega_1 * \eta_{1j} = M_{1j} * \omega_j$$

$$M_{1j,c} = \frac{M_{1j} * \omega_j}{\omega_1 * \eta_{1j}}$$

Суммарный приведенный к валу 1 статический момент определяемый моментами на всех

выходных валах редуктора, равен:
$$M_{1j,c} = \frac{M_{j,c} * \omega_j}{\omega_1 * \eta_{1j}} = \frac{M_{j,c}}{i_{1j} * \eta_{1j}}$$

Отношение i_{1j} определяется из кинематического расчета передачи привода, а η_{1j} предварительно выбирается, исходя из количества и типа передаточных элементов в редукторе, типа используемых опор и т.п.

Приведенный к валу 1 $M_{1d}(\omega)$, обусловленный инерцией перемещающихся элементов

привода, определяется как: $M_{1d}(\omega) = J_{1j} * \varepsilon_1$, а
$$M_{1d}(\omega) = \sum_{j=1}^n M_{1d}(\omega) = \varepsilon_1 * \sum J_{1j} = J_{1пр} * \varepsilon_1$$

На начальной стадии проектирования привода определение значений J_{1i} и ε_1 затруднительно, во-первых, момент J_{1j} зависит от неизвестных на данном этапе проектирования количества ступеней редуктора, распределение общего передаточного отношения по этим ступеням, размеров и т.п.

Во-вторых, ε_1 зависит от знака изменения ω_1 , который в указанной ситуации неизвестен.

Поэтому на начальном этапе проектирования привода $M_{1d}(\omega)$ учитывает увеличение M_{1c} через коэффициент запаса ξ и рассчитывают как: $M_1 = \xi * M_{1c} =$

$$\xi * \sum_{j=1}^n \frac{M_{jc}}{\eta_{1j} * i_{1j}}$$

При этом $\xi = 1.2 \dots 2.5$

При известных M_1 и ω_1 мощность двигателя для вращения приводов определяется по формуле:

$$N = M_1 * \omega_1 = \xi * \sum_{j=1}^n \frac{M_{jc} * \omega_1}{\eta_{1j} * i_{1j}} \cdot \omega_1 = \sum_{j=1}^n \frac{M_{jc} * \omega_j}{\eta_{1j}} \quad [Вт] \quad [M_{jc}] = [Н * м] \quad [\omega_j] = [1/c]$$

J_p момент инерции ротора двигателя;

$J_1, J_2 \dots J_j$ – момент инерции элементов конструкции на валах двигателя со скоростями $\omega_1 \dots \omega_j$;

m_q – масса элемента конструкции привода, перемещающейся с линейной скоростью V_q .

i_{1j} – передаточное отношение между валами.

$$J_{1j} = J_p + J_1 + J_2 * \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) + \dots + J_j * \left(\frac{\omega_j}{\omega_1}\right) + m_q * \left(\frac{V_q}{\omega_1}\right)^2 = J_p + J_1 + \dots + \frac{J_j}{i_{1j}} + \frac{m_q}{i_q^2}$$

Необходимо отметить, что момент инерции J_{1j} постоянен только для механизмов с постоянным передаточным отношением (зубчатые). Для криволинейных – шатун, ползун, кулачок и др. передач он является функцией угловой скорости ведущего звена

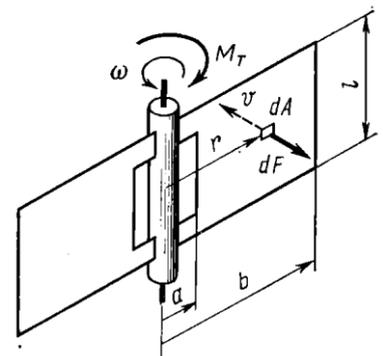
Вопрос № 38. Воздушные регуляторы скорости. Назначение, расчет.

Регуляторы с воздушным сопротивлением. Ось такого регулятора имеет пластинки — крылья (обычно две) (рис. 38.1), при вращении оси на ней возникает тормозной момент $M_{рег}$, зависящий от угловой скорости $\omega_{рег}$. Для расчета тормозного момента примем упрощенное выражение элементарной силы dF сопротивления воздуха движению элемента площади dA крыла со скоростью $v = \omega_{рег} r$ в виде: $dF = k * v^2 * dA = k \omega_{рег}^2 * r^2 * dA$

где k - коэффициент сопротивления, значение которого определяется плотностью воздуха, формой пластинки и ее положением в воздушном потоке. Тогда тормозной момент:

$$M_{рег} = k * \omega_{рег}^2 * \int_A r^3 * dA$$

Рис. 38.1



Из этой формулы видно, что основная часть тормозного момента создается той частью

крыла, которая отстоит далеко от оси. Часть крыла, прилегающая к оси, практически не

участвует в торможении. Поэтому крыло делают в форме прямоугольной пластинки,

такой, например, как на рис. 38.1, или треугольной, как на рис. 38.2, б. В случае

прямоугольного крыла тормозной момент: $M_{рег} = k * \omega_{рег}^2 * l * (b^4 - a^4) \cong 2 * k * \omega_{рег}^2 * l * b^4$

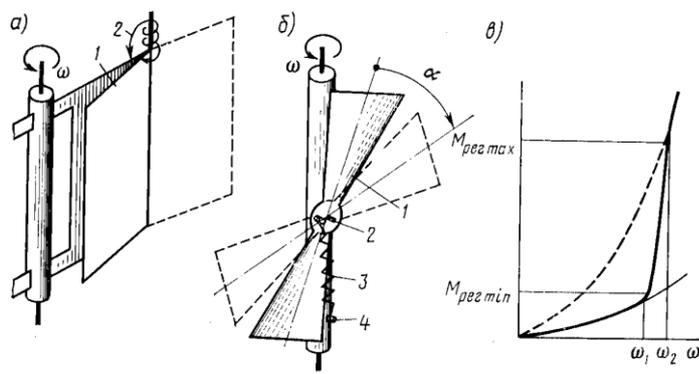


Рис. 18.13

Коэффициент сопротивления k при нормальной плотности воздуха весьма мал. В предварительных приближенных расчетах можно принимать для прямоугольных крыльев $k=1,4 \cdot 10^{-12} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{мм}^4$. Ввиду этого тормозной момент регулятора с воздушным сопротивлением так же невелик. При одинаковых габаритных

размерах и одинаковой угловой скорости тормозной момент центробежных регуляторов в среднем на несколько порядков больше тормозного момента регуляторов с воздушным сопротивлением. Это существенно ограничивает применение регуляторов с воздушным сопротивлением. Вместе с тем несомненными их достоинствами можно считать простоту устройства, высокую надежность и стабильность в работе. Изменения их характеристики обуславливаются главным образом изменением плотности воздуха (при изменении температуры и атмосферного давления). Поэтому такие регуляторы используют в механизмах длительного срока службы и при необходимости небольших тормозных моментов. Характеристика регуляторов с воздушным сопротивлением квадратичная как у центробежных, так и у инерционных регуляторов. Некоторым усложнением конструкции можно получить увеличение крутизны характеристики в рабочем диапазоне изменения моментов. Для этого механизм регулятора делается таким, что при достижении определенной угловой скорости увеличивается либо рабочая площадь крыла (рис. 38.2, а), либо (при неизменной площади) расстояние от центра давления воздуха до оси регулятора (рис. 38.2, б). В регуляторе по первой конструктивной схеме крыло имеет подвижную часть 1, которая удерживается в сложенном положении пружиной 2. При достижении угловой скорости некоторого определенного значения ω_1 центробежная сила, преодолевая сопротивление пружины, раскрывает подвижное крыло. Во второй схеме механизма регулятора крыло 1 подвижно закрепляется на оси 2 и пружиной 3 удерживается прижатым к упору 4. При увеличении угловой скорости с ω_1 до ω_2 центробежные силы, преодолевая сопротивление пружины, поворачивают крыло на некоторый угол ос. На (рис. 38.2, в) тонкой сплошной линией показана характеристика рассматриваемых регуляторов при сложенных положениях крыльев, штриховой линией нанесена характеристика при развернутых крыльях, толстой линией показана характеристика с учетом поворота крыльев от сложенного положения при $\omega_{\text{пер}} \leq \omega_1$ до полностью развернутого при $\omega_{\text{пер}} \geq \omega_2$. Соответствующим подбором параметров элементов механизма регулятора можно получить желаемую крутизну переходной (от ω_1 до ω_2) части характеристики. При этом, разумеется, в переходной части характеристики должен укладываться диапазон изменения моментов регулятора от $M_{\text{рег.т.к. max}}$ до $M_{\text{рег.т.к. min}}$.

Билет №16

1. Расчет зубьев цилиндрических колес на изгибную прочность.(9)
2. Многозвенные зубчатые механизмы. Классификация, основные схемы. (68)
3. Центробежные регуляторы радиального действия. Конструктивные схемы. Основы расчета. (36)

Расчет зубьев цилиндрических колес на изгибную прочность.

Расчет модуля зацепления. Расчет прочности зуба.

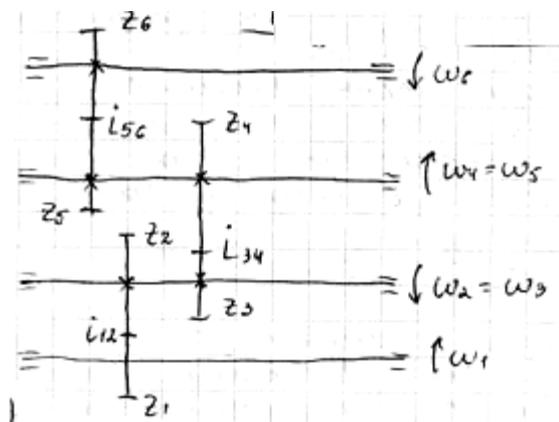
$$\sigma_F = \frac{2 \cdot M \cdot K \cdot Y_F}{\psi_d \cdot Z \cdot m^3} \leq [\sigma_F]; \quad m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M \cdot K \cdot Y_F}{\psi_d \cdot Z [\sigma_F]}}$$
 Данная формула является основной для

проектных расчетов зубьев ЗМ по напряжению изгиба. $\psi_v=6 \dots 10$ для прямозубых колес, $\psi_v=10 \dots 20$ для косозубых колес. Значения коэффициента формы зуба Y_F приводятся в справочниках, в зависимости от числа зубьев колес и коэффициента смещения X (при корредировании). Т.к. в зацеплении $m_1=m_2=m$, то при одинаковой ширине зубьев колес ψ_v постоянен и при отсутствии трения между профилями колес (КПД=1) для ЗК д. вып. условие $[\sigma_{F1}]/Y_{F1}=[\sigma_{F2}]/Y_{F2}$, которое соответствует равнопрочности зубьев в паре зацепления.

При увеличении числа зубьев Z коэффициенты формы зуба Y_F уменьшаются. Следовательно, при $Z_1 > Z_2$ соответственно $Y_{F1} > Y_{F2} \Rightarrow$ для выполнения условия равной прочности колеса с меньшим числом зубьев (шестерни) следует изготавливать из более прочного материала, чем колесо с большим числом зубьев. Это в 1-ую очередь относится к колесам с большим i , когда числа зубьев сильно различны. Расчет модуля ведут по колесу, для которого меньшее отношение $[\sigma_F]/Y_F$, что дает большее значение модуля зацепления m . Если $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} < [\sigma_{F2}]/Y_{F2}$, то расчет модуля ведут по шестерне:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_1 K Y_{F1}}{\psi_d Z_1 [\sigma_{F1}]}} \text{, если } [\sigma_{F1}]/Y_{F1} > [\sigma_{F2}]/Y_{F2} \text{, то } m = \sqrt[3]{\frac{2M_2 K Y_{F2}}{\psi_d Z_2 [\sigma_{F2}]}} \text{. Расчет ведут по большему}$$

колесу. Расчетную величину m следует округлить до большего ближайшего значения по ГОСТу.



2. Многозвенные зубчатые механизмы. Классификация, основные схемы.

В этих наиболее распространенных зубчатых механизмах на каждом промежуточном валу закреплены два зубчатых колеса.

Передаточное отношение зубчатого механизма с учетом направления вращения выходного вала относительно входного определяется как:

$$i_{1,n} = (-1)^m \frac{\omega_1}{\omega_n} = (-1)^m \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \dots = (-1)^m \cdot i_{12} \cdot i_{34} \dots$$

и равно произведению передаточных отношений всех отдельно взятых ступеней, где m – число ступеней в зубчатом механизме.

Через числа зубьев отдельных колес:

$$i_{1,n} = (-1)^m \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \dots$$

Четные номера – ведомые колеса, нечетные – шестеренки.

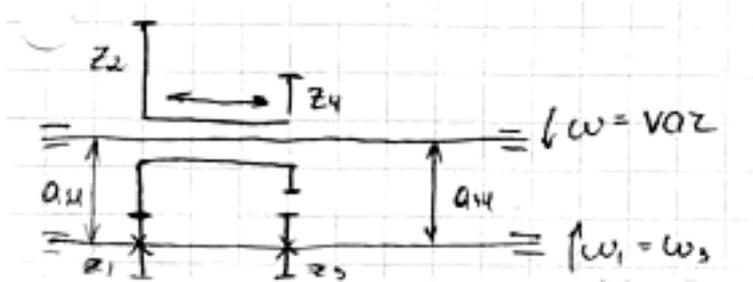
Общее передаточное отношение зависит от числа зубьев каждого колеса.

По соотношению скоростей ведущего и ведомого колес многоступенчатые механизмы делятся на:

- Редукторы, у которых скорость входного вала больше скорости выходного вала.
- Мультипликаторы, в которых скорость входного вала меньше скорости выходного вала.
- Коробки скоростей, в которых передаточное отношение может меняться скачкообразно. При этом заданной скорости вращения входного вала может соответствовать несколько дискретных значений выходного вала.

Зубчатые коробки скоростей.

В простейших зубчатых механизмах такого типа на ведущем валу закреплены 2 зубчатых колеса с различным числом зубьев Z_1 и Z_3 , а на ведомом установлен блок из 2-х колес Z_2 и Z_4 , имеющий возможность перемещаться вдоль оси вала. При осевом смещении



вала происходит поочередное зацепление двух пар зубчатых колес $Z_1 - Z_2$ и $Z_3 - Z_4$. В результате при постоянной скорости вращения вала $\omega_1 = \omega_3 = const$ скорость вращения ведомого изменяется скачкообразно, так что $\omega_2 \neq \omega_4$. Передаточное отношение определяется из соотношений:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$$

3. Центробежные регуляторы радиального действия. Конструктивные схемы.

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

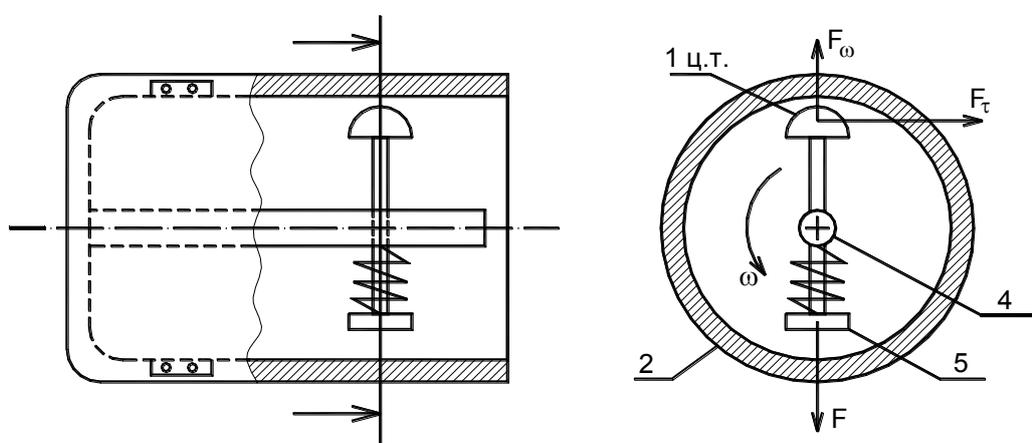
Классификация:

11. Тормозные регуляторы.

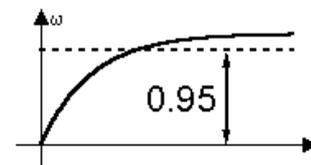
- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

12. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.



При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

$$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2, \text{ где } m - \text{масса грузика, } n - \text{частота вращения вала}$$

регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$

$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Билет №17

1. Волновой зубчатый редуктор. Конструктивные схемы. Назначение. Достоинства и недостатки. Определение передаточного отношения.

(Продольное и поперечное сечение)

2. Классификация муфт. Конструктивные схемы. (49)

3. Назначение и классификация потенциометров. Основные параметры и характеристики. (61)

Волновой зубчатый редуктор. Конструкция и схема. Назначение, достоинства и недостатки. Определение передаточного отношения.

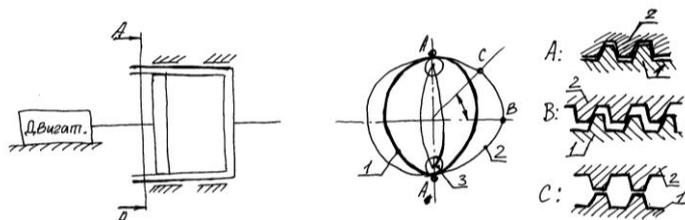


РИС.16

ВЗМ явл-ся разновид-ю планетар-х мех-в. Их отличием явл-ся наличие одного гибкого центрального колеса, который может деформи-ся в процессе зацепления. На жестком

колесе 2 зубья выполнены на внутр-й цилиндр-й поверх-ти. Гибкое колесо 1 с наружными зубьями изгот-ся по форме в виде стакана с тонкой деформир-мой стенкой или в виде свободно деформир-го кольца.

Водило Н расположено соосно с ЗК, и на нем закреплены свободно вращ-ся ролики 3. В исходном полож-и ЗК установлены соосно, и делительный диаметр гибкого колеса $d_1 <$ делит-го диаметра жесткого колеса d_2 на $\Delta = d_2 - d_1$, так что $\Delta > h$, где h - высота зуба. Так что ЗК не образуют зацепл-я.

При установке водила с роликами внутрь гибкого колеса оно деформир-ся, растяг-ся и принимает форму эллипса, при этом дефор-я гибкого колеса = Δ , и и образ-ся внутрене зацепл-е гибкого и жесткого колес. Ведущим звеном явл-ся водило Н, а ведомым м.б. любое из колес 1 или 2. Передача вращ-го движ-я от Н к ведомому колесу осущ-ся за счет бегущей волновой дефор-и гибкого ЗК (рис.16б)

В начале движ-я в зонах контакта А и А' ролика водила с ЗК зубья колес 1 и 2 входят в соответ-е впадины сопряженного колеса на полную высоту зуба(рис. 16б,А), а в зонах В и В', наиболее удаленных от роликов, зубья колес не зацеплены друг с другом (б,В). В зоне С (под углом 45 град к А и В) имеет место промежуточное зацепл-е (б,С). При вращ-и водила образ-ся зоны дефор-и гибкого колеса в виде волн. При этом ролики наз-ся генераторами волн. По числу исполъз-х роликов различ-т 2- и 3-хволновые ЗМ. Зубья, на кот-е набегаеет ролик-генератор, входят в зацепл-е, от кот-х уходит, уходят из зацепл-я. За полный оборот ролика гибкое колесо повер-ся на 2 шага $2p$.

Для исследов-я кинематики ВЗМ используют м-д обращенного движ-я. Тогда передаточ-е отнош-е м.д. ЗК по пр-лу Виллиса :

$$i = (\omega_1 - \omega_H) / (\omega_2 - \omega_H) = Z_2 / Z_1$$

При неподвижном жестком колесе $\omega_2 = 0$:

$$i_{1,2}^H = (\omega_1 - \omega_H) / (-\omega_H) = 1 - (\omega_1 / \omega_H) = 1 - i_{1,H}^2$$

$$i_{1,H}^2 = 1 - i_{1,2}^H = 1 - Z_2 / Z_1 = (Z_1 - Z_2) / Z_1 = -\Delta Z / Z_1 = -k / Z_1, \text{ где}$$

k = числу волн

Знак '–' показ-т, что в этом случае водило Н и колесо 1 вращ-ся в разные стороны. При $\omega_1 = 0$:

$$i_{1,2}^H = (-\omega_H) / (\omega_2 - \omega_H) \quad i_{2,1}^H = 1 / i_{1,2}^H = (\omega_2 - \omega_H) / (-\omega_H) = 1 - (\omega_2 / \omega_H) = 1 - i_{2,H}^1$$

$$i_{2,H}^1 = 1 - i_{2,1}^H = 1 - Z_1 / Z_2 = (Z_2 - Z_1) / Z_2 = \Delta Z / Z_2 = k / Z_2$$

$$i_{2,H}^1 = \dots = k / Z_2$$

В этом случае Водило Н и жесткое колесо 2 вращ-ся в одном направл-и.

Из кинематич-го анализа следует, что ВЗМ обеспечивают большое передат-е отношение от ведущего к ведомому эл-ту передачи. Они обладают повышенной плавностью и бесшум-ю передачи движ-я при большом знач-и КПД. Также они обеспечивают возмож-ть передачи движ-я в замкнутый изолированный объем, в кот. м. наход-ся вакуум или агрессивная среда. Находят широкое применение в лентопротяжных мех-х, системах дистанционного направл-я, различ-х манипуляторах и т.д.

Классификация муфт. Конструктивные схемы.

Муфты служат для соединения валов и осей. Они передают движение одного вала другому. Можно упростить сборку сложного механизма, составив его из отдельных элементов и соединив их между собой простейшими муфтами. Муфты применяют также в качестве предохранительных элементов, выключающих или включающих различные передачи при достижении ими определенных, заранее заданных характеристик движения. Наконец, муфты применяют для компенсации некоторых погрешностей, возникающих от температуры, при сборке, эксплуатации и т. п. По принципу действия различают механические и электромагнитные муфты.

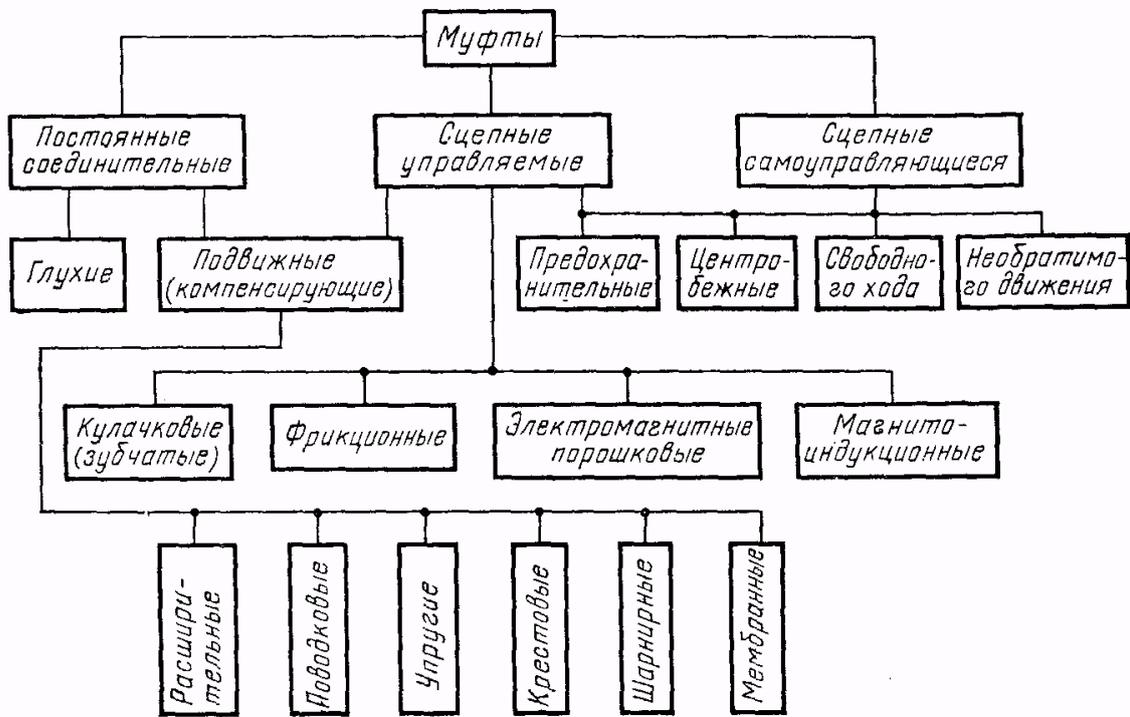
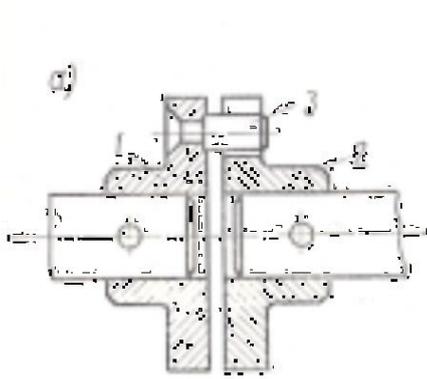


Рис. 17.1

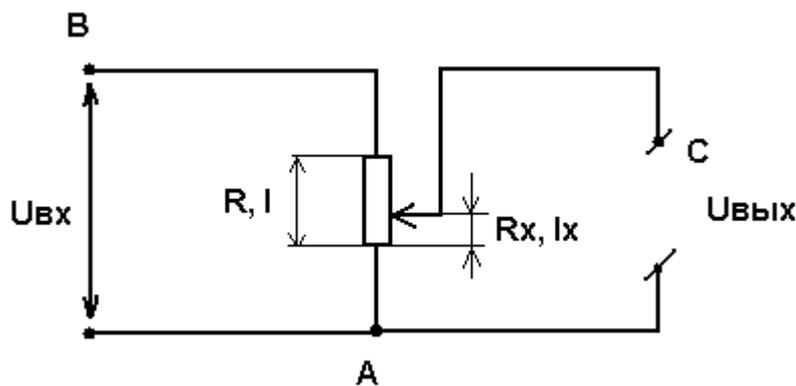
Поводковые



Упругие



Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.



Простейший из них на рис.а. На проводники в т. А и В подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{вых}$

$$U_{вых} = U_{вх} \frac{R_x}{R}$$

Если выполнено условие

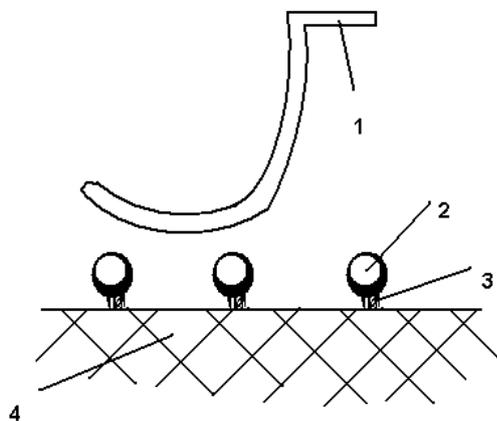
$$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x}$$

, то $U_{вых}$ прямо пропорционально смещению

щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

Если $R_x = f(l_x)$, то есть $U_{вых} = f(l_x)$ то потенциометр является функциональным.

Проволочные потенциометры.



Резисторный элемент в виде проволоки 2 с электроизоляционной обмоткой 3, намотанной на каркас, 1 – щетка – подвижный электросъемник.

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Для изготовления потенциометров используют проволоки из константана, нихрома сплавов на основе Pb, Au, Pd, которые обладают большим сопротивлением, малым коэффициентом линейного расширения, высокой коррозионной стойкостью.

В зависимости от конфигурации каркаса их делят на:

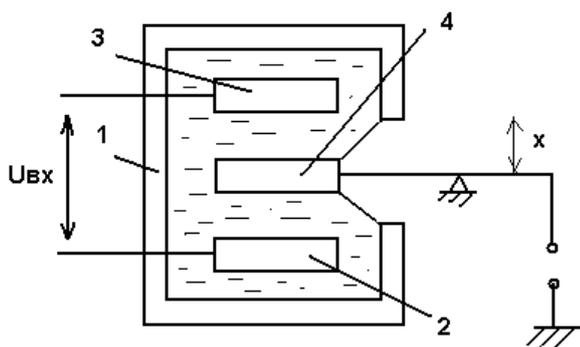
- Стержневые (пластинчатые)
- Дуговые (кольцевые)

Каркасы изготавливают из Al сплава, гетинакса, текстолита и термостойких материалов.

Металлопленочные потенциометры.

В качестве резисторного элемента используется тонкая металлическая пленка, которая нанесена на керамическую или стеклянную подложку. Для защиты от внешних воздействий и механических повреждений ее герметизируют пленкой из фольги, по которой перемещается подвижная щетка, жестко связанная с осью. Усилие контакта прогибает мембрану, заставляя ее контактировать с пленкой.

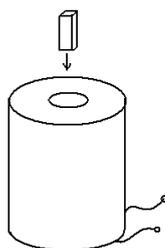
Жидкостные потенциометры.



Резисторным элементом является электролит (раствор), который находится в замкнутой ячейке. На рис. в корпусе 1 расположены неподвижные электроды 2, 3 и один подвижный (4), который обеспечивает сопротивление жидкого резистора.

$$G = \frac{S}{L}$$

– геометрическая проводимость пространства электродов.



Индукционные потенциометры.

В них изменения выходного угловыми смещениями роторов

сигнала вызваны линейными или или сердечников в магнитном поле

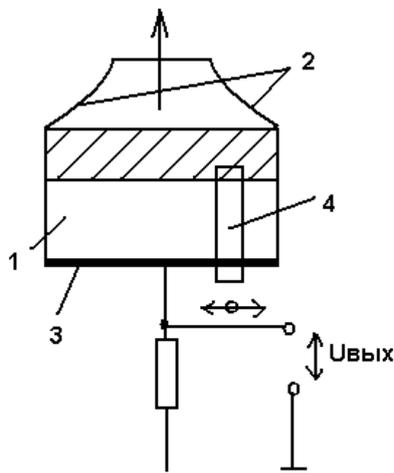
Характеристики потенциометров:

- 1) Электрические (полное сопротивление, мощность, предельное рабочее напряжение и т.д.)
- 2) Механические (угловое или линейное перемещение движка, момент трогания)

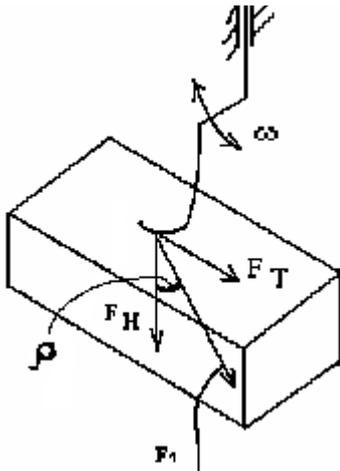
Параметры:

Удельное электрическое сопротивление, размеры поперечного сечения и т.д.

Фотопотенциометры



В простейшем случае представляет собой трехслойную структуру (рис2), которая включает фотопроводящий слой, распределенный резисторный слой (2) и коллектор => световой зонд (пятно) 4 вместе с коллектором 3 выполняют функции токосъемника и создают в пределах светового пятна фотопроводимость => на участке между резистором и коллектором засветили светом. Возникает проводящий контакт. $U_{\text{ВЫХ}}$ является функцией светового зонда на фотослое и снимается сопротивление R_n . Выбором конфигурации резисторного слоя можно обеспечить различные зависимости $U_{\text{ВЫХ}}$ от положения светового зонда.



Вращающий момент токосъемника.

В токосъемнике вращающий момент определяется как:

$$M_{\Pi} = F_T \cdot r = f F_H \cdot r \quad f = \text{arctg}(\rho)$$

где F_T – сила трения между токосъемником и обмоткой потенциометра,
 r – расстояние между местом контакта и осью вращения,
 f – коэффициент трения между токосъемником и обмоткой потенциометра.

Билет №18

1. Кинематические и силовые соотношения в прямозубых передачах. Расчет зубьев на прочность. (15)

(Т.к. передача зубчатая очень широко применяется в приборостроении, то вопрос решен по расчету прочности зубьев решен по ГОСТ, модуль)

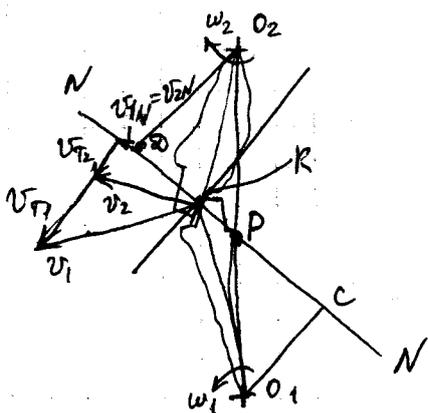
2. Силовой расчет ЭМП.(50)

3. Регуляторы скорости. Назначение, Классификация. Характеристики. (56)

1. Кинематические и силовые соотношения в прямозубых передачах. Расчет зубьев на прочность. (15)

Вопрос 15. Кинематические и силовые соотношения в прямозубой передаче. Расчет зубьев на прочность.

В полюсе зацепля Р начальные окр-ти с центрами O1 и O2 перекаат-ся без скольж-я. Окружные скорости для ведущего и ведомого колес в т. Р равны $v_1=v_2$ (рис.12) След-но: $i = \omega_1/\omega_2 = (v_1/r\omega_1)*(r\omega_2/v_2) = d\omega_2/d\omega_1$
 Для нормальных ЗК делител-е окр-ти совпадают с начальными, т.е.
 $d\omega_1 = d_1 = m*Z_1, d\omega_2 = d_2 = m*Z_2$



$$i = d_2 / d_1 = Z_2 / Z_1$$

РИС.12

Когда точка контакта профилей зубьев на линии зацепля не совпадает с линией т. Р, то век-ры окружных скоростей не совпадают и $v_{1N}=v_{2N} \quad v_{1T} \neq v_{2T}$ что указывает на наличие скольж-я профилей (рис. 12)

Скорость относит-го скольж-я $v_S = v_{T1} - v_{T2}$ направлена по общей касательной к профилям в точке контакта К. Она мах в крайних точках С и Д теоретич. линии зацепля. В полюсе $v_S=0$ и при переходе ч.з. него меняет знак. Скольж-е профилей приводит к износу профилей зубьев и явл-ся причиной выхода их из строя.

строа.

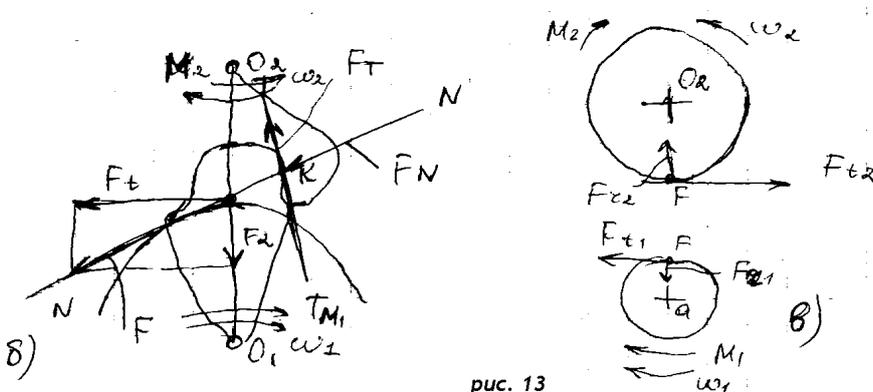


рис. 13

Силовые соотнош-я. Расчет зубьев на проч-ть. РИС.13

В процессе зацепля соприк-е зубьев происходит по линии, на кот-й возникают распределенные по всей длине удельные

давления. При анализе силовых соотношений в ЗП распределенную нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_N , которая направлена по линии зацепления NN, являясь общей нормалью соприкасающихся эвольвентных профилей зубьев. Когда линия контакта K не проходит ч.з. полюс P (рис.13б), то возникает сила трения скольжения F_T , которая направлена по касательной TT к соприкасающимся поверхностям зубьев. В результате зуб находится в сложном напряженном состоянии, однако т.к. в ЗМ $F_N \gg F_T$, то величиной F_T при анализе силовых соотношений пренебрегают. Во время работы ЗМ из-за упругой деформации колес, валов, подшипников, а также погрешностей их изготовления и сборки, происходит нарушение правил касания зубьев, и нагрузка по их ширине распределяется неравномерно. По разным причинам нарушается планность вращения колес, что приводит к дополнительным динамическим нагрузкам. В связи с этим при известной номинальной нагрузке F_N расчетную нагрузку определяют как

$$F = K * F_N = K_\beta * K_\sigma * F_N, \text{ где}$$

K – коэффициент нагрузки

K_β – коэффициент неравномерности нагрузки

K_σ – коэффициент динамической нагрузки

Расчетную нагрузку F переносят по линии зацепления NN в полюс P и раскладывают на 2 составляющие (рис.13б): окружное усилие $F_t = F * \cos\alpha = 2Mk * \cos\alpha / d$ и радиальное

$$F_r = F * \sin\alpha = F_t * \tan\alpha = 2Mk * \tan\alpha / d$$

Распределение моментов M и сил на ведущем и ведомом колесе показано на рис.13в.

Расчет на изгибную прочность.

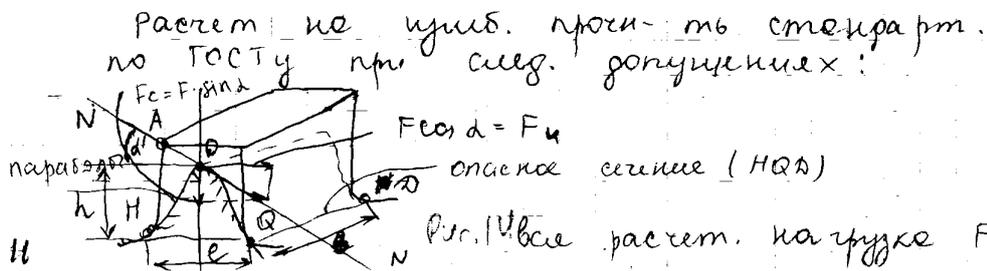


Рис.14

Он стандартен по ГОСТу при следующих допущениях: вся расчетная нагрузка F передается 1-й паре зубьев и приложена

к вершине зуба A, что соответствует наихудшему случаю его нагружения. Зуб рассматривают как консольную балку. Силу F переносят вдоль линии NN до оси симметрии зуба O толщиной. Точку их пересечения O принимают за вершину параболы, которая определяет контур балки, равного сопротивления изгибу. В т.ч. O сила F раскладывается на 2 составляющие: изгибающую

$$F_u = F * \cos\alpha' = F_t * (\cos\alpha' / \cos\alpha) \text{ и сжимающую } F_c = F * \sin\alpha' = F_t * (\sin\alpha' / \sin\alpha)$$

Напряжения изгиба в опасном сечении

$$\sigma_F = (M_u / W) - (F_c / S) = (F_u * h / N) - (F_c / S) = F_t * [(\cos\alpha' / \cos\alpha) * (\sigma_h / bl^2)] - F_t * [(\sin\alpha' / \sin\alpha) * (1 / bl)] < [\sigma_F], \text{ где}$$

$W = bl^2 / 6h$ – момент сопротивления изгибу

$S = bl$ – площадь опасного сечения

h – расчетное плечо силы F_u

l – толщина зуба в опасном сечении

b – ширина зуба

Используя геометрическое подобие зубьев, выразим размерные величины l, b, h ч.з.

безразмерные коэффициенты и модуль m :

$$l = \psi_l * m \quad b = \psi_b * m \quad h = \psi_h * m$$

$$\sigma_F = (F_t / \psi_b * m^2) * [(\cos\alpha' / \cos\alpha) * (\psi_h / \psi_l^2)] - (\psi_l \sin\alpha' / \cos\alpha) = F_t * Y_F / \psi_b * m^2 \leq [\sigma_F], \text{ где}$$

Y_F – коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев колеса и задающийся таблично.

$$\sigma_F = 2Mk * Y_F / \psi_b * Z * m^3 \leq [\sigma_F] \quad m = (2Mk * Y_F / \psi_b * Z * [\sigma_F])^{1/3}$$

Данная формула является основной для проектных расчетов ЗМ по напряженным изгибам.

Т.к. в зацеплении $m_1 = m_2 = m$, то при одинаковой ширине зубьев колес и при отсутствии трения

м.д. профилями колес для ЗК д. выполняться усл-е:

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} = [\sigma_{F2}] / Y_{F2}, \text{ кот. соответствует равнопрочности зубьев в паре зацепления.}$$

При увеличении числа зубьев Y_F уменьшается. Поэтому при $Z1 > Z2$ $Y_{F1} > Y_{F2}$ следовательно для выполнения условия равной прочности колеса с меньшим числом зубьев следует изготавливать из более прочного материала. Расчет модуля зацепления ведут по колесу, для которого меньше $[\sigma_F] / Y_F$,

что дает большее значение модуля m . Если $[\sigma_{F1}] / Y_{F1} < [\sigma_{F2}] / Y_{F2}$, то расчет модуля ведут по шестерне и наоборот.

Расчетную величину m следует округлить до ближайшего большего значения по ГОСТу.

Для закрытых ЗМ производят проверочный расчет зубьев на контакт-ю прочн-ть. Расчет ведут длч полюса зацепл-я Р, а наибольшее контактное напряж-е в зоне зацепл- опред-я по ф-ле Герца: $\sigma_H = 0,418 (F \cdot E_{np} / b \cdot \rho_{np})^{1/2}$, где

F-расчетное усилие, действ-е по линии зацепл-я

E_{np} -приведенный модуль упруг-ти материала ЗК

$E_{np} = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$

b-ширина колес

$\rho_{np} = \rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны в зоне контакта

ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны эвольвент меньшего и большего колес в полюсе зацепл-я

$\rho_1 = (d_1/2) \cdot \sin \alpha$ $\rho_2 = (d_2/2) \cdot \sin \alpha$

d_1, d_2 – диаметры делительных окруж-тей колес

$r_1 + r_2 = a$ $r_1/r_2 = i_{12}$

Исходя из усл-я, что $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, где $[\sigma_H]$ известно и принимая $b = a \cdot \psi_a$, $\sin \alpha = \sin 20$ град определяем:

$\sigma_H = 0,418 \cdot ([M_k(1+i_{12})^3 \cdot E_{np}] / [a^3 \cdot i_{12}^2 \cdot \psi_a \cdot \sin \alpha])^{1/2} \leq [\sigma_H]$

Данная ф-ла использ-ся для првед-я проверочных расчетов спроектир-го ЗМ по контактной проч-ти.

Вопрос №50. Силовой расчет ЭМП.

Задача силового расчета заключается в определении крутящих моментов (статического и суммарного), действующих на каждом валу. Приведение (определение) моментов ведется от выходных звеньев к двигателю последовательно от передачи к передаче по формуле:

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \eta_{12} \eta_{подш1}}$$

или по формуле $M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \eta_{12}} + M_{подш1}$

M_1 – искомый момент на ведущем звене;

M_2 – известный момент на ведомом звене;

i_{12} – передаточное отношение передачи;

η_{12} - КПД передачи;

$\eta_{подш1}$ - КПД подшипников, в которых установлен ведущий вал;

$M_{подш1}$ – момент трения подшипников ведущего звена

Следует отметить, что при наличии нескольких независимых нагрузок, приложенных к разным валам ЭМП, приведение моментов выполняют по отдельным участкам передачи, начиная от наиболее удаленных выходных (концевых) звеньев до места суммирования нагрузок, а затем суммарный момент приводят к валу двигателя. При расчетах момент нагрузки следует принимать:

▪ При наличии статической M_c и динамической M_d нагрузок

$$M_{ni} = M_{\Sigma} = M_{ci} + M_{di}$$

$$M_{di} = J_{ni} \cdot \varepsilon_{ni}$$

▪ Только при статической нагрузке

○ При вращательном движении

$$M_{ni} = \xi_D \cdot M_{ci}$$

○ При поступательном движении

$$M_{ni} = \frac{\xi_D \cdot F_i \cdot d_i}{2}$$

где

J_{ni} – момент инерции нагрузки i -го выходного звена

ε_{ni} - угловое ускорение вала i -го выходного звена

ξ_D - коэффициент динамичности внешней нагрузки

F_i – усилие, действующее на рейке

d_i – делительный диаметр реечной передачи

3. Регуляторы скорости. Назначение, Классификация. Характеристики.

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

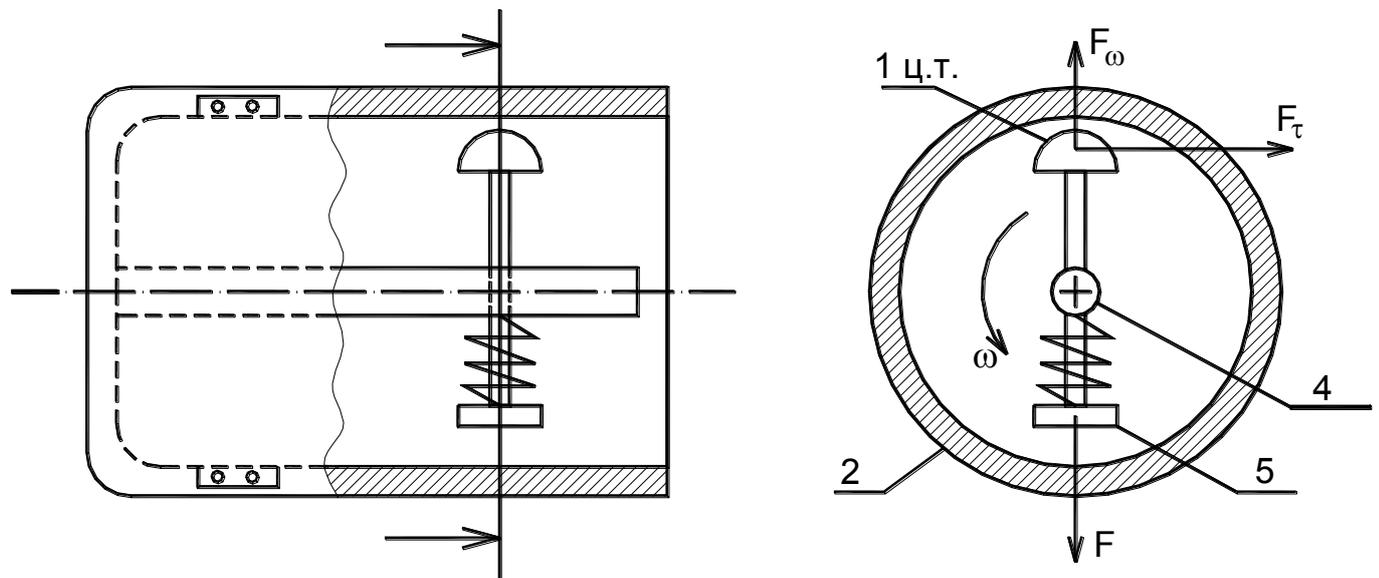
Классификация:

13. Тормозные регуляторы.

- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

14. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.

При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

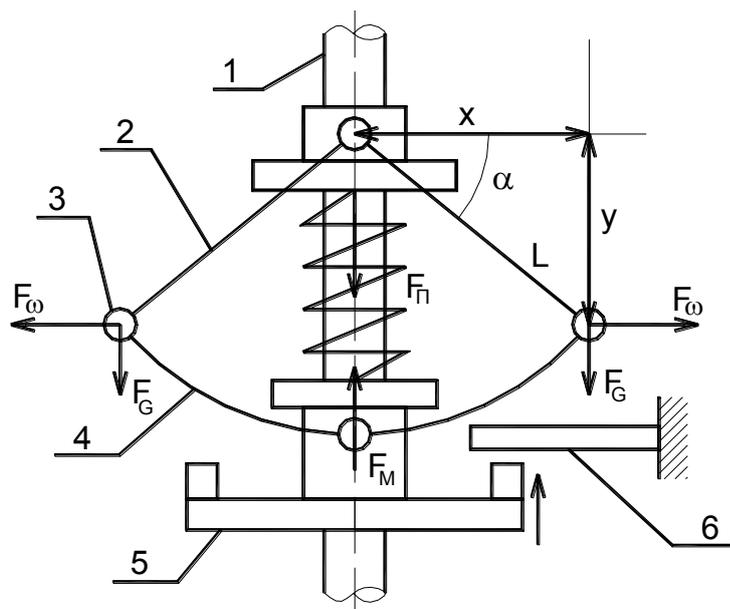
Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2$, где m – масса грузика, n – частота вращения вала регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$

$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Тормозные регуляторы осевого действия:



На валу регулятора 1 шарнирно закреплены две тяги 2, к которым присоединены инерционные грузики 3. Они при помощи тяг 4 шарнирно соединены с подвижной муфтой 5, свободно перемещающейся по валу регулятора 1.

В установившемся режиме вращения $\omega = \omega_i$ силы инерции грузиков F_ω , силы тяжести F_G (mg) и силы натяжения тяг равны. Подвижная муфта 5 не соприкасается с тормозной колодкой 6.

При увеличении скорости вращения вала муфта под действием центробежных сил

смещается вверх по оси вала и соприкасается с тормозной колодкой 6. В результате чего возникает сила трения F_T . Равновесное состояние механизма регулятора, при котором осевая сила, действующая на муфту F_M равна силе пружины F_i .

$2F_\omega x = 2F_G y + F_M \cdot 2y$, где x – радиальное положение инерционных грузиков по отношению к оси вращения вала; y – осевое положение грузиков относительно неподвижной муфты; $2y$ – осевое положение подвижной муфты.

Сила, действующая на подвижную муфту: $F_M = \frac{F_\omega x - F_G y}{y} = F_\omega \cdot \text{ctg } \alpha - F_G$

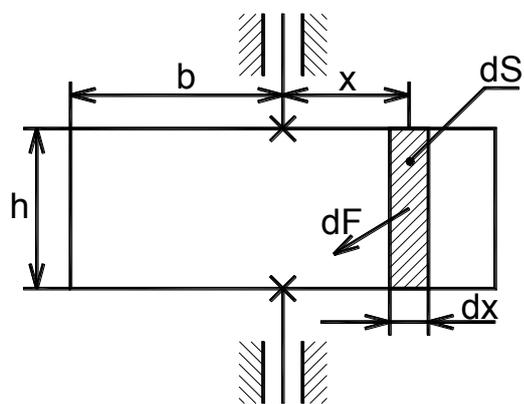
$$F_\omega = mx\omega^2 = ml \sin \alpha \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 n^2$$

Сила трения: $F_T = f(F_M - F_i)$

Момент трения: $M_T = r \cdot F_T = rf(F_M - F_i) = k_1 n^2 - k_2(F_i + F_G)$

В общем случае подвижную муфту можно соединить с устройством управления, которое обеспечивает автоматическое изменение движущего момента на валу источника движения в зависимости от изменения скорости вращения вала регулятора.

Воздушные регуляторы:



Две пластины (крылья) регулятора расположены по обе стороны вращающегося вала регулятора и жёстко связаны с ним. При их вращении возникает тормозной момент сопротивления воздуха. Сила сопротивления крыла при вращении зависит от формы крыла, плотности воздуха, скорости v и определяется как: $dF_T = kv^2 dS$, где k – коэффициент пропорциональности.

$$v = \omega x = \frac{\pi n}{30} x ; \quad dS = h dx$$

$$dF_T = kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^2 dx$$

Элементарный момент сопротивления двух элементарных площадок :

$$dM_T = 2xdF_T = 2kh\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2 x^3 dx$$

Полный момент сопротивления получим путём интегрирования dM_T в пределах крыла b .

$$M_T = \int_0^b dM_T = \int_0^b 2kh\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2 x^3 dx = \frac{kh}{2}\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2 b^4$$

Из-за малой вязкости воздуха применение воздушных регуляторов целесообразно при $n \geq 20000$ об/мин

Основным их преимуществом является возможность плавного или ступенчатого изменения момента торможения за счёт изменения площади крыльев или их расположения относительно оси регулятора.

Билет №19

1. Проектирование редуктора по критерию минимума габаритов. (4)
2. Винтовые передачи. Назначение. Конструктивные схемы. Силовой и кинематический расчет. (47)
3. Зубчатые передачи. Назначение. Классификация. (55)

1. Проектирование редуктора по критерию минимума габаритов. Определение числа степеней передаточного отношения элементарных передач

рис а.

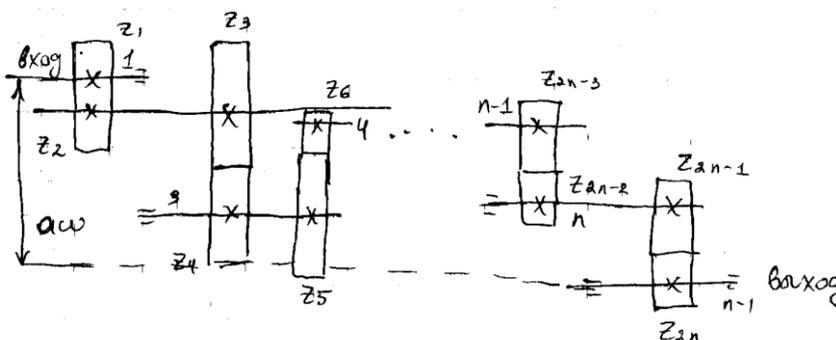
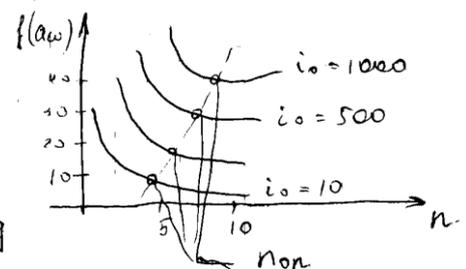
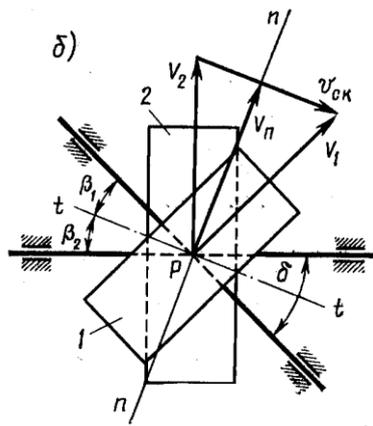
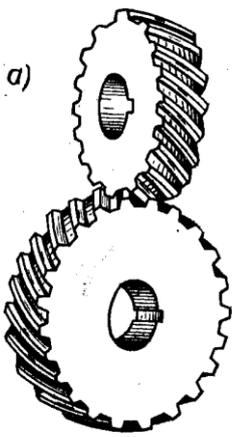


рис. б





При малых передаваемых мощностях, измеряемых Вт-ами или менее Вт, расчеты на прочность не ограничивают размеры колес. Такие редукторы проектируют исходя из конструкторских и технологических соображений. При этом принимают единственное значение модуля для всех ступеней, а число зубьев шестерен одинаковым. Из **рис.а)** согласно принятым условиям:

$$Z_1=Z_3=Z_5=\dots=Z_{2n-1} ; \quad a_{\omega} = \frac{m}{2}(Z_1 + Z_2 + Z_3 + \dots + Z_{2n-1} + Z_{2n}) = \frac{m \cdot Z_1}{2} \cdot (n + i_1 + i_2 + \dots + i_n), \text{ где}$$

n -модуль зубчатых пар, i_n – передаточное отношение каждой из них. Анализ функции

$$f(a_{\omega}) = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{m \cdot Z_1} = n + i_1 + \dots + i_n$$

показывает, что её **min** соответствует условию равенства: $i_1=i_2=\dots=i_n$. Следовательно, передаточное отношение между ступенями можно представить как: $i_i = \sqrt[n]{i_0}$. С учетом

$$\text{этого} \rightarrow f(a_{\omega}) = n(1 + \sqrt[n]{i_0})$$

Графически эта зависимость изображена на **рис. б)**.

Кривая, проведенная через точки графиков (соответственно $n_{\text{опт}}$) может быть аппроксимирована зависимостью вида- $n_{\text{опт}}=1,85 \cdot \lg(i_0)$. Таким образом, при заданном i_0 , можно найти оптимальное число ступеней $n_{\text{опт}}$, а по нему определить передаточное отношение каждой ступени.

2. Винтовые передачи. Назначение. Конструктивные схемы. Силовой и кинематический расчет. (47)

Посредством винтовых колёс можно осуществить передачу между валами, оси которых расположены под любым углом. Передаточное отношение таких передач $i_{12} = 1..5$.

Передачи бесшумны. Недостатком передач является относительно низкий к. п. д. ($\eta = 0,7..0,9$) из-за относительно большого скольжения профилей зубьев, находящихся в зацеплении. Поэтому применение винтовых передач ограничено. В качестве силовых передач их не применяют.

Наиболее часто, особенно в приборостроении, сложные в изготовлении винтовые колеса заменяют косозубыми колесами. При такой замене контакт зубьев по линии сокращается до контакта в точке с увеличением износа. Это допустимо для кинематических передач.

Геометрические и кинематические соотношения. Углы наклона зубьев колес β_1 и β_2 . Наиболее часто применяют передачи с углом $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$. Для колес исходными являются нормальный m_n и торцовый m_t модули, делительные диаметры d_1 и d_2 и, межосевое расстояние a .

Относительная скорость $v_{\text{ск}}$ скольжения направлена по касательной tt к поверхностям зубьев.

Проекция скоростей v_1 и v_2 контактирующих точек профилей зубьев на общую нормаль nn

должны быть одинаковы: $v_n = v_1 \cdot \cos \beta_1 = v_2 \cdot \cos \beta_2$, или $w_1 r_1 \cos \beta_1 = w_2 r_2 \cos \beta_2$

$$\text{Отсюда передаточное отношение } i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}.$$

Выразим передаточное отношение через числа зубьев колёс Z_1 и Z_2 , учитывая выражения для делительных радиусов $r_2 = z_2 p_{t2} / 2\pi$; $r_1 = z_1 p_{t1} / 2\pi$, где p_{t1} и p_{t2} -торцевые делительные шаги колёс. Тогда $i_{12} = z_2 p_{t2} \cos \beta_2 / (z_1 p_{t1} \cos \beta_1)$.

Считая шаги колес в нормальном к направлению зуба сечении равными и учитывая, что

$$p_n = p_{t2} \cos \beta_2 = p_{t1} \cos \beta_1, \text{ получаем } i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

3. Зубчатые передачи. Назначение. Классификация. (55)

Зубчатые передачи – механизмы, в которых передача движения осуществляется с помощью зубчатого зацепления. По сравнению с другими механизмами они имеют малые габариты, значительный диапазон передачи мощностей (до 100 000 кВт) и скоростей (до 200 м/с), высокие КПД (для 1-й пары колес до 0.97-0.98), просты и надежны в эксплуатации. К их недостаткам можно отнести сложность изготовления, высокую стоимость, шум при работе, ограниченность ряда передаточных отношений

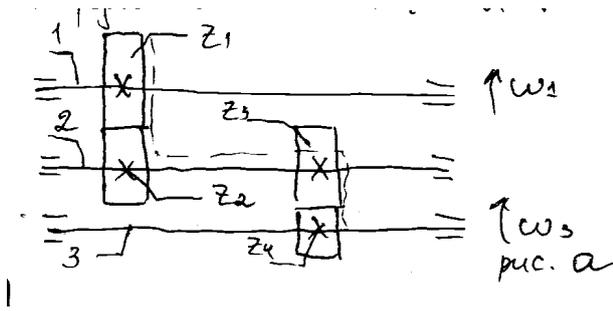


Рисунок а. Многоступенчатый редуктор

Значение i является основной кинематической характеристикой ЗП и определяет отношение угловых скоростей ω_1 и ω_2 при передаче движения от первого

ко второму: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

Если движение осуществляется от ведущего к ведомому колесу, то индекс 12 опускается, т.к. зубья равномерно расположены на теле колеса и поворот ведущего на 1 зуб вызывает поворот ведомого тоже на 1 зуб $i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$

Отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего (шестерни) называется передаточным числом без учета, какое из них ведущее.

В случае многоступенчатого редуктора (рис. а) для валов 2,3 можно записать:

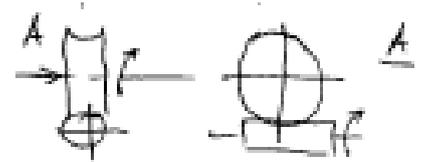
$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{12}} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{23}} = \omega_2 \frac{z_3}{z_2}$$

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = i_{12} \cdot i_{23}$$

Классификация зубчатых колес:

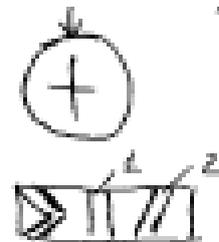
- 11) По характеру движения осей:
 - а. Обычные передачи (имеют неподвижные в пространстве оси всех колес)
 - б. Планетарные передачи (оси одного или нескольких колес подвижны в пространстве)
- 12) По взаимному расположению осей:
 - а. С параллельными осями (цилиндрические передачи)
 - б. С пересекающимися осями (конические)
 - с. С перекрещивающимися осями (гиперболоидные, червячные, винтовые и др)

Рисунок б. Зубчатые колеса с перекрещивающимися осями.



- 13) По относительному расположению поверхностей вершин и впадин (передачи внешнего и внутреннего зацепления)
- 14) По расположению зубьев на колесе:
 - а. Прямозубые (1)
 - б. Винтовые (2)
 - с. Косые и шевронные

Рисунок в. Расположение зубьев на колеса



- 15) По профилю зубьев колес:
 - а. Передачи с эвольвентным зацеплением, когда профили являются эвольвентами окружностей
 - б. Передачи с циклоидальным зацеплением (профиль зубьев образуется циклоидами)
- 16) По характеру преобразования движения:
 - а. Вращательное во вращательное
 - б. Вращательное в поступательное (реечное)
- 17) По числу ступеней механизма:
 - а. Одноступенчатые

- b. Многоступенчатые
 - c. Однотипные
 - 18) По характеру изменения передаваемой скорости:
 - a. С понижением скорости вращения ведомого вала (редуктора)
 - b. С повышением скорости вращения ведомого вала (мультипликаторы)
 - 19) По передаточному отношению:
 - a. $i = \text{const}$
 - b. $i = \text{var}$ (кругл. колеса)
 - 20) По конструктивному исполнению ЗП могут быть:
 - a. Открытые (Тихоходные)
 - b. Закрытые (Быстроходные с обильным смазыванием)
- Первым из основных требований к ЗП является постоянство передаточного отношения. Для этого профили зубьев должны быть очерчены кривыми, удовлетворяющими основной теореме зацепления.

Билет №20

- 1) Расчет спроектированного ЭМП на быстродействие. Время разгона в выбега. Способы повышения быстродействия. (14)
- 2) Ременные передачи. Назначение. Элементы конструкции. Кинематические и силовые соотношения. (43)

3) Показатели точности зубчатых механизмов. Обозначение точности зубчатых колес и передач. (58)

Расчет спроектированного ЭМП на быстродействие. Время разгона и выбега. Способы повышения быстродействия.

Расчет привода на быстродействие сводится к определению времени переходного процесса t_{Π} или к определению постоянной времени для регулируемого следящего привода. Диф-е урав-е движ-я вала двиг-ля в переходном процессе имеет вид:

$$(J_{дв} + J_{р.пр} + J_{н} / u_p^2) \varphi'' = M - M_C / (u_p \eta_p),$$

где φ'' - текущее знач-е углового ускорения вала двиг-ля.

В общем случае и момент двиг-ля M и момент сил сопротив-я на на выходном валу M_C м. изменяться с течением времени по определ-му з-ну. Если известны функциональные завис-ти

$M = f_1(\varphi)$ и $M_C = f_2(\varphi)$, то, подставив эти завис-ти в диф-е урав-е и решив его, м. найти знач-е угловой скорости вала двиг-ля как $\dot{\varphi}$ -ю времени. Время, в течение кот-го угловая скорость достигнет номинального знач-я, яв-ся временем переходного процесса привода t_{Π} .

Таким образом, поставленная задача м. б. Решена лишь при конкретных знач-х f_1 , f_2 .

Для увелич-я быстродействия привода, работающего в стартстопном режиме, необходимо снижать до мин-ма знач-е приведенного к оси двиг-ля момента инерции мех-ма. Это приведет к сниж-ю инерционных нагрузок, кот-е в быстродействующих мех-х часто значит-но превышают статические нагрузки.

Определение времени разгона привода

Оно относится к динамич-м харак-м привода и м. б. определено при известных парам-х двиг-ля, передаточного элемента двиг-ля, и исполнительного устрой-ва.

$$J_{пр} * (d\omega/dt) = M(\omega) - M_n, \text{ см. рис б)}$$

где $M(\omega)$ - зависим-ть момента двиг-ля от его угловой скорости.

В приводах с МЭД эту зависим-ть м. считать линейной, определяемой параметрами M_n , ω_n . M_{Π} - пусковой момент

Т.к. для любой ω при этом

$$(M(\omega) - M_n) / (M_{\Pi} - M_n) = (\omega_n - \omega) / \omega_n \text{ (урав-е прямой ч.з 2 точки), то}$$

$$M(\omega) - M_n = (M_{\Pi} - M_n) * (\omega_n - \omega) / \omega_n = J_{пр} * (d\omega/dt)$$

Принимая M_{Π} , M_n , $J_{пр}$, ω_n постоянными во времени, после интегр-я находим:

$$t = [(J_{пр} * \omega_n) / (M_{\Pi} - M_n)] \int d\omega / (\omega_n - \omega) = [(J_{пр} \omega_n) / (M_{\Pi} - M_n)] \ln (\omega_n / (\omega_n - \omega)) = B * \ln (\omega_n / (\omega_n - \omega)),$$

где $B = (J_{пр} \omega_n) / (M_{\Pi} - M_n)$ - электро-мех. постоянная времени

Полученное выраж-е определяет время переходного процесса при разгоне привода до любой фиксированной скорости ω .

$$[t_p] \leq t_{расч}$$

Оно зависит от знач-я B , для уменьш-я кот-й необходимо либо уменьш-ть момент инерции, либо увеличить пусковой момент двиг-ля. Прак-ки процесс разгона двиг-ля счит-ся законченным, если ω вала двиг-ля отлич-ся от номинального знач-я на несколько процентов.

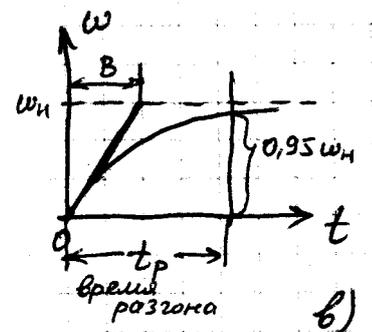
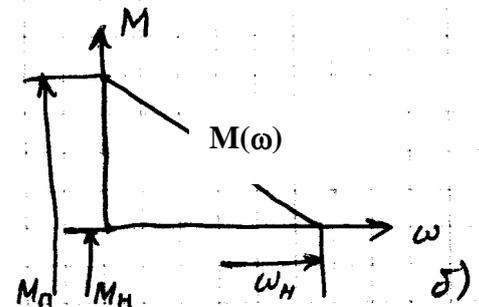
В некоторых случаях треб-ся найти время выбега двиг-ля после его отключ-я, когда $M(\omega) = 0$. Исходное диф-е урав-е движ-я вала при этом примет вид:

$$J_{пр} * (d\omega/dt) = -M_n$$

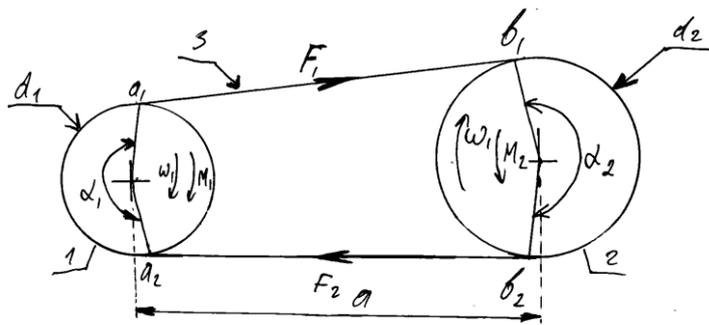
Часто при проектир-и привода для огранич-я времени выбега исполнит-го устр-ва или угла его поворота применяют электромагнитную тормозную муфту, устанавливаемую на входном валу привода. В этом случае

$$J_{пр} * (d\omega/dt) = -M_M - M_n$$

$$\text{Тогда } t_B = - \int_{\omega_n}^0 J_{пр} * d\omega / (M_M + M_n) = (J_{пр} \omega_n) / (M_M + M_n)$$



Вопрос № 40. Фрикционные механизмы с гибкими связями. Элементы конструкции. Кинематические и силовые соотношения.



Механизмы с гибкой связью применяются для передачи движения между валами с относительно большими межосевыми расстояниями. Передача возможна при любом расположении валов, но наиболее часто их применяют при параллельном расположении валов.

Основные звенья: ведущий

ролик 1, ведомый ролик 2 и гибкое звено 3 (рис). Гибкое звено - наиболее ответственное, от него зависит сцепляемость с роликами и долговечность механизма.

Гибкими звеньями могут быть ремни, струны, стальные канатики, шнуры. По характеру сцепления гибких связей с роликами различают передачу движения трением за счёт непосредственного соединения гибких звеньев с роликами. (d_1 - диаметр ведущего ролика, d_2 - диаметр ведомого ролика, a - межосевое расстояние, гибкое звено касается роликов в точках a_1, a_2, b_1, b_2 . α_1 - угол обхвата для ведущего ролика, α_2 - угол обхвата ведомого ролика).

γ - угол между ветвями гибкого звена. $\gamma = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$. Углы обхвата:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma; \alpha_2 = 180^\circ + 2\gamma$$

Длина ремня $L = \frac{\alpha_1 d_1}{2} + \frac{\alpha_2 d_2}{2} + 2a \cos \gamma$. При передаче движения с ведомого ролика на ведущий, нагруженный моментом M_2 , происходит перераспределение начального натяжения $2F_0$ между ветвями гибкой нити на F_1 и F_2 ($F_1 + F_2 = 2F_0$) и остаётся неизменной.

Формула Эйлера: $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha_1}$, где f - коэфф. трения скольжения между нитью и роликами.

$$F_T = F_1 - F_2 = F_2(e^{f\alpha_1} - 1) = F_1(1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}})$$

Момент на ведомом ролике: $M_2 = F_T \cdot \frac{d_2}{2} = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} (e^{f\alpha_1} - 1)$. На ведущем

$$M_1 = F_T \cdot \frac{d_1}{2} = F_1 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot (1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}})$$

Передаточное отношение: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2v_1 \cdot d_2}{d_1 \cdot 2v_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$. ξ - коэфф. упругого скольжения.

Вопрос 58. Показатели точности зубчатых механизмов. Обозначение точности зубчатых колес и передач

Точность работы зубчатых механизмов регламентируется допусками. При проектировании ЗМ разработчик выполняет проектировочные или проверочные расчеты на точность (прямая или обратная задача точности).

В первом случае определяются точностные требования к составляющим зубчатый механизм узлам и деталям. Во втором случае на основе разработанных чертежей и заданных точностных требований к ЗМ определяют его общую погрешность, основной задачей расчета является выполнение условия: $\Delta_r \leq [\delta_0 s]$, где Δ_r - расчетная погрешность, определяющая структурными и кинематическими схемами его конструкции, возможностями технологического процесса

Расчеты ЗМ по точности выполняются с учетом стандартов, предусматривающих степени точности от 1 до 12

В приборостроении применяются часто степени точности от 6 до 9

Показателями точности передач являются:

1. Кинематическая точность, характеризующая разность между действительными и расчетными положениями угла поворота выходного вала при работе передачи в 1 м направлении (за полный цикл относительного положения зубчатых колес или перемещения зубчатой рейки на заданную длину)

Этот показатель является определяющим для отсчетных и делительных кинематических цепей, а также быстроходных передач из-за опасности резонанса и др. колебаний, а так же шума

2. Плавность работы, определяющая характер изменения кинематической погрешности в виде повторной колебательной скорости за 1 оборот выходного вала, приводящим к динамическим нагрузкам. Этот показатель особенно важен для силовых и точных высокоскоростных передач.

3. Пятно контакта, определяющее полноту прилегания зубьев и концентрацию нагрузки на его поверхностях

4. боковой зазор, предназначенный для обеспечения компенсации и деформации, а также погрешностей сборки, и изготовления и размещения смазки

Первые 3 показателя нормируются стандартами, требования к боковому зазору – видом сопряжения независимо от степени точности колес и передач (значением минимально гарантированного зазора $j_{n,min}$)

Для зубчатых и червячных передач установлены виды сопряжения

При $m < 1$ мм H ($j_{n,min} = 0$) G, E, D ($j_{n,min} > 0$)

При $m > 1$ мм H, E, D, C, B, A

Стандартами установлены допуски на боковой зазор :

Для $m < 1$ мм h, g, f, e (в порядке увеличения допуска)

Для $m > 1$ мм h, g, d, c, b, o, t, u, x

С каждым видом сопряжения употребляется определенный вид допуска

(H-h, B-b и т.д.)

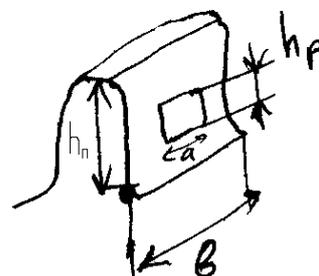
Допуск на пятно контакта обычно оценивается по формуле: $\frac{a}{b} * 100\%$ $\frac{h_p}{h_n} * 100\%$

Где a-длина пятна

b-ширина пятна

h_p -высота пятна

h_n -высота зуба



Условное обозначение точности зубчатых колес и передач:

Для зубчатых передач указывают 3 цифры:

1-степень точности по нормали кинематической точности

2-степень точности по нормали плавности размера

3-точность по нормали контакта зубьев

2 буквы:

1-вид сопряжения

2-вид допуска на боковой зазор (если вид допуска соответствует виду сопряжения, то буква опускается)

номер стандарта

Пример: 8-1-6-Ba ГОСТ 1643-81

Если степени точности по 3м нормам одинаковы и вид допуска на одинаковый зазор соответствует виду сопряжения, то точность передачи обозначают 1 цифрой и одной буквой

Для реечных передач:

8-7-7-Gf ГОСТ 9178-81 (для колеса)

9-8-8- Gf ГОСТ 13506-81 (для рейки)

Для червячных передач:

7-G ГОСТ 9777-81 (для червяка)

6- G ГОСТ 9778-81 (для колеса)

Билет №21

1. Дифференциальные и планетарные зубчатые механизмы. Определение передаточного отношения по формуле Виллиса. (10)
2. Классификация центробежных регуляторов. Назначение. Конструктивные схемы расчет. (34)
3. Потенциометры. Классификация. Достоинства и недостатки. Параметры и характеристики. (69)

Вопрос 10. Дифференциальные и планетарные ЗМ. Определение передаточного отношения по ф-ле Виллиса

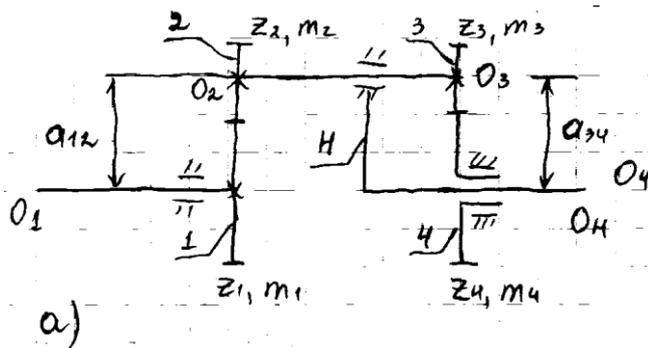


РИС.2

Передачи, в кот-х колеса – сателлиты обкатыв-ся по центр. колесу и имеют подвижные оси, закрепленные в водиле, наз-ся планетарными или дифф-ми. В них имеется 1 входной и 1 выходной вал. Планетар. передачи явл-ся редукторами и предназначены для преобраз-я угловой

скорости, соот-щей изменениям моментов сил.

Рассмотрим след. простеш. схему диф-го мех-ма с 2-мя степенями свободы (рис.2), включ-щей след. подвижные звенья:

- зубчатые колеса 1 и 4, вращ-ся с угловыми скоростями ω_1 и ω_4 в неподж. подшипниках O_1 и O_4 , расположенных соосно и образующих общую ось мех-ма O_1O_4 . Z_1 и Z_4 наз-ся центральными или солнечными колесами. (**Колесо 4 вращается вокруг корпуса**)

- Колеса 2 и 3, имеющие общую ось O_2O_3 , кот. вместе с ними вращ-ся относит-но оси O_1O_4 с угловой скоростью $\omega_2 = \omega_3 = \omega$. Колеса Z_2, Z_3 кроме вращ-я в подшип-х, имеют пространственное движ-е, и их наз. сателлитами.

- Водило Н, вращ-ся с ω_4 в 1-м из централ-х колес (в нашем случае в 4-м) как в подшипнике и одно врем-но являющ-ся подшипником для оси вращ-я колес 2-3.

(Из этого механизма можно сделать редуктор, если затормозить водило)

При работе мех-ма необходимо задать движ-е 2-х его звеньев, в связи с чем диф. мех-м обладает 2-мя степенями свободы. Обычно в качестве исходных задают сочетания угловых скоростей ω_1 и ω_n или ω_n и ω_4

Диф-й мех-м с 2-мя степенями свободы превращ-ся в планетарный с 1-ой степенью, если одно из централ. колес сделать неподвижным. Напр., при неподв-м колесе 4 колеса-сателлиты будут перекач-ся по нему. Движ-е всех звеньев опред-ся при заданном знач-ях ω_1 или ω_4 .

Диф-й мех-м превращ-ся в ступенчатый, если водило Н сделать неподвижным звеном, т.е. при $\omega_n=0$, когда все ЗК вращ-ся в неподвижных в прост-ве подшипниках. Возмож-ть превращ-я диф-го мех-ма в ступенчатый используется при анализе кинематики ДМ с применением метода обращенного движения. Согласно этому м-ду всем его отдельным звеньям сообщается угловая скорость ω_n , равная, но противоположная направ-ю угловой скорости водила. В рез-те водило Н станет неподвижным, а зубч. колёса 1 и 4 будут иметь угловые скорости $\omega_1-\omega_n$ и $\omega_4-\omega_n$ соот-но. Передаточное отношение ступенчатого мех-ма:

$$i = \frac{(\omega_1 - \omega_n)}{(\omega_4 - \omega_n)} \quad \text{где индекс 'н' показ-т, что передаточ. отнош-е опред-ся при неподвижном}$$

водителе (ф-ла Виллиса). **(ф.Виллиса не выводится, в основу положен принцип обратимости движения, когда условно все эл-ты кинематики этого мех-ма вращаются в сторону противоположную, вращению водила с такой же скоростью, в рез. водило остановится и получается ф-ла)**

В общем случае, используя м-д обращенного движ-я, по ф-ле Виллиса можно определить передаточное отнош-е м.д. любым р- q-м звеньями ДМ:

$$i_{p,q}^{(H)} = \frac{(\omega_p - \omega_H)}{(\omega_q - \omega_H)}$$

Для планетарного мех-ма при неподвижном колесе 4 ф-ла Виллиса имеет вид:

$$i_{1,4}^{(H)} = \frac{(\omega_1 - \omega_H)}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1,H}^{(4)}, \quad \text{где индекс 4 показ-т, что передаточ. отнош-е м.д. колесом}$$

1 и водилом Н наход-ся при неподвижном колесе 4.

С др. стороны, при ω_n для 2-х ступенчатого мех-ма м. записать:

$$i_{1,4}^{(H)} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_3}{\omega_2 \cdot \omega_4} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$$

$$\text{Тогда } i_{1,H}^{(4)} = 1 - i_{1,4}^{(H)} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$$

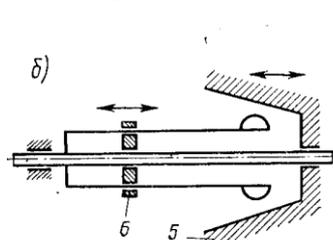
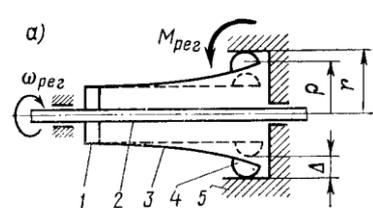
$$i_{H,1}^{(4)} = 1 / i_{1,H}^{(4)} = [1 - (Z_2 \cdot Z_4) / (Z_1 \cdot Z_3)]^{-1}$$

Диф-е и планетар. ЗМ позволяют получить большие передат. отнош-я при относ-но небольшом числе зубчатых колес и небольших габаритах, что явл-ся их существенным достоинством.

Вопрос № 44. Классификация центробежных регуляторов. Конструктивные схемы, расчет.

Центробежные тормозные регуляторы (ЦТР) с трением между твердыми телами имеют две конструктивные разновидности: регуляторы радиального действия, в которых в которых взаимное давление под действием центробежной силы тел, трущихся друг о друга, направлено по радиусу перпендикулярно оси вращения, и регуляторы осевого действия, у которых эти силы давления направлены вдоль оси вращения регулятора.

Схема одной из распространенных конструкций регулятора радиального действия



показана на (рис. 44.1, а). К буртику 1 на оси 2 регулятора прикреплены пружины 3 с тормозными грузиками 4. При вращении оси пружины изгибаются, грузики расходятся и при некоторой угловой скорости, которую называют критической, прикасаются к поверхности неподвижного цилиндрического барабана 5. При дальнейшем увеличении угловой скорости грузики центробежной силой $F_A = F_{кр}$ прижимаются к барабану, трутся о его поверхность и на оси регулятора возникает момент $M_{рег}$, пропорциональный

квадрату угловой скорости $\omega_{рег}$ оси: $M_{рег} = f^* \cdot r^* \cdot z^* \cdot (m^* \cdot \omega_{рег}^2 \cdot \rho - F_{кр})$

рис.44.1

$= k\Delta$

где $F_{кр}$ — центробежная сила грузика, при которой он, изгибая пружину, касается барабана;

k — жесткость пружины;

Δ — зазор между грузиком и барабаном при неподвижной оси регулятора, т. е. при ненагруженных пружинах;

f — коэффициент трения между грузиками и поверхностью барабана;

m — масса грузика; ρ — расстояние от оси до центра тяжести грузика, когда он касается барабана;

r — радиус барабана; z — число грузиков.

Такие регуляторы имеют обычно небольшие габариты, при их конструировании выбирают r порядка 5... 15 мм, длину пружин 5...50 мм. Число грузиков $z = 2$, значительно реже $z = 3$ и очень редко $z = 4$. Хотя с увеличением числа грузиков тормозной момент при тех же габаритах регулятора становится больше, конструкция получается сложнее в изготовлении и менее надежной в эксплуатации. Для получения достаточно больших тормозных моментов при малых размерах грузиков рабочие частоты вращения оси регулятора приходится выбирать относительно большими — 2500...12 000 мин⁻¹. Большие частоты обуславливают и большую крутизну характеристики, но при длительной работе регулятор может перегреться из-за плохой теплоотдачи при малых габаритах. Критическая угловая скорость, при которой начинает появляться тормозной момент, определяется из уравнения характеристики при

$$M_{рег} = 0: \omega_{рег\ кр} = \sqrt{\frac{k\Delta}{m\rho}}.$$

В механизмах с изменяющейся, настраиваемой частотой вращения ведущего валика регуляторы по описанной схеме выполняют так, чтобы можно было настраивать критическую угловую скорость регулятора. Для этого применяют два способа (рис. 44.1, б):

- 1) на оси устанавливают втулку 6, ограничивающую рабочую, деформируемую длину пружин. Перемещение втулки ближе к грузикам увеличивает жесткость B пружин и тем самым увеличивает критическую угловую скорость регулятора;
 - 2) барабан 5 делают не цилиндрическим, а коническим. Перемещение барабана вдоль оси изменяет зазор Δ , что вызывает изменение критической угловой скорости. Каждый из этих способов позволяет изменять критическую угловую скорость в три раза, а если надо, то и больше. Одновременное изменение рабочей длины пружин и значения зазора применяют реже, только когда необходим большой диапазон настройки критической частоты вращения.
- Рассмотрим подробнее выбор параметров регулятора по заданной неравномерности. Для

этого приведем момент регулятора к ведущему валу:
$$M_p = \frac{f \cdot \left(\frac{m \cdot \omega^2 \cdot \rho - k\Delta}{i_{B-P}^2} \right) \cdot r \cdot z}{i_{B-P} \cdot \eta_{B-P}}$$

и установим по графику изменения моментов двигателя и сил сопротивления (см. рис.

44.2, а и 44.3), также приведенных к ведущему валу, наибольшее изменение

приведенного момента регулятора:

$$\Delta M_p = M_{p\max} - M_{p\min}$$

$$\Delta M_p = \frac{f \cdot m \cdot \rho \cdot r \cdot z \cdot (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2)}{i_{B-P}^3 \cdot \eta_{B-C}} = \frac{f \cdot m \cdot \rho \cdot 2 \cdot \Delta \omega_{CP} \cdot 2 \cdot \omega_{CP}}{i_{B-P}^3 \cdot \eta_{B-P}}$$

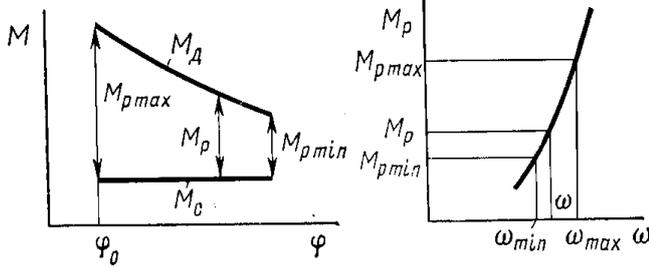
Из этого равенства, считая, что $\cos \alpha = \ll \eta$, можно найти неравномерность вращения ведущего валика, обусловливаемую параметрами регулятора и передаточным отношением к регулятору от ведущего валика:

$$\delta \omega_H = \frac{\Delta \omega_H}{\omega_H} = \frac{\Delta M_p \cdot i_{B-P}^3 \cdot \eta_{B-P}}{f \cdot m \cdot \rho \cdot r \cdot z \cdot \omega_H^2 \cdot 4}$$

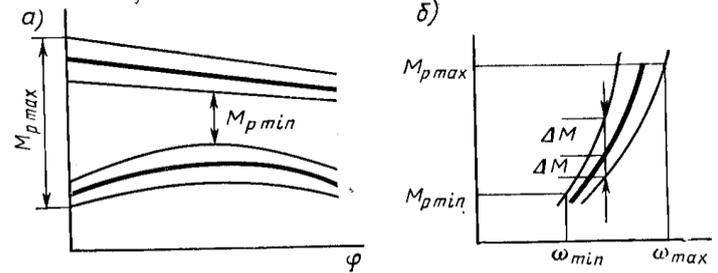
или полагая $\rho \sim r$:

$$\delta \omega_H = \frac{\Delta M_p \cdot i_{B-P}^3 \cdot \eta_{B-P}}{f \cdot m \cdot r^2 \cdot z \cdot \omega_H^2 \cdot 4}$$

44.2



44.3



Из этого выражения видно, что, желая повысить точность поддержания номинальной угловой скорости ведущего валика, нужно выбирать большую угловую скорость регулятора, что соответствует малому значению передаточного отношения $i_{B-P} = \omega / \omega_{REG}$. Целесообразно увеличивать также диаметр барабана, массу грузиков регулятора и выбрать материалы грузиков и барабана с большим (конечно, стабильным) коэффициентом трения. Все это увеличивает крутизну характеристики регулятора и уменьшает неравномерность угловой скорости. Однако при этом неизбежно увеличение момента инерции привода и соответственно увеличение времени разгона его. Приведенный к ведущему валику момент инерции грузиков регулятора:

$$J_p = \frac{m \cdot z \cdot \rho^2}{i_{B-P}^2} \cong \frac{m \cdot r^2 \cdot z}{i_{B-P}^2}$$

Таким образом, желая улучшить стабилизацию частоты вращения привода, надо в первую очередь увеличивать частоту вращения оси регулятора. Как уже отмечалось, наибольшая допустимая частота вращения регулятора ограничивается допустимым нагревом барабана и грузиков. При малых габаритах частоты вращения регулятора редко принимают больше $1000 \dots 12000, \text{ мин}^{-1}$.

Кроме того, увеличение частоты вращения регулятора означает усложнение передачи к нему от ведущего валика, а это удорожает механизм и делает его менее надежным. Поэтому назначать большую частоту вращения регулятора следует только в тех случаях, когда это действительно необходимо для улучшения стабилизации привода. При проектировании привода можно найти необходимые параметры регулятора, если заданы неравномерность $\delta \omega_H$ и номинальная угловая скорость ω_H ведущего валика и известны наибольший $M_{p\max}$ и наименьший $M_{p\min}$ моменты

регулятора, например из графика изменения моментов сопротивления и двигателя (см. рис. 44.2 и 44.3). Преобразуя формулу, связывающую неравномерность вращения ведущего валика с параметрами регулятора и передаточным отношением передачи к регулятору от ведущего валика, получаем

$$\frac{f \cdot m \cdot r^2 \cdot z}{i_{B-P}^3 \cdot \eta_{B-P}} = \frac{M_{P\text{MAX}} - M_{P\text{МИН}}}{4 \cdot \delta \omega_H \cdot \omega_H^2} = \frac{\Delta M_P}{4 \cdot \delta \omega_H \cdot \omega_H^2}$$

Жесткость пружин и зазор между грузиками и

барабаном: $k\Delta = F_{KP} = m\omega_{\text{РЕГ.КР}}^2 \cdot \rho = \frac{m\omega_{\text{РЕГ.КР}}^2 \cdot \rho}{i_{B-P}^2}$

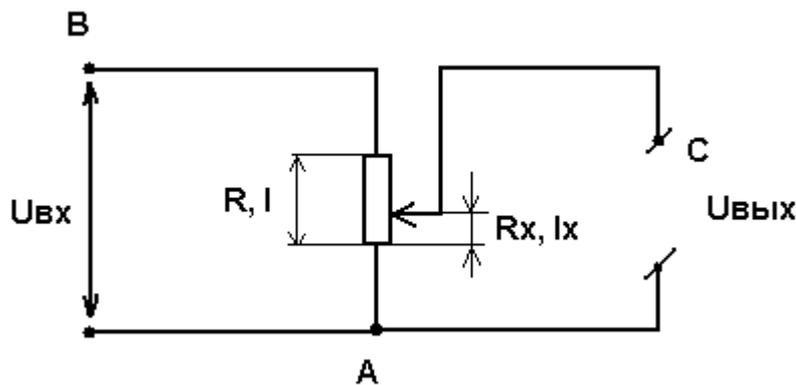
Так как критическая угловая скорость ведущего валика обычно близка к номинальной,

можно принять: $k\Delta = \frac{m\omega_H^2 \cdot \rho}{i_{B-P}^2}$

Потенциометры. Классификация. Достоинства и недостатки. Параметры и характеристики

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.

Достоинство: простота конструкции.



Простейший из них на рис. а. На проводники в т. А и В подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{\text{ВЫХ}}$

$$U_{\text{ВЫХ}} = U_{\text{ВХ}} \frac{R_x}{R}$$

Если выполнено условие

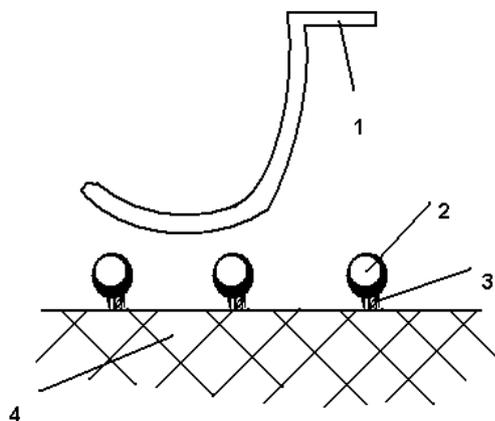
$$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x}$$

, то $U_{\text{ВЫХ}}$ прямо пропорционально смещению

щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

Если $R_x = f(l_x)$, то есть $U_{\text{ВЫХ}} = f(l_x)$ то потенциометр является функциональным.

Проволочные потенциометры.



Резисторный элемент в виде проволоки 2 с электроизоляционной обмоткой 3, намотанной на каркас, 1 – щетка – подвижный электросъемник.

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Для изготовления потенциометров используют проволоки из константана, нихрома сплавов на основе Pb, Au, Pd, которые обладают большим сопротивлением, малым коэффициентом линейного расширения, высокой коррозионной стойкостью.

В зависимости от конфигурации каркаса их делят на:

- Стержневые (пластинчатые)
- Дуговые (кольцевые)

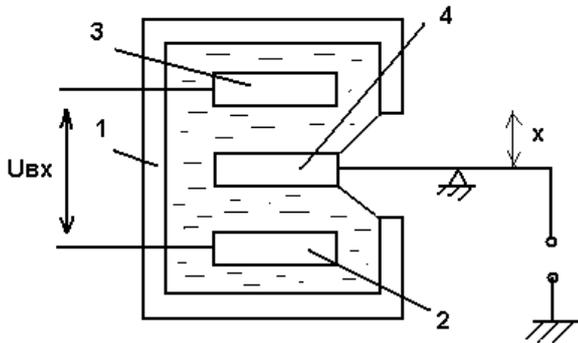
Каркасы изготавливают из Al сплава, гетинакса, текстолита и термостойких материалов.

Проволочные делятся на линейные и функциональные

Металлопленочные потенциометры.

В качестве резисторного элемента используется тонкая металлическая пленка, которая нанесена на керамическую или стеклянную подложку. Для защиты от внешних воздействий и механических повреждений ее герметизируют пленкой из фольги, по которой перемещается подвижная щетка, жестко связанная с осью. Усилие контакта прогибает мембрану, заставляя ее контактировать с пленкой.

Жидкостные потенциометры.

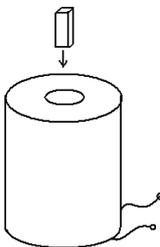


Резисторным элементом является электролит (раствор), который находится в замкнутой ячейке. На рис. в корпусе 1 расположены неподвижные электроды 2, 3 и один подвижный (4), который обеспечивает сопротивление жидкого резистора.

$G = \frac{S}{L}$ – геометрическая проводимость пространства электродов.

Индукционные потенциометры.

В них изменения выходного сигнала вызваны линейными или угловыми смещениями роторов или сердечников в магнитном поле



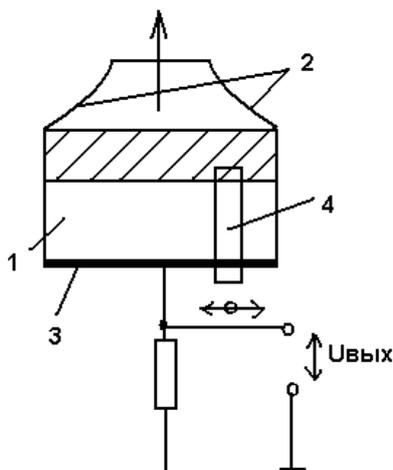
Характеристики потенциометров:

- 3) Электрические (полное сопротивление, мощность, предельное рабочее напряжение и т.д.)
- 4) Механические (угловое или линейное перемещение движка, момент трогания)

Параметры:

Удельное электрическое сопротивление, размеры поперечного сечения и т.д.

Фотопотенциометры



В простейшем случае представляет собой трехслойную структуру (рис2), которая включает фотопроводящий слой, распределенный резисторный слой (2) и коллектор => световой зонд (пятно) 4 вместе с коллектором 3 выполняют функции токосъемника и создают в пределах светового пятна фотопроводимость => на участке между резистором и коллектором засветили светом. Возникает проводящий контакт. $U_{\text{ВЫХ}}$ является функцией светового зонда на фотослой и снимается сопротивление R_n . Выбором конфигурации резисторного слоя можно обеспечить различные зависимости $U_{\text{ВЫХ}}$ от положения светового зонда.

Основные характеристики проволочных потенциометров.

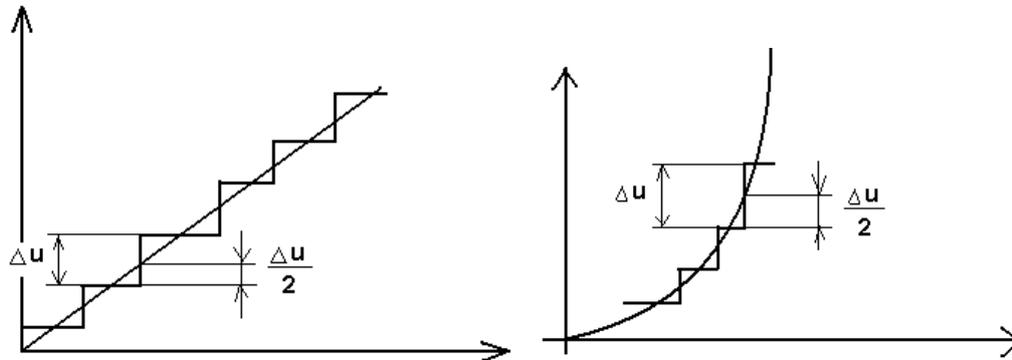
$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Значение R минимальное ограничено допустимым нагревом потенциометра при постоянной величине напряжения $U_{вх}$. Максимальное – технологическими возможностями изготовления проводника с малыми размерами поперечного сечения провода S.

1) Относительная погрешность сопротивления потенциометра:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} \cdot \frac{l}{S} + \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{\rho}{S} - \rho \cdot l \cdot \frac{\Delta S}{S^2}$$

2) Разрешающая способность



Равномерное перемещение токосъемника ведет к дискретному изменению выходного напряжения. Ступенчатый вид статической характеристики объясняет скачкообразное изменение сопротивления и напряжения от одного витка к другому.

Скачки характеризуют разрешающую способность потенциометров

$$\Delta u = \frac{u}{n}$$

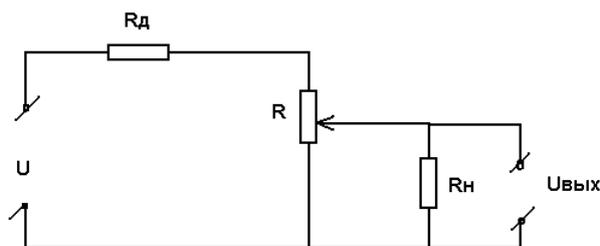
где n – число витков.

Она связана с витковой погрешностью, которая определяется как отклонение реальной статической характеристики от теоретической.

Для нелинейного потенциометра:

$$\delta = \frac{\Delta u}{2u} \text{ и определяется по наиболее крутому участку характеристики}$$

3) Максимальная мощность рассеяния



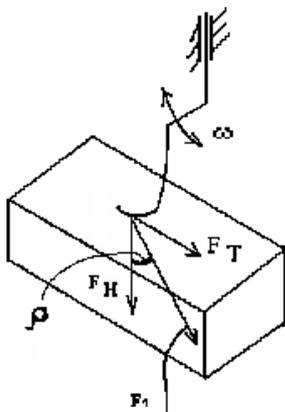
Величина мощности, которая может рассеиваться потенциометром в заданных условиях эксплуатации при сохранении параметров в установленных пределах. Различают номинальную и действительную мощность рассеяния.

Номинальная – в режиме хх при $R_H = \infty$

$$P_H = \frac{U^2}{R}$$

При наличии R_H действительная мощность рассеяния потенциометра зависит от коэффициента нагрузки и схемы включения потенциометра.

$$\text{Для рис. а: } P = P_H \left(\frac{k}{1+k} \right)^2, \text{ где } k = \frac{R_H}{R}$$



Вращающий момент токосъемника.

В токосъемнике вращающий момент определяется как:

$$M_{\Pi} = F_T \cdot r = f \cdot F_H \cdot r \quad f = \arctg(\rho)$$

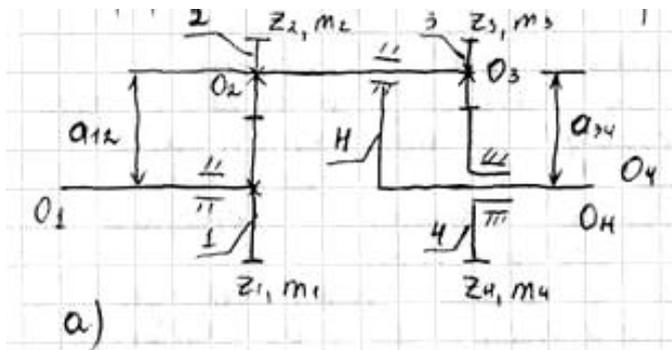
где F_T – сила трения между токосъемником и обмоткой потенциометра,

r – расстояние между местом контакта и осью вращения,
 f – коэффициент трения между токосъемником и обмоткой
 потенциометра.

Билет №24

- 1) Планетарные механизмы. Назначение, кинематическая схема. Определение передаточного отношения между элементами их кинематики. (23)
- 2) Дисковые фрикционные передачи. Назначение. Конструктивные схемы Достоинства и недостатки. Кинематический и силовой расчет. (39)
- 3) Регуляторы скорости. Разновидности. Основные параметры. (64)

Вопрос 23. Планетарные механизмы. Назначение, кинематическая схема. Определение передаточного отношения между элементами их кинематики.



Передачи, в которых колеса – сателлиты обкатываются по центральному колесу и имеют подвижные оси, закрепленные в водиле, называются планетарными или дифференциальными. В них имеется один входной и один выходной вал. Планетарные передачи являются редукторами и предназначены для преобразования угловых скоростей,

соответствующих изменениям моментов сил.

Рассмотрим простейшую схему дифференциального механизма с двумя степенями свободы, включающего следующие подвижные звенья:

Зубчатые колеса 1 и 4, вращающиеся с угловыми скоростями ω_1 и ω_4 в неподвижных подшипниках O_1 и O_4 , расположенных соосно и образующих общую ось механизма O_1O_4 . Z_1, Z_4 называются центральными колесами.

Зубчатые колеса 2 и 3, имеющие общую ось O_2O_3 , которая вместе с ними вращается относительно оси O_1O_4 с угловой скоростью $\omega_2 = \omega_3 = \omega$. Колеса Z_2, Z_3 , кроме вращения в подшипниках, имеют пространственное движение, и их называют сателлитами.

Водило Н, вращается с угловой скоростью ω_H в одном из центральных колес (в нашем примере в 4-м) как в подшипнике и одновременно является подшипником для оси вращения колес 2-3.

При работе механизма необходимо задать движение двух его звеньев, в связи с чем дифференциальный механизм обладает 2-я степенями свободы. Обычно в качестве исходных задают сочетания угловых скоростей ω_1 и ω_H или ω_H и ω_4 .

Дифференциальный механизм с двумя степенями свободы превращается в планетарный с одной степенью, если одно из центральных колес сделать неподвижным.

Дифференциальный зубчатый механизм превращается в ступенчатый, если водило Н сделать неподвижным звеном, то есть при $\omega_H = 0$, когда все зубчатые колеса вращаются в неподвижных в пространстве подшипниках.

Возможность превращения дифференциальных механизмов в ступенчатые используется при анализе кинематики дифференциальных механизмов с применением метода обращенного движения. Согласно этому методу всему механизму и, следовательно, всем его отдельным звеньям сообщается угловая скорость, равная, но противоположно направленная угловой скорости водила. В результате водило Н станет неподвижным, а зубчатые колеса 1 и 4 будут иметь угловые скорости $\omega_1 - \omega_H$ и $\omega_4 - \omega_H$ соответственно.

Передаточное отношение ступенчатого механизма: $i_{1,4}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}$

где индекс (H) показывает, что передаточное отношение определяется при неподвижном водиле (формула Виллиса).

В общем случае, используя метод обращенного движения по формуле Виллиса можно определить передаточное отношение между любыми p- и q-том звеньями

дифференциального механизма:
$$i_{p,q}^{(H)} = \frac{\omega_p - \omega_H}{\omega_q - \omega_H}$$

Для планетарных механизмов при неподвижном колесе 4 формула Виллиса имеет вид:

$$i_{1,4}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1,4}^{(4)}$$

где индекс (4) показывает, что передаточное отношение между колесом 1 и водилом H находится при неподвижном колесе 4.

С другой стороны, при ω_H для двухступенчатого механизма можно записать:

$$i_{1,4}^{(H)} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

Тогда:
$$i_{1,H}^{(4)} = 1 - i_{1,4}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \Rightarrow i_{H,1}^{(4)} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} = (1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3})^{-1}$$

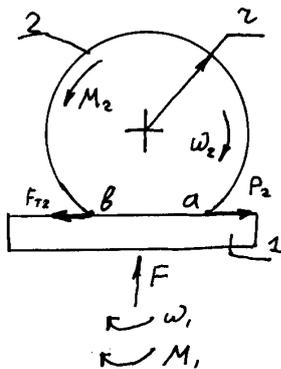
Дифференциальные и планетарные зубчатые механизмы позволяют получить большие передаточные отношения при относительно небольшом числе зубчатых колес и небольших габаритах, что является их существенным достоинством.

2) Дисковые фрикционные передачи. Назначение. Конструктивные схемы Достоинства и недостатки. Кинематический и силовой расчет.

Дисковые фрикционные передачи- передача перемещения от ведущего диска к ведомому осуществляется за счёт сил трения. Используются для передачи движения между скрещивающимися осями.

Достоинства: простота конструкции, изготовления и эксплуатации, лёгкость бесступенчатого регулирования частоты вращения выходного вала, т.е. передаточного отношения, сравнит. бесшумность, лёгкость вкл и выкл.

Недостатки: необходимость введения специальных нажимных устройств, вызывающих возникновение больших сил на опоры, невозможность получения точных передаточных отношений из-за проскальзывания.



Силовые соотношения в ФМ

Для работы любого ФМ необходимо, что бы фрикционные катки и др звенья были прижаты друг к другу с некоторым усилием F, под действием которого возникает сила трения Ft2. В зоне соприкосновения диска с роликом кроме силы трения действует окружное усилие P2 обусловленное моментом на диске и ролике. Отметим что на ведущем диске направление движения моментов M1 и ω1 совпадают, а на ведомом катке- противоположны. Т.К. M2 является моментом полезного

сопротивления на ведомом звене с учетом всех действующих сил и сам диск и каток должны находиться в равновесии. Сила трения между соприкасающимися поверхностями диска и катка Ft2=f*F, окружное усилие P2=M2/r. Передача движения от ведущего диска к ведомому катку возможна лишь тогда, когда сила трения между ними больше окружного

усилия Ft2=k*P2
$$fF = \frac{kM_2}{r}$$

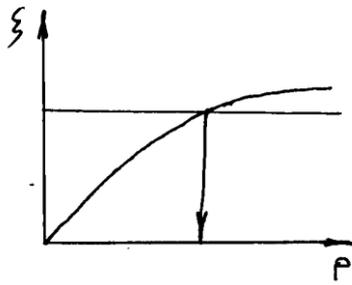
На практике k=2..3 для точных ФМ, k=1,2...1,5 для силовых ФМ K называется коэффициентом запаса сцепления

Т.к. $F = \frac{k}{f} P_2$ то во ФМ необходимо создавать большие силы прижатия звеньев, если

Ft2<P2, то происходит проскальзывание ведущего звена относительно ведомого, которое является 1м видом скольжения во ФМ. Оно приводит к износу рабочих поверхностей звеньев механизма, нагреву элементов его конструкции и выходу из строя. Во ФМ приборных устройств проскальзывание не допустимо, тк приводит к существенным погрешностям в передаче движения между звеньями. Оно устраняется выбором

соответствующего значения k и сочетанием материала звеньев, обеспечивающих больший коэффициент трения.

Кинематические соотношения во ФМ



С учетом упругого скольжения, которое имеет место при наличии нагрузки в виде силы P_2 или момента полезного действия M_c передаточное отношение ФМ

$$\text{определяется как: } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r}{\rho(1-\xi)}$$

Так как ξ является функцией P_2 то i ФМ зависит от величины полезной нагрузки, что является их недостатком. Однако в приборных устройствах при малых величинах нагрузок это отношения можно считать практически

постоянным и не зависящим от изменения P_2 на ведомом звене.

3. Регуляторы скорости. Разновидности. Основные параметры.

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

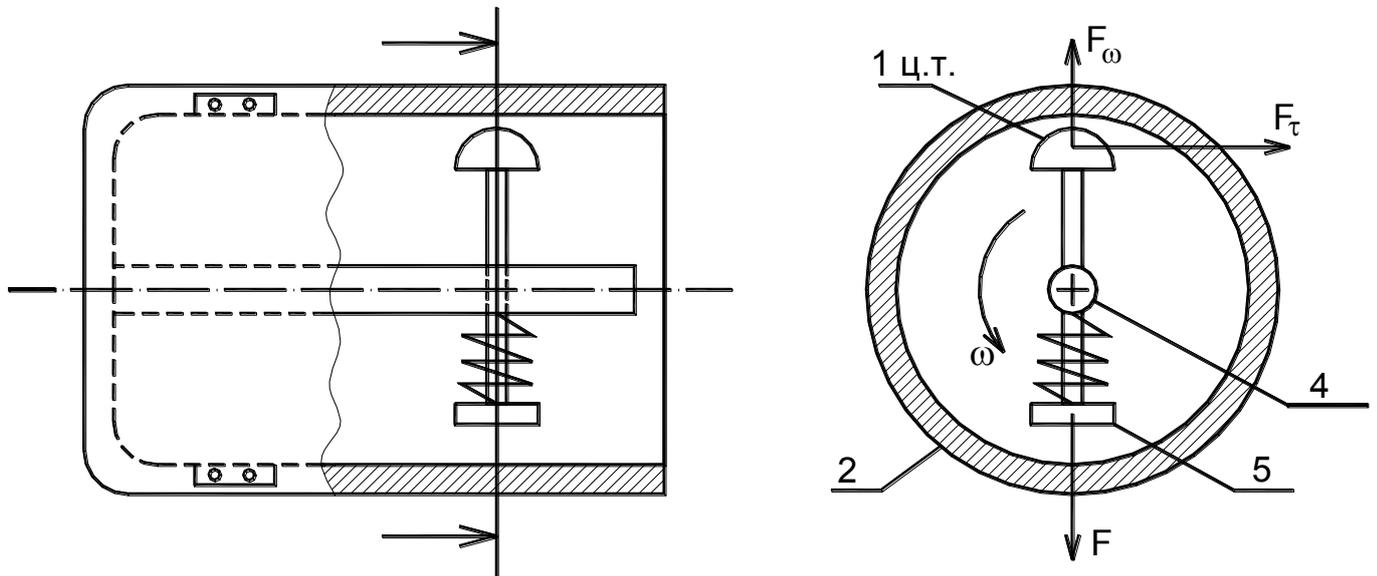
Классификация:

15. Тормозные регуляторы.

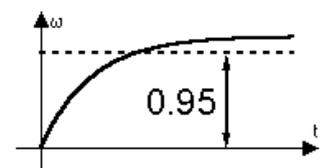
- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

16. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.



При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

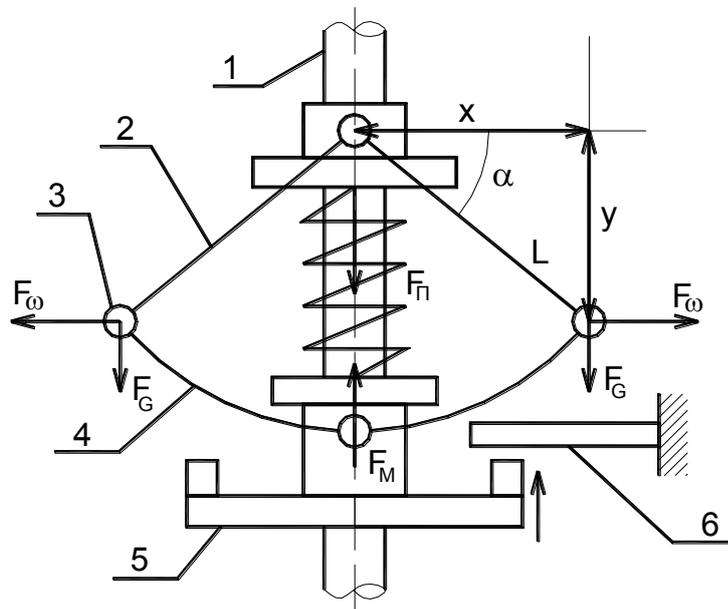
$$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2, \text{ где } m - \text{масса грузика, } n - \text{частота вращения вала}$$

регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho n^2 - rfF$$

$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Тормозные регуляторы осевого действия:



На валу регулятора 1 шарнирно закреплены две тяги 2, к которым прикреплены инерционные грузики 3. Они при помощи тяг 4 шарнирно соединены с подвижной муфтой 5, свободно перемещающейся по валу регулятора 1.

В установившемся режиме вращения $\omega = \omega_i$ силы инерции грузиков F_ω , силы тяжести

$F_G (mg)$ и силы натяжения тяг равны. Подвижная муфта 5 не соприкасается с тормозной колодкой 6.

При увеличении скорости вращения вала муфта под действием центробежных сил

смещается вверх по оси вала и соприкасается с тормозной колодкой 6. В результате чего возникает сила трения F_T . Равновесное состояние механизма регулятора, при котором осевая сила, действующая на муфту F_M равна силе пружины F_i .

$2F_\omega x = 2F_G y + F_M \cdot 2y$, где x – радиальное положение инерционных грузиков по отношению к оси вращения вала; y – осевое положение грузиков относительно неподвижной муфты; $2y$ – осевое положение подвижной муфты.

Сила, действующая на подвижную муфту: $F_M = \frac{F_\omega x - F_G y}{y} = F_\omega \cdot \text{ctg} \alpha - F_G$

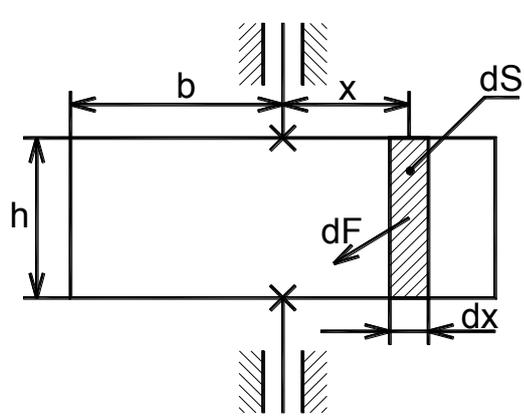
$$F_\omega = mx\omega^2 = ml \sin \alpha \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 n^2$$

Сила трения: $F_T = f(F_M - F_i)$

Момент трения: $M_T = r \cdot F_T = rf(F_M - F_i) = k_1 n^2 - k_2(F_i + F_G)$

В общем случае подвижную муфту можно соединить с устройством управления, которое обеспечивает автоматическое изменение движущего момента на валу источника движения в зависимости от изменения скорости вращения вала регулятора.

Воздушные регуляторы:



Две пластины (крылья) регулятора расположены по обе стороны вращающегося вала регулятора и жёстко связаны с ним. При их вращении возникает тормозной момент сопротивления воздуха. Сила сопротивления крыла при вращении зависит от формы крыла, плотности воздуха, скорости v и определяется как:
 $dF_T = kv^2 dS$, где k – коэффициент пропорциональности.

$$v = \omega x = \frac{\pi n}{30} x ; \quad dS = h dx$$

$$dF_T = kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^2 dx$$

Элементарный момент сопротивления двух элементарных площадок :

$$dM_T = 2x dF_T = 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx$$

Полный момент сопротивления получим путём интегрирования dM_T в пределах крыла b .

$$M_T = \int_0^b dM_T = \int_0^b 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx = \frac{kh}{2} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 b^4$$

Из-за малой вязкости воздуха применение воздушных регуляторов целесообразно при $n \geq 20000$ об/мин

Основным их преимуществом является возможность плавного или ступенчатого изменения момента торможения за счёт изменения площади крыльев или их расположения относительно оси регулятора.

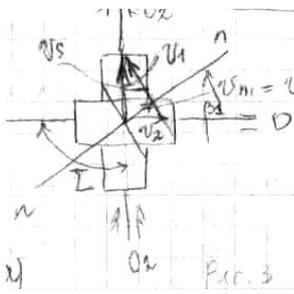
Билет №25

- 1) Винтовые и червячные механизмы. Назначение. Кинематические и силовые соотношения. Расчет на прочность. (11)
- 2) Ременные передачи. Назначение. Элементы конструкции. Кинематические и силовые соотношения. (+Формула Эйлера) (43)
- 3) Регуляторы скорости. Назначение. Классификация.. (56 или 59)

1) Винтовые и червячные механизмы. Назначение. Кинематические и силовые соотношения. Расчет на прочность. (11)

ВЗМ примен-ся для передачи вращения м.д скрещив-ся валами или осями.
 Подвижными звеньями мех-ма явл-ся цилиндрические косозубые колеса с боковой

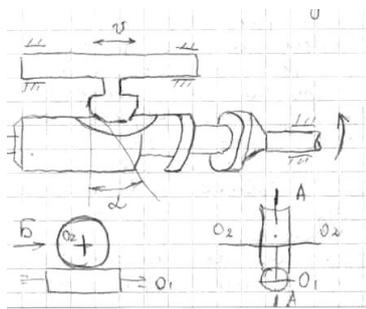
эвольвентной поверх-ю, выполненной по винтовой линии. Сопряженные косозубые колеса имеют углы наклона зубьев β_1 и β_2 , образуя угол м.д. скрещив-ся валами $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$.



Обычно применяют ВЗМ, в кот-х валы скрещив-ся под углом 90 (рис). При передаче вращател движения касание боковой поверх-ю косозубого колеса происходит в точке, кот-я перемещ-ся по линии зацепления. Поэтому ВЗМ мало пригодны для передачи больших усилий, их использ. как кинематические мех-мы для передачи движ-я.

Обычно для ВЗМ передаточное отношение $i \leq 5$, т.к. при больших знач-х i чрезвычайно увелич-ся размеры ЗК. Для получ-я больших знач-й i в кинематич-х мех-х м.д. перекрещ-ся валами применяют червячные передачи, элем-ми кот-х явл-ся червяк и червячное колесо. Червяк можно представить как винтовое колесо малого диаметра, винтовая линия зуба кот-го несколько раз м. обогнуть поверх-ть цилиндра. Червячным колесом явл-ся винтовое ЗК, сопряженное с червяком. Зубья червячного колеса нарез-ся червячной фрезой, представл-ю собой точную копию червяка. Сам червяк явл-ся винтом с трапециидальной нарезкой (рис 4).

Рис 4.



Кинематические соотношения в червячном зацеплении.

Рис 5.

Из рис.5 имеем

$$v_2 = v_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda$$

$$\omega_2 \cdot d_2 = \omega_1 \cdot d_1 \operatorname{tg} \lambda$$

q -коэффициент диаметра червяка (равен числу модулей m в диаметре делительной окружности червяка)

(!!!) λ - угол подъема линии червяка при её

развёртке по делительному цилиндру. $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{z_2}{q \cdot \operatorname{tg} \lambda} = \frac{z_2}{m \cdot z_1}$

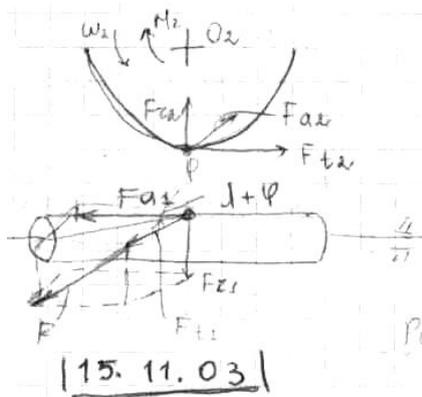
i -передаточное отношение.

Обычно $Z_1 \leq 4$, следовательно, в червячных механизмах м.б. получены большие передаточ. отнош-я, что явл-ся одним из их основных достоинств. Для силовых 1-ступенчатых передач $i=27 \dots 70$. Для кинематич. червячных передач (приборных ЭМП) $i=50$.

Силовые соотношения в червячных передачах.

Удельные давления в червячном зацеплении, распределенные по линиям контакта, условно рассмотрим как сосредоточенные силы, приложенные к т. Р.

РИС. 6



При работе червяч. мех-ма силы нормального давления F_N образуют силы трения F_T между витками червяка и зубьями колеса. Равнодействующая сила F , которую рассматривают как расчетную нагрузку на червячный мех-м. Силу F раскладывают на 3 составляющие:

- окружную на червячном колесе F_{t2} , равную осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot M_2 \cdot k}{d_2} \quad (M_2 \text{ - момент, вращающий колесо, } k \text{ -}$$

какой-то коэфф.,
 d_2 - диаметр колеса)

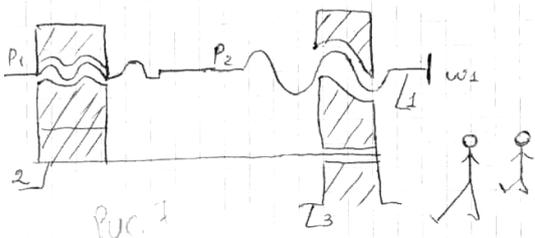
- осевую силу F_{a2} на червячном колесе, равную

окружной силе на червяке $F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \varphi)$

- радиальную $F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Кинематические соотношения в винтовых механизмах.

При вращении винта в случае неподвижной гайки любая его точка кроме вращател. движ-я вокруг оси винта совершает также и поступательное движ-е по ней.



$l = r\varphi/2\pi$ (r -шаг резьбы, φ -угол поворота винта)

Это соотнош-е явл-ся статистической харак-кой винтового передаточного мех-ма. В ВМ с 2-мя винтовыми парами (рис) вместе с винтом 1 в том же направл-и движется и гайка, но при вращ-и винта гайка 2 также перемещ-ся относит-но него с шагом p_1 . След-но, гайка 2 в абсолютном движении по отношению к стойке 3 смещ-ся на величину $l_2 = (\varphi_1 p_1 + \varphi_2 p_2)/2\pi$, где

φ_2 – угол поворота винта (В)1 вместе с гайкой (Г) 2 относит-но стойки 3

φ_1 - угол поворота Г2 относит-но В1

Т.к. угол поворота Г2 в абсолютном движ-и равен 0, то $\varphi_2=0$, $\varphi_1 = -\varphi_2 = \varphi$ след-но,

$$l_2 = (p_1 \pm p_2)/2\pi$$

Полученное выраж-е явл-ся статической характ-кой винтового передаточного мех-ма с 2-мя винтовыми парами. ‘-’ соответствует одинаковым направлениям винтовых линий на обоих участках (дифф. мех-м).

‘+’ - разным направл-м винтовых линий (интеграл.).

Передаточное отнош-е ВМ определяют путем дифф-я по времени его статич. харак-ки.

$$\frac{dl}{dt} = v_2 ; \frac{d\varphi}{dt} = \omega_1 = \frac{v_1}{r_2} ; v_2 = \frac{p}{2\pi}$$

$$\omega_1 = (p/2\pi) * (v_1/r_2) = v_1 * \operatorname{tg} \lambda$$

$i = v_1/v_2 = 1/\operatorname{tg} \lambda$, где v_1 - окружная скорость точек винта, располож-х на образующей цилиндра диаметром d_2

v_2 – линейная скорость тех же точек

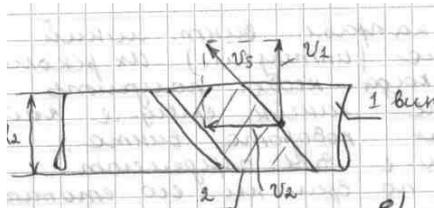
Практ-ки $\lambda = 20 \dots 25$ град

Т.к. векторы v_1 и v_2 взаимно перпенд-ны, то во время работы винтовой пары происходит относит. скольжение рабочих боковых поверх-тей винта и гайки. Скорость относит.

скольж-я v_s (рис. 8) направлена по касательной к винтовой линии и равна:

$$v_s = (v_1^2 + v_2^2)^{1/2} = v_1/\cos \lambda$$

РИС.8



При ввинчивании винта в ВМ возникает сила сопротивл-я гайки, обусловленная окружным усилием F_t ,

приложенным по касательной к окруж-ти сред. диаметра d_2 .

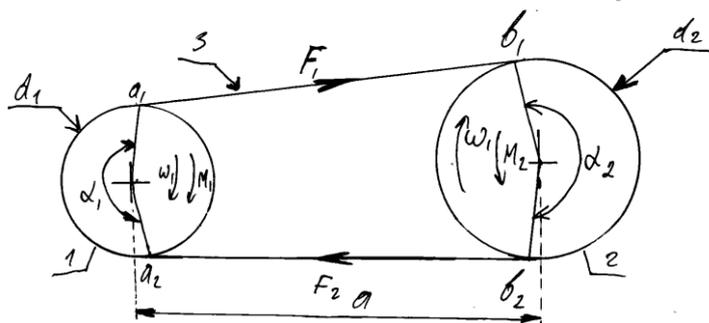
Соотнош-е м.д. F_t и осевой F_a :

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho), \text{ где}$$

$\rho = \operatorname{arctg}(f)$, f - коэф-т трения покоя м.д. материалами Г и В

Фрикционные механизмы с гибкими связями. Элементы конструкции.

Кинематические и силовые соотношения.



Механизмы с гибкой связью

применяются для передачи

движения между валами с

относительно большими

межосевыми расстояниями.

Передача возможна при любом

расположении валов, но

наиболее часто их применяют

при параллельном расположении

валов.

Основные звенья: ведущий

ролик 1, ведомый ролик 2 и гибкое звено 3 (рис). Гибкое звено - наиболее ответственное, от него зависит сцепляемость с роликами и долговечность механизма.

Гибкими звеньями могут быть ремни, струны, стальные канатики, шнуры. По характеру

сцепления гибких связей с роликами различают передачу движения трением за счёт

непосредственного соединения гибких звеньев с роликами. (d_1 - диаметр ведущего ролика,

d_2 - диаметр ведомого ролика, a - межосевое расстояние, гибкое звено касается роликов в

точках a_1, a_2, b_1, b_2 . α_1 - угол обхвата для ведущего ролика, α_2 - угол обхвата ведомого

ролика).

γ - угол между ветвями гибкого звена. $\gamma = \operatorname{arcsin} \frac{d_2 - d_1}{2a}$. Углы обхвата:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma; \alpha_2 = 180^\circ + 2\gamma$$

Длина ремня $L = \frac{\alpha_1 d_1}{2} + \frac{\alpha_2 d_2}{2} + 2a \cos \gamma$. При передаче движения с ведомого ролика на ведущий, нагруженный моментом M_2 , происходит перераспределение начального натяжения $2F_0$ между ветвями гибкой нити на F_1 и F_2 ($F_1 + F_2 = 2F_0$) и остаётся неизменной.

Формула Эйлера: $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha_1}$, где f - коэфф. трения скольжения между нитью и роликками.

$$F_T = F_1 - F_2 = F_2(e^{f\alpha_1} - 1) = F_1(1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}})$$

Момент на ведомом роликке: $M_2 = F_T \cdot \frac{d_2}{2} = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} (e^{f\alpha_1} - 1)$. На ведущем

$$M_1 = F_T \cdot \frac{d_1}{2} = F_1 \cdot \frac{d_1}{2} (1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}})$$

Передаточное отношение: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2v_1}{d_1} \cdot \frac{d_2}{2v_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$. ξ - коэфф. упругого скольжения.

3) Регуляторы скорости. Назначение. Классификация

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

Классификация:

17. Тормозные регуляторы.

- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.

- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.

18. Воздушные регуляторы.

Билет ХЗ №7

1. Электромеханический привод. Назначение. Структурная схема. Классификация. (6)

2. Основные схемы винтовых механизмов. (3 рисунка) Параметры. Типы резьб, используемых в винтовых механизмах. (33)

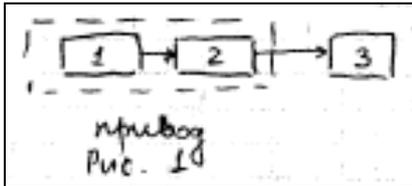
3. Методы проектирования функциональных потенциометров. Достоинства и недостатки. (51)

1. Электромеханический привод. Назначение. Структурная схема. Классификация

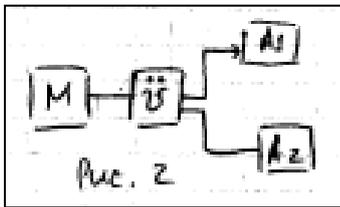
Вопрос 6. Электромеханический привод. Назначение. Структурная схема. Классификация.

Приводы состоят из источника энергии, редуктора и аппаратуры управления. Предназначены для транспортирования энергии источника движения через редуктор к исполнительному устройству. Осуществляется либо технологический, либо измерительный процесс. Источником механической энергии в приводе служат двигатели: тепловой, электрический, пневматический, пружинный, инерционный и другие. Название привода осуществляется по типу применения в нем двигателя.

Для ПУ характерны электрич. или эл.-мех. приводы (ЭМП). Они состоят из электродвигателя малой мощности 1(М) и передачи 2(Ü). Привод присоединен к исполнительному устройству 3 (А).

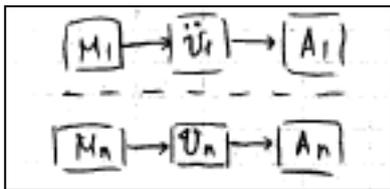


Элементы привода могут быть скомбинированы в централизованную (рис. 2) и в децентрализованную структуру (рис. 3)



При централизованной структуре двигатель обеспечивает энергией несколько рабочих органов, некоторые из которых могут иметь при работе вынужденные шаги, выполняя технологический процесс.

В децентрализованных системах каждый исполнительный элемент имеет свой привод. Все приводы взаимосвязаны через программы выполнения или вычислительные устройства.



В зависимости от характера работы ЭМП делятся на:

- 1) Нерегулируемые (силовые);
- 2) Регулируемые (управляющие, следящие, исполнительные)

В нерегулируемом ЭМП характеристиками механического движения (скоростью, перемещением исполнительного органа, развиваемым моментом и т.д.) на выходе, во включенном состоянии не управляют. Эти ЭМП характеризуются лишь продолжительностью работы двигателя по трем основным режимам: длительный (ДР), кратковременный (КР) и повторно кратковременный (ПКР).

ЭМП ДР имеют большую продолжительность включенного состояния, редкие пуски и остановки, отсутствие реверсов или малую их частоту, большой ресурс работы.

ЭМП с КР и ПКР имеют двигатели с меньшей продолжительностью работы, их чаще включают, останавливают и реверсируют, следовательно, они имеют меньший ресурс работы.

ПКР характеризуются относительной продолжительностью работы $\varepsilon = \frac{a_p}{t_{\text{ц}}} = \frac{a_p}{a_p + b_n}$, где

a_p - продолжительность рабочего состояния; b_n - пауза; $t_{\text{ц}}$ - продолжительность полного цикла

Значения ε и $t_{\text{ц}}$ для двигателей ПКР устанавливаются нормативными документами (технический паспорт). Нерегулируемые ЭМП применяют в регистрирующих измерительных приборах, бытовой технике, в периферийных устройствах

вычислительной техники. В регулируемых ЭМП характеристиками механического движения на выходе управляют изменением продолжительности включенного состояния или напряжения питания двигателя. Они работают в режиме ПКР с частыми пусками, остановками, реверсами, со сравнительно быстрыми изменениями выходной скорости. Их применяют в установках автоматического регулирования, в промышленной энергетике, в авиационной, космической, ракетной технике и т.п. Так как регулируемый привод работает в условиях непрерывного изменения нагрузки, частых пусках и остановках, реверсов, то их нагрузка имеет преимущественно динамический характер. В связи с этим основными требованиями к регулируемым МП является малая инерционность, простота силорегулирования, стабильность характеристик.

2. Основные схемы винтовых механизмов. (3 рисунка) Параметры.

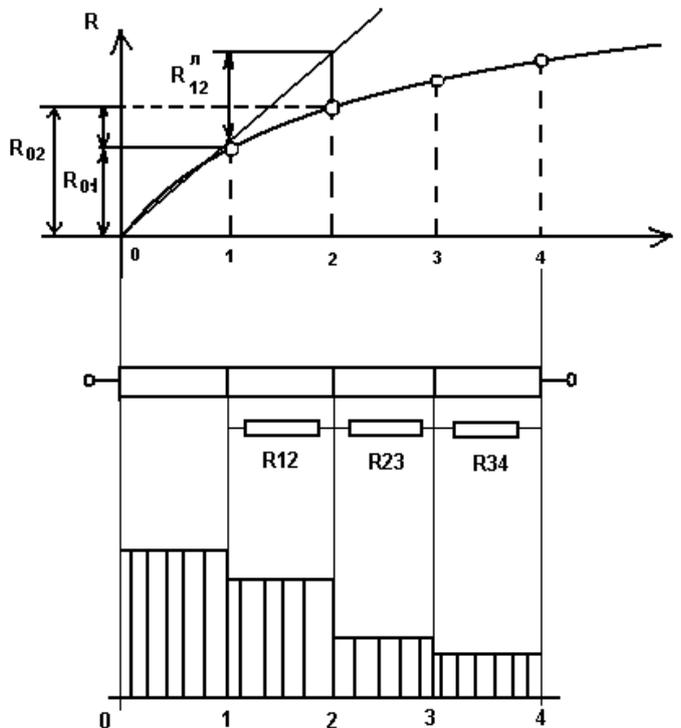
Типы резьб, используемых в винтовых механизмах.

3. Методы проектирования функциональных потенциометров. Достоинства и недостатки. (51)

Методы расчета функциональных потенциометров.

Основой их расчета является статическая характеристика как функция величины смещения токосъемника, т.е. $R_x = R_0 f\left(\frac{l_x}{l_0}\right)$, которая задается аналитически, графически.

1) Метод электрического шунтирования.



В пределах каждого из участков функцию аппроксимируют прямой линией. Количество и протяженность отдельных участков зависит от вида функции и допустимой погрешности аппроксимации. На каждом участке можно рассчитать параметры соответствующего линейного потенциометра. В результате при постоянной ширине каркаса, получим каркас со ступенчатым изменением высоты на отдельных участках. Однако для получения кусочно-ломаной характеристики более удобно использовать шунтирование линейного потенциометра. Для этого считают параметры линейного потенциометра на участке 01 и на всю рабочую длину каркаса наматывают проволоку, соответствующую

параметрам этого расчета, остальные участки аппроксимации шунтируют.

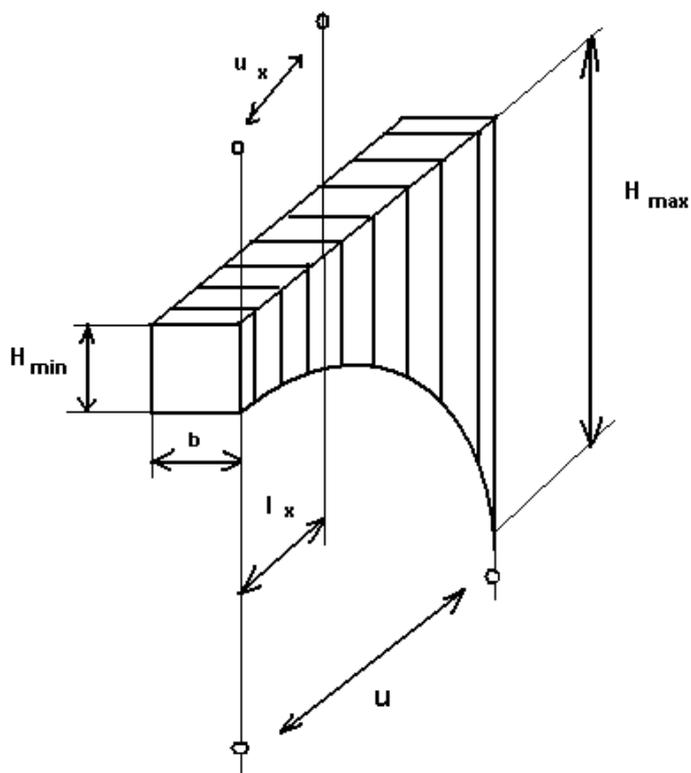
$$\frac{1}{R_{12}^{\text{ш}}} = \frac{1}{R_{12}} - \frac{1}{R_{12}^{\text{л}}}$$

Где R_{12} – требуемое сопротивление на участке 12 в соответствии с функцией $R(l_x)$

$R_{12}^{\text{л}}$ – сопротивление на участке 12 по линейному потенциометру первого участка 01.

Метод электрического шунтирования может быть применен для воспроизведения функции $R(l_x)$ с точностью аппроксимации порядка 0.01 – 0.02%. Если такой точности по техническим условиям оказывается недостаточно, то расчет функциональных потенциометров проводят методом геометрического профилирования.

2) Метод геометрического профилирования.



При этом конфигурация профиля каркаса выполняется сложной в соответствии с заданной формулой $R = f(l_x)$

При смещении на Δl сопротивление

меняется на величину $\Delta R = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l$,

где dl первая производная функции $R = f(l_x)$.

Справедливо соотношение на 1 виток:

$$\Delta R_1 = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l_1 = \frac{dR}{dl} \cdot d_{\text{в}}, \text{ т.к.}$$

$$\Delta l \approx du \approx t$$

где t – шаг намотки потенциометра, $d_{\text{в}}$ – диаметр провода с изоляцией.

Разделим на ρ и умножим на S :

$$\frac{\Delta R_1}{\rho} \cdot S = l_{\text{сп}} = \frac{dR}{dl} \cdot \frac{d_u \cdot S}{\rho}, \text{ где } l_{\text{сп}} -$$

длина провода одного витка.

Для каркаса с прямоугольным сечением $l_{\text{сп}} \approx 2 \cdot (H + b)$:

$H \approx [S \cdot \frac{du}{2\rho} \cdot \frac{dR}{dl} - b]$ - высота каркаса изменяется в соответствии с первой производной

$$R = f(l_x)$$

Для проволочного потенциометра производят проверку с целью обеспечения заданного режима работы. При этом используют уравнение теплового баланса:

$$\frac{U^2}{R_0(1 + \alpha \cdot \Theta)} = R \cdot S_k \cdot \Theta$$

R_0 – полное сопротивление обмотки при 0 С

α – температурный коэффициент работы

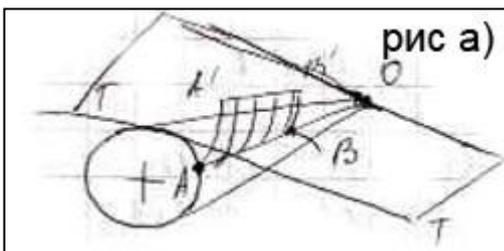
S_k – полная площадь обмотки потенциометра (внешней и внутренней)

Температура перегрева обмотки не должна превышать 200 С, т.к. при больших температурах многие металлы окисляются, что приводит к образованию пленки на поверхности провода.

Билет ХЗ№1

- 1) Конические передачи. Назначение. Геометрические параметры, передаточное отношение. Особенности расчета на прочность. (3)
- 2) Поводковые и упругие муфты Расчеты на прочность. (41)
- 3) Основные характеристики и параметры проволочных потенциометров. (53)

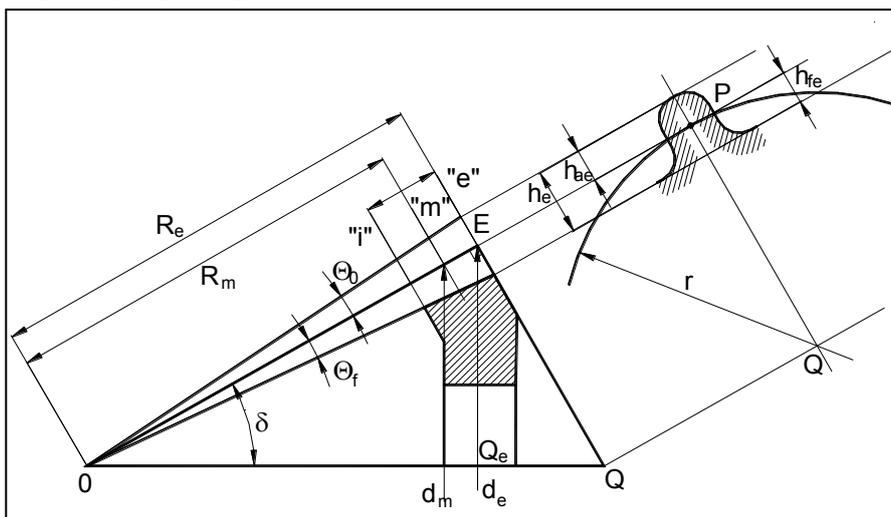
Вопрос 3. Конические передачи. Назначение. Геометрические параметры, передаточное отношение. Особенности расчета на прочность.



Конические передачи.

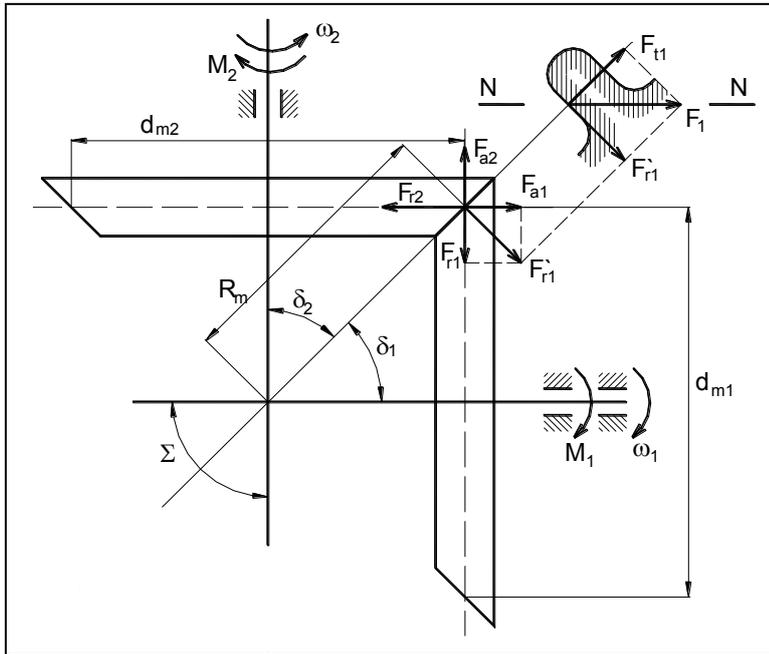
Конические зубчатые колеса (КЗК) используют для передачи движения между 2-мя пересекающимися осями или валами. Обычно угол пересечения = 90° . (P.S. на рис $\Theta_0 = \Theta_a$)

Боковая эвольвентная поверхность зуба КЗК м.б. образована при перекачивании без скольжения плоскости, касающейся основного конуса (рис.а). При перекачивании плоскости любая точка, лежащая на образующей конуса ОА, в



т. ч. точки А и В, описывают эвольвенты АА' и ВВ'. Все эвольвенты им. нач. точки на пов-ти конуса, а прямая АВ описывает в пространстве эвольвентную пов-ть. Основные геометрические параметры КЗК рассматриваются в осевом сечении (рис.б), где δ – угол делительного

конуса, θ_a – угол головки зуба, θ_f – угол ножки зуба. В кач. торцевого сечения КЗК рассматривают сечение поверхностью дополнительного делительного конуса, ось которого совпадает с осью колеса, а образующая Q_e перпендикулярна образующей его делительного конуса. Венец ЗК по ширине ограничен внешним "е" и внутренним "и" торцами. Сечение "m" есть сечение средним дополнительным конусом. Конусные расстояния до соотв. торцевых сечений обозначим через R_e, R_m , а делительные диаметры d_e, d_m .



Из геометрии КЗК видно, что при переходе от внешнего "е" к внутреннему "и" диаметры делительных окружностей уменьшаются, и => при постоянном числе зубьев колеса уменьшается их шаг и модуль колеса. $d_m < d_e$; $m_m < m_e$. Исходя из тах значения модуля, а также с учетом удобства измерений за стандартный принимают модуль m_e , соотв. внешнему торцевому сечению. В этом сечении при модуле m_e высота головки зуба h_{ae} , ножки зуба h_{fe} , соотношение между делит. диаметрами им. вид: $d_m = d_e - b \sin \delta$. Разделим на Z , получим: $m_m = m_e - (b/Z) \sin \delta$.

При передаче движения КЗКам их делительные конусы перекатываются друг по другу без скольжения, а линия ОЕ явл. осью мгновенного вращения одного КЗК отн. другого. Для точки Р на линии им. равенство окружных скоростей: $V_{p1} = V_{p2}$ или $\omega_1 d_{m1} = \omega_2 d_{m2}$. Из геометрии КЗК: $d_{m1} = 2R_m \sin \delta_1$; $d_{m2} = 2R_m \sin \delta_2$; $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$. Передаточное отношение конической передачи: $i = \omega_1 / \omega_2 = d_{m2} / d_{m1} = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 = \text{tg} \delta_2 = \text{ctg} \delta_1$.

При передаче крутящего момента на линии контакта зубьев развиваются удельные давления. При анализе силовых соотношений равнодействующих нормальных давлений, прикладываемых в точке полюса Р, в среднем торцевом сечении. F_1 направлена по линии зацепления NN. К ведущему колесу приложена равнодействующая F_1 , кот. расклад на 3 составляющие:

окружная сила: $F_{t1} = \frac{2M_1 k}{d_{m1}} = F_1 \cos \alpha$

радиальная сила: $F_{r1} = F_{r1}' \cos \delta_1 = F_{t1} \text{tg} \alpha \cos \delta_1$;

осевая сила, $F_{a1} = F_{r1}' \sin \delta_1 = F_{t1} \text{tg} \alpha \sin \delta_1$.

На ведомом колесе соответственно имеем: $F_{r2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{r1}$.

Наличие осевых сил F_{a1}, F_{a2} является недостатком конических ЗП, т.к. в общем случае требует применения в опорных узлах конструкции ЗК радиально-упорных подшипников. В торцевых сечениях профиль зубьев конического колеса соответствует профилям некоторых прямозубых колес (рис.б). В связи с эти при расчете на прочность КЗК заменяют эквивалентными прямозубыми колесами, исходя из условия, при котором радиус делительной окружности эквивалентного колеса равен образующей внешнего дополнительного конуса, т.е.

$r_3 = Q_p = Q_e E / \cos \delta = d_e / (2 \cos \delta) = (m_m + b \sin \delta / Z_m) Z / (2 \cos \delta) \approx Z^* m_m / 2 \cos \delta$. Для эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса диаметр делительной окружности $d_3 = 2r_3 = m Z_3$; При

$m = m_m$. $Z_3 = Z / \cos \delta$; Расчет КЗК на изгибную прочность им вид: $m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M \cdot k \cdot Y_{F3}}{\psi_b Z_3 [\sigma_F] \cdot 0,85}}$, где

Y_{F3} – к-т формы зуба для приведенного числа зубьев Z_3 ;

0,85 – учитывает понижение допускаемой нагрузки на коническую ЗП по сравнению с цилиндрическими.

Расчетное значение модуля во внешнем торцевом сечении: $m_e = m_m + (b/Z) \sin \delta$

Полученное значение m_e округляют в большую сторону до стандартных значений по ГОСТу.

Вопрос №41. Поводковые и упругие муфты. Расчет на прочность.

Поводковые и упругие муфты (ПиУМ) занимают следующее место в классификации муфт:

Муфты \ Постоянные (соединительные)\Подвижные (компенсирующие)\Поводковые и упругие.

ПиУМ являются наиболее распространенными среди муфт, служащих для присоединения редукторов проводов к электродвигателям. Эти муфты могут передавать вращение при небольшом радиальном смещении валов. Поводковая муфта состоит из двух фланцев 1 и 2

(рис. 41.1 а), закрепляемых на валах. На одном из фланцев имеется палец (поводок) 3, на другом – соответствующий вырез. Упругая муфта (рис 41.1 б) кроме ланцев 1, на каждом из которых укреплены по два пальца 2, имеет еще и промежуточный упругий элемент 3 с четырьмя отверстиями. Упругий элемент изготавливают из твердой резины, кожи и прочих материалов. При работе поводковой и упругой муфт возможны погрешности в передаче движения. Они возникают из-за радиального смещения валов, зазора между пальцем и отверстием в упругом элементе или из-за деформации упругого элемента. Для выбора зазора применяют пружины. На (рис 41.1 в) показана муфта с зазорывыбирающей пружиной, а на (рис 41.1 г) – поводковая муфта, позволяющая быстро разъединять валы. Это достигается с помощью укрепления пальца на специальной

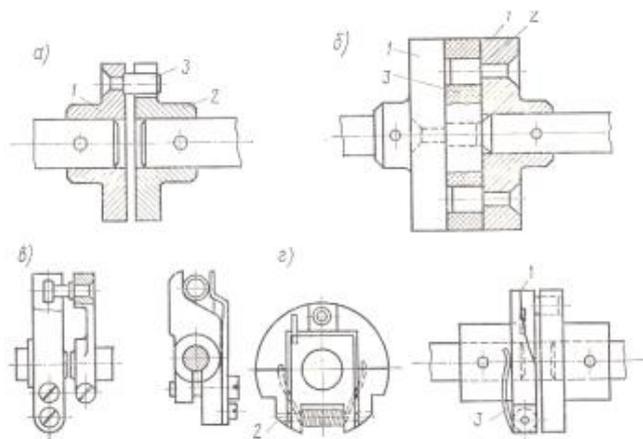


Рис. 41.1

оси 2. Рабочее положение этой детали фиксируется пружиной 3. У поводковой и упругой муфт поводки рассчитываются на изгиб, принимая, что изгибающая сила ($2 \cdot M_k / D$) приложена к вершине поводка. Тогда, пользуясь уравнением прочности имеем:

где $\sigma_{и} = M_{и} / W_{и} \leq [\sigma_{и}]$

$$\text{получим } \sigma_{и} = \frac{64 \cdot M_k \cdot h}{\pi \cdot D \cdot z \cdot d_f^3} \leq [\sigma_{и}]$$

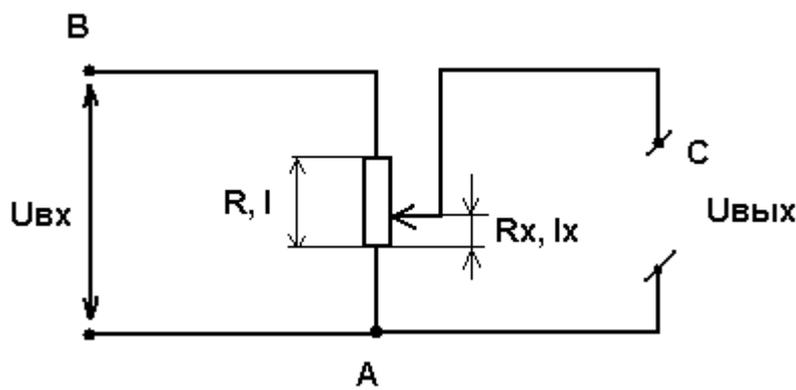
$$\text{откуда } d_f \geq \sqrt[3]{\frac{64 \cdot I_{\dot{E}} \cdot h}{\pi \cdot D \cdot z \cdot [\sigma_{\dot{E}}]}}$$

где h – высота поводка, D – расстояние между поводками, z – число поводков, $d_{п}$ – диаметр поводка.

$$\text{Упругий элемент муфты проверяют на смятие: } \sigma_{\dot{N}i} = \frac{2 \cdot I_{\dot{E}}}{D \cdot z \cdot h \cdot d_f} \leq [\sigma_{\dot{N}i}]$$

При выборе поводковых и упругих муфт, применяемых в точных передачах приборов, приходится обращать внимание и на значение К.П.Д. муфты и характер создаваемых этими муфтами погрешностей.

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.



Простейший из них на рис. а.
На проводники в т. А и В
подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{\text{вых}}$

$$U_{\text{вых}} = U_{\text{вх}} \frac{R_x}{R}$$

Если выполнено условие

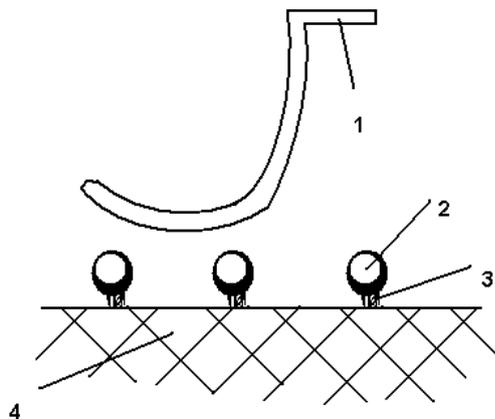
$$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x}, \text{ то } U_{\text{вых}} \text{ прямо}$$

пропорционально смещению

щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

Если $R_x = f(l_x)$, то есть $U_{\text{вых}} = f(l_x)$.

Проволочные потенциометры.



Резисторный элемент в виде проволоки 2 с электроизоляционной обмоткой 3, намотанной на каркас, 1 – щетка – подвижный электросъемник.

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Для изготовления потенциометров используют проволоки из константана, нихрома сплавов на основе Pb, Au, Pd, которые обладают большим сопротивлением, малым коэффициентом линейного расширения, высокой коррозионной стойкостью.

В зависимости от конфигурации каркаса их делят на:

- Стержневые (пластинчатые)
- Дуговые (кольцевые)

Каркасы изготавливают из Al сплава, гетинакса, текстолита и термопластичных материалов.

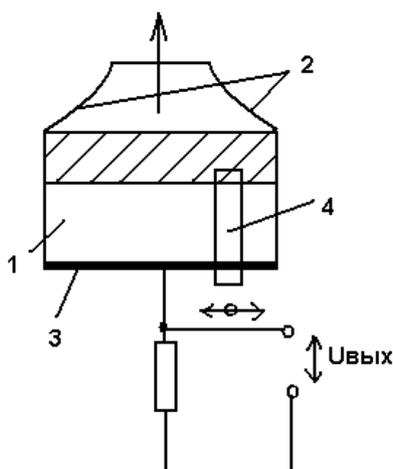
Характеристики потенциометров:

- 5) Электрические (полное сопротивление, мощность, предельное рабочее напряжение и т.д.)
- 6) Механические (угловое или линейное перемещение движка, момент трогания)

Параметры:

Удельное электрическое сопротивление, размеры поперечного сечения и т.д.

Фотопотенциометры



В простейшем случае представляет собой трехслойную структуру (рис2), которая включает фотопроводящий слой, распределенный резисторный слой (2) и коллектор => световой зонд (пятно) 4 вместе с коллектором 3 выполняют функции токосъемника и создают в пределах светового пятна фотопроводимость => на участке между резистором и коллектором засветили светом. Возникает проводящий контакт. $U_{\text{вых}}$ является функцией светового зонда на фотослое и снимается сопротивление R_n .

Выбором конфигурации резисторного слоя можно обеспечить различные зависимости $U_{\text{вых}}$ от положения светового зонда.

Основные характеристики проволочных потенциометров.

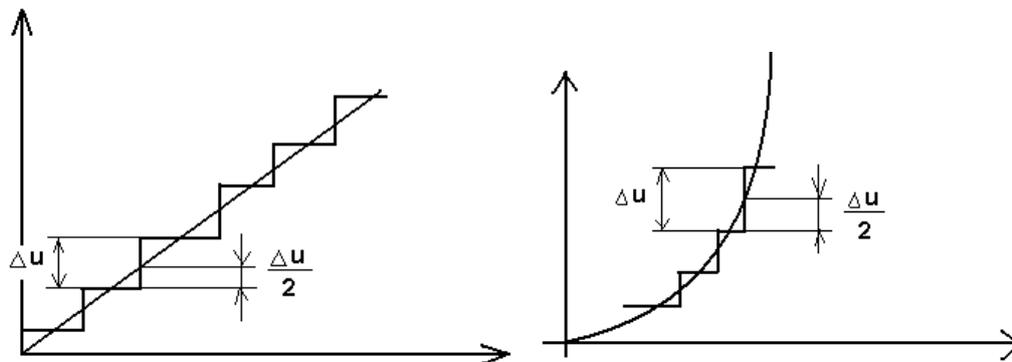
$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Значение R минимальное ограничено допустимым нагревом потенциометра при постоянной величине напряжения $U_{\text{вх}}$. Максимальное – технологическими возможностями изготовления проводника с малыми размерами поперечного сечения провода S .

1) Относительная погрешность сопротивления потенциометра:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} \cdot \frac{l}{S} + \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{\rho}{S} - \rho \cdot l \cdot \frac{\Delta S}{S^2}$$

2) Разрешающая способность



Равномерное перемещение токоъемника ведет к дискретному изменению выходного напряжения. Ступенчатый вид статической характеристики объясняет скачкообразное изменение сопротивления и напряжения от одного витка к другому. Скачки характеризуют разрешающую способность потенциометров

$$\Delta u = \frac{u}{n}$$

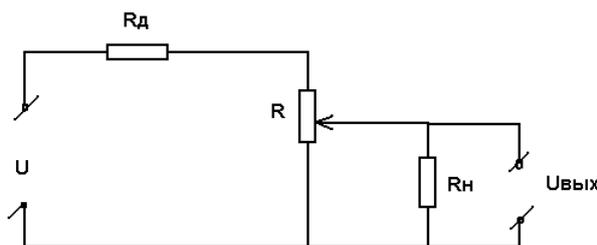
где n – число витков.

Она связана с витковой погрешностью, которая определяется как отклонение реальной статической характеристики от теоретической.

Для нелинейного потенциометра:

$$\delta = \frac{\Delta u}{2u} \text{ и определяется по наиболее крутому участку характеристики}$$

3) Максимальная мощность рассеяния



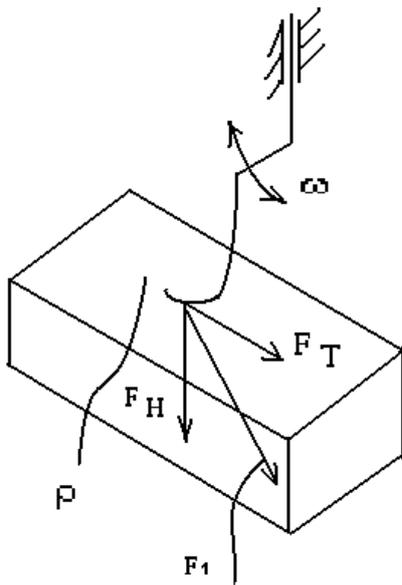
Величина мощности, которая может рассеиваться потенциометром в заданных условиях эксплуатации при сохранении параметров в установленных пределах. Различают номинальную и действительную мощность рассеивания. Номинальная – в режиме хх при $R_{\text{H}} = \infty$

$$P_{\text{H}} = \frac{U^2}{R}$$

При наличии R_{H} действительная мощность рассеяния потенциометра зависит от коэффициента нагрузки и схемы включения потенциометра.

Для рис. а: $P = P_H \left(\frac{k}{1+k} \right)^2$, где $k = \frac{R_H}{R}$

Вращающий момент токосъемника.



В токосъемнике вращающий момент определяется как:

$$M_{\Pi} = F_T \cdot r = f \cdot F_H \cdot r \quad f = \operatorname{arctg}(\rho)$$

где F_T – сила трения между токосъемником и обмоткой потенциометра,

r – расстояние между местом контакта и осью вращения,

f – коэффициент трения между токосъемником и обмоткой потенциометра.

На рисунке глюк: ρ - это угол между F_1 и F_H
(исправлять картинку ломает)

Билет №ХЗ 2

- 1) Зубчатые передачи. Классификация. Основная теорема зацепления. (18)
- 2) Фрикционные механизмы с гибкими связями.
- 3) Регуляторы скорости. Назначение. Классификация. Основные параметры.

Зубчатые передачи. Классификация. Основная теорема зацепления.

Зубчатые передачи – механизмы, в которых передача движения осуществляется с помощью зубчатого зацепления. По сравнению с другими механизмами они имеют малые габариты, значительный диапазон передачи мощностей (до 100 000 кВт) и скоростей (до 200 м/с), высокие КПД (для 1-й пары колес до 0.97-0.98), просты и надежны в эксплуатации. К их недостаткам можно отнести сложность изготовления, высокую стоимость, шум при работе, ограниченность ряда передаточных отношений

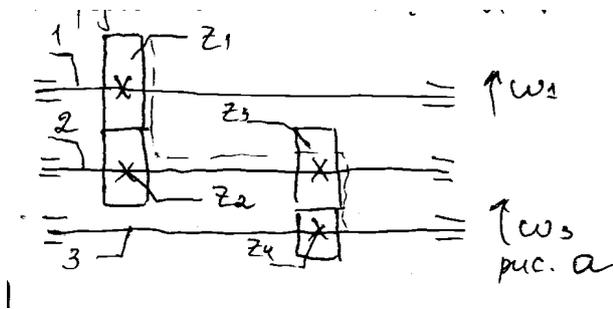


Рисунок а. Многоступенчатый редуктор

Значение i является основной кинематической характеристикой ЗП и определяет отношение угловых скоростей ω_1 и ω_2 при передаче движения от первого

ко второму: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

Если движение осуществляется от ведущего к ведомому колесу, то индекс 12 опускается, т.к. зубья равномерно расположены на теле колеса и поворот ведущего на 1 зуб вызывает поворот ведомого тоже на 1 зуб $i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$

отношения чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего (шестерни)

называется передаточным числом без учета, какое из них ведущее.

В случае многоступенчатого редуктора (рис. а) для валов 2,3 можно записать:

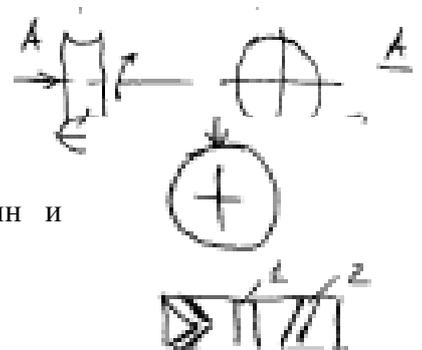
$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{12}} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{23}} = \omega_2 \frac{z_3}{z_2}$$

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = i_{12} \cdot i_{23}$$

Классификация зубчатых колес:

- 21) По характеру движения осей:
 - а. Обычные передачи (имеют неподвижные в пространстве оси всех колес)
 - б. Планетарные передачи (оси одного или нескольких колес подвижны в пространстве)
- 22) По взаимному расположению осей:
 - а. С параллельными осями (цилиндрические передачи)
 - б. С пересекающимися осями (конические)
 - в. С перекрещивающимися осями (гиперboloидные, червячные, винтовые и др)

Рисунок б. Зубчатые колеса с перекрещивающимися осями.



- 23) По относительному расположению поверхностей вершин и впадин (передачи внешнего и внутреннего зацепления)
- 24) По расположению зубьев на колесе:
 - а. Прямозубые (1)

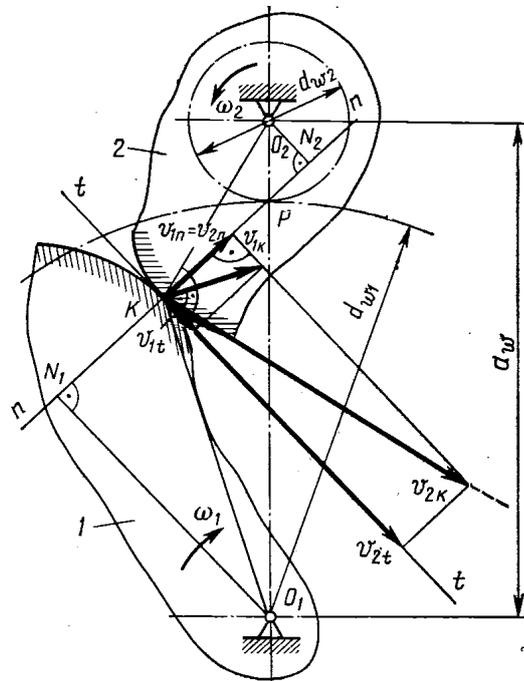
- b. Винтовые (2)
- c. Косые и шевронные

Рисунок в. Расположение зубьев на колеса

- 25) По профилю зубьев колес:
 - a. Передатки с эвольвентным зацеплением, когда профили являются эвольвентами окружностей
 - b. Передатки с циклоидальным зацеплением (профиль зубьев образуется циклоидами)
- 26) По характеру преобразования движения:
 - a. Вращательное во вращательное
 - b. Вращательное в поступательное (реечное)
- 27) По числу ступеней механизма:
 - a. Одноступенчатые
 - b. Многоступенчатые
 - c. Однотипные
- 28) По характеру изменения передаваемой скорости:
 - a. С понижением скорости вращения ведомого вала (редуктора)
 - b. С повышением скорости вращения ведомого вала (мультипликаторы)
- 29) По передаточному отношению:
 - a. $i = \text{const}$
 - b. $i = \text{var}$ (кругл. колеса)
- 30) По конструктивному исполнению ЗП могут быть:
 - a. Открытые (Тихоходные)
 - b. Закрытые (Быстроходные с обильным смазыванием)

Первым из основных требований к ЗП является постоянство передаточного отношения. Для этого профили зубьев должны быть очерчены кривыми, удовлетворяющими основной теореме зацепления.

Основная теорема зацепления



Исходным требованием к форме профилей зубьев является получение постоянства передаточного отношения в процессе зацепления зубьев колес. Для обеспечения этого требования форма профиля зуба должна определяться в соответствии с основной теоремой зацепления: нормаль np к профилям зубьев колес в любой точке их касания должна проходить через одну и ту же точку P на линии центров O_1O_2 , называемую полюсом зацепления и делящую межосевое расстояние на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям колес (рис).

Вывод теоремы. Известна угловая скорость ω_1 зубчатого колеса 1, а следовательно, и окружные скорости точек профиля его зуба, в том числе и точки K касания профилей зубьев (рис), $v_{1K} = \omega_1 O_1K$. Для точки K профиля зуба ведомого колеса известно направление окружной скорости v_{2K} оно перпендикулярно радиусу O_2K . Из

очевидного условия, что проекции скоростей соприкасающихся точек K профилей зубьев колес 1 и 2 на общую нормаль np должны быть одинаковы, т.е. $v_{1n} = v_{2n}$, получаем

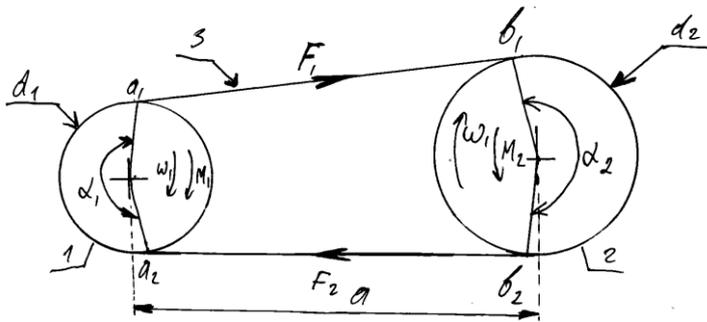
$\omega_1 O_1N_1 = \omega_2 O_2N_2$ или $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2N_2 / O_1N_1$. Из подобия треугольников O_1N_1P и O_2N_2P следует, что $O_2N_2 / O_1N_1 = O_2P / O_1P$. Отсюда $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2N_2 / O_1N_1 = O_2P / O_1P$.

Для получения постоянного передаточного отношения на всем участке зацепления зубьев необходимо, чтобы $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2P / O_1P = \text{const}$. Таким образом, при передаче зацеплением общая нормаль к профилям зубьев в любой точке их касания при повороте колес должна проходить через одну и ту же точку P , которая делит межосевое расстояние

a_0 на отрезки, обратное отношение которых (O_2P/O_1P) равно передаточному отношению $i = \omega_1 / \omega_2$. Профили зубьев колес передачи называют сопряженными, если они соответствуют основной теореме зацепления.

Из кривых, удовлетворяющих требованиям теоремы зацепления, является эвольвента окружности.

Вопрос № 40. Фрикционные механизмы с гибкими связями. Элементы конструкции. Кинематические и силовые соотношения.



Механизмы с гибкой связью применяются для передачи движения между валами с относительно большими межосевыми расстояниями. Передача возможна при любом расположении валов, но наиболее часто их применяют при параллельном расположении валов.

Основные звенья: ведущий

ролик 1, ведомый ролик 2 и гибкое звено 3 (рис). Гибкое звено - наиболее ответственное, от него зависит сцепляемость с роликами и долговечность механизма.

Гибкими звеньями могут быть ремни, струны, стальные канатики, шнуры. По характеру сцепления гибких связей с роликами различают передачу движения трением за счёт непосредственного соединения гибких звеньев с роликами. (d_1 - диаметр ведущего ролика, d_2 - диаметр ведомого ролика, a - межосевое расстояние, гибкое звено касается роликов в точках a_1, a_2, b_1, b_2 . α_1 - угол обхвата для ведущего ролика, α_2 - угол обхвата ведомого ролика).

γ - угол между ветвями гибкого звена. $\gamma = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$. Углы обхвата:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma; \alpha_2 = 180^\circ + 2\gamma$$

Длина ремня $L = \frac{\alpha_1 d_1}{2} + \frac{\alpha_2 d_2}{2} + 2a \cos \gamma$. При передаче движения с ведомого ролика на

ведущий, нагруженный моментом M_2 , происходит перераспределение начального натяжения $2F_0$ между ветвями гибкой нити на F_1 и F_2 ($F_1 + F_2 = 2F_0$) и остаётся неизменной.

Формула Эйлера: $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha_1}$, где f - коэфф. трения скольжения между нитью и роликами.

$$F_T = F_1 - F_2 = F_2 (e^{f\alpha_1} - 1) = F_1 (1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}})$$

Момент на ведомом ролике: $M_2 = F_T \cdot \frac{d_2}{2} = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} (e^{f\alpha_1} - 1)$. На ведущем

$$M_1 = F_T \cdot \frac{d_1}{2} = F_1 \cdot \frac{d_1}{2} (1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}})$$

Передаточное отношение: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2v_1}{d_1} \cdot \frac{d_2}{2v_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$. ξ - коэфф. упругого скольжения

Регуляторы скорости. Классификация (Разновидности). Основные параметры. (Основные характеристики). Достоинства и недостатки.

Примеры.

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

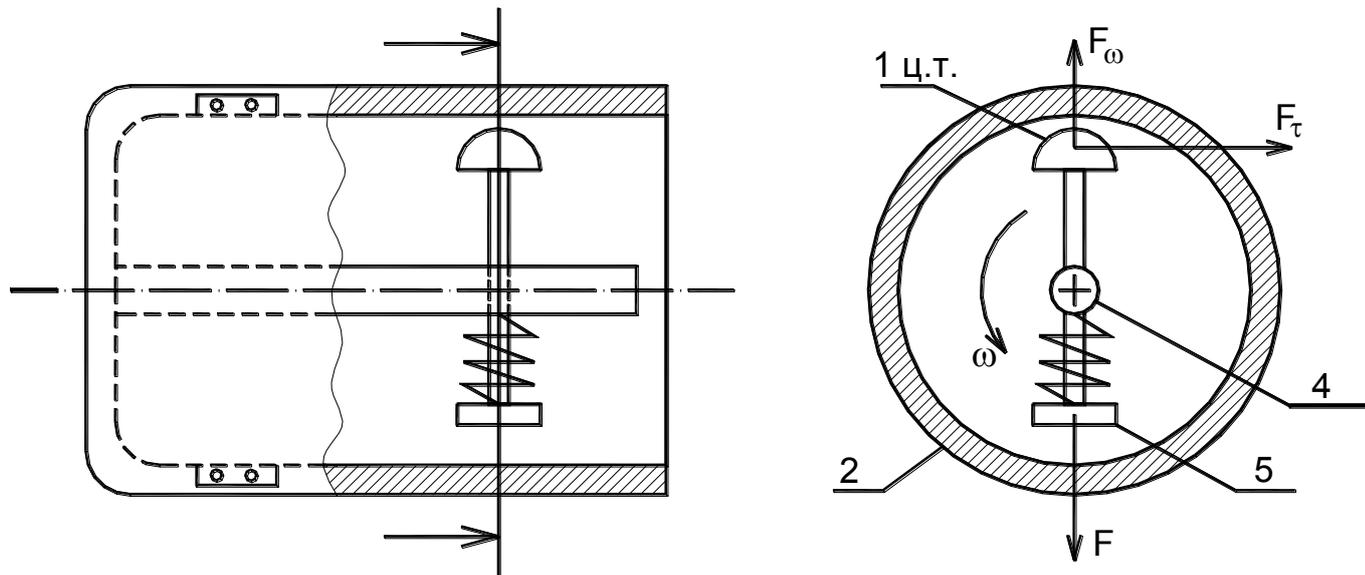
В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

Классификация:

19. Тормозные регуляторы.

- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.
 - Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.
20. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.

При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

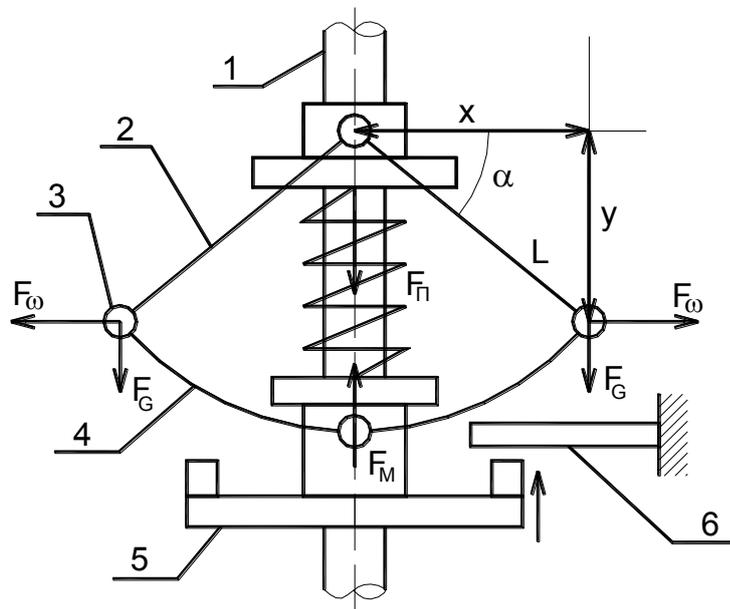
$$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2, \text{ где } m - \text{масса грузика, } n - \text{частота вращения вала}$$

регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$

$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Тормозные регуляторы осевого действия:



На валу регулятора 1 шарнирно закреплены две тяги 2, к которым присоединены инерционные грузики 3. Они при помощи тяг 4 шарнирно соединены с подвижной муфтой 5, свободно перемещающейся по валу регулятора 1.

В установившемся режиме вращения $\omega = \omega_i$ силы инерции грузиков F_ω , силы тяжести F_G (mg) и силы натяжения тяг равны. Подвижная муфта 5 не соприкасается с тормозной колодкой 6.

При увеличении скорости вращения вала муфта под действием центробежных сил

смещается вверх по оси вала и соприкасается с тормозной колодкой 6. В результате чего возникает сила трения F_T . Равновесное состояние механизма регулятора, при котором осевая сила, действующая на муфту F_M равна силе пружины F_i .

$2F_\omega x = 2F_G y + F_M \cdot 2y$, где x – радиальное положение инерционных грузиков по отношению к оси вращения вала; y – осевое положение грузиков относительно неподвижной муфты; $2y$ – осевое положение подвижной муфты.

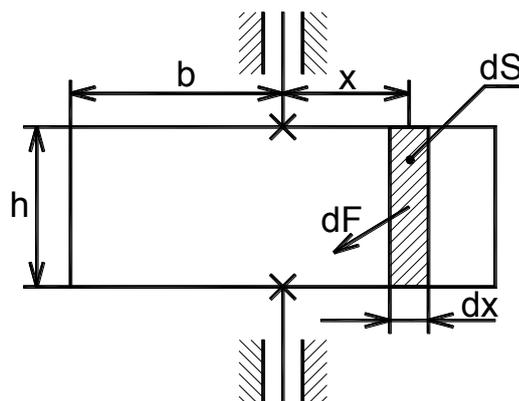
Сила, действующая на подвижную муфту: $F_M = \frac{F_\omega x - F_G y}{y} = F_\omega \cdot \operatorname{ctg} \alpha - F_G$

$$F_\omega = mx\omega^2 = ml \sin \alpha \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 n^2$$

Сила трения: $F_T = f(F_M - F_i)$

Момент трения: $M_T = r \cdot F_T = rf(F_M - F_i) = k_1 n^2 - k_2(F_i + F_G)$

В общем случае подвижную муфту можно соединить с устройством управления, которое обеспечивает автоматическое изменение движущего момента на валу источника движения в зависимости от изменения скорости вращения вала регулятора.



Воздушные регуляторы:

Две пластины (крылья) регулятора расположены по обе стороны вращающегося вала регулятора и жёстко связаны с ним. При их вращении возникает тормозной момент сопротивления воздуха. Сила сопротивления крыла при вращении зависит от формы крыла, плотности

воздуха, скорости v и определяется как: $dF_T = kv^2 dS$, где k – коэффициент пропорциональности.

$$v = \omega x = \frac{\pi n}{30} x; \quad dS = h dx \quad dF_T = kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^2 dx$$

Элементарный момент сопротивления двух элементарных площадок :

$$dM_T = 2x dF_T = 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx$$

Полный момент сопротивления получим путём интегрирования dM_T в пределах крыла b .

$$M_T = \int_0^b dM_T = \int_0^b 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx = \frac{kh}{2} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 b^4$$

Из-за малой вязкости воздуха применение воздушных регуляторов целесообразно при $n \geq 20000$ об/мин

Основным их преимуществом является возможность плавного или ступенчатого изменения момента торможения за счёт изменения площади крыльев или их расположения относительно оси регулятора.

Билет №ХЗ 3

1) Многоступенчатые зубчатые механизмы (редуктора, мультипликаторы, коробки скоростей и т.п.) Схемы, применение. Порядок расчета на прочность.(25)

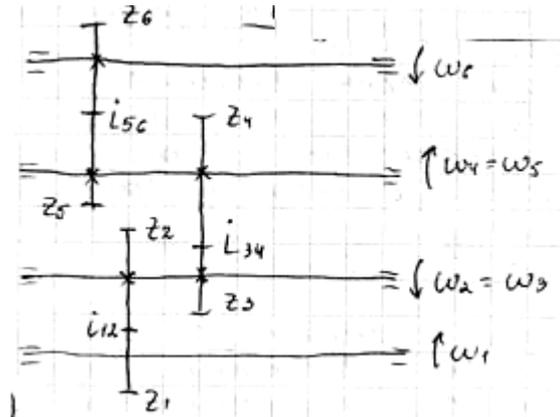
2) Функциональный потенциометр. Назначение. Классификация. Параметры. Характеристики.

3) Фрикционные механизмы. Назначение. Классификация. Конструктивные схемы. Кинематический и силовой расчеты. (60)

Вопрос 25. Многоступенчатые зубчатые механизмы (редуктора, мультипликаторы, коробки скоростей и т. п.). Схемы, применение. Порядок расчета на прочность.

В этих наиболее распространенных зубчатых механизмах на каждом промежуточном валу закреплены два зубчатых колеса.

Передаточное отношение зубчатого механизма с учетом направления вращения выходного вала относительно входного определяется как:



$$i_{1,n} = (-1)^m \frac{\omega_1}{\omega_n} = (-1)^m \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \dots = (-1)^m \cdot i_{12} \cdot i_{34} \dots$$

и равно произведению передаточных отношений всех отдельно взятых ступеней, где m – число ступеней в зубчатом механизме.

Через числа зубьев отдельных колес:

$$i_{1,n} = (-1)^m \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \dots$$

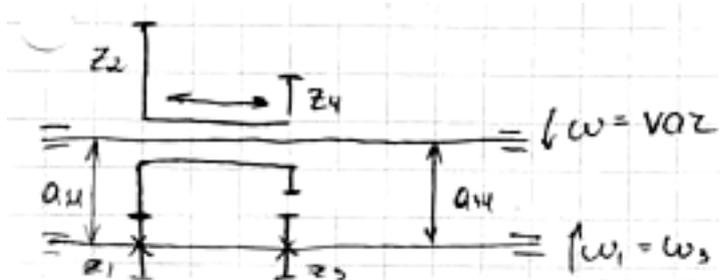
Четные номера – ведомые колеса, нечетные – шестеренки.

Общее передаточное отношение зависит от числа зубьев каждого колеса.

По соотношению скоростей ведущего и ведомого колес многоступенчатые механизмы делятся на:

- Редукторы, у которых скорость входного вала больше скорости выходного вала.
- Мультипликаторы, в которых скорость входного вала меньше скорости выходного вала.
- Коробки скоростей, в которых передаточное отношение может меняться скачкообразно. При этом заданной скорости вращения входного вала может соответствовать несколько дискретных значений выходного вала.

Зубчатые коробки скоростей.



В простейших зубчатых механизмах такого типа на ведущем валу закреплены 2 зубчатых колеса с различным числом зубьев Z_1 и Z_3 , а на ведомом установлен блок из 2-х колес Z_2 и Z_4 , имеющий возможность перемещаться вдоль оси вала. При осевом смещении

вала происходит поочередное зацепление двух пар зубчатых колес $Z_1 - Z_2$ и $Z_3 - Z_4$. В результате при постоянной скорости вращения вала $\omega_1 = \omega_3 = const$ скорость вращения ведомого изменяется скачкообразно, так что $\omega_2 \neq \omega_4$. Передаточное отношение определяется из соотношений:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}$$

Расчёт на прочность.

Расчет изгибной прочности

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot M \cdot K \cdot Y_F}{\psi_B \cdot Z \cdot m^3} \leq [\sigma_F]; \quad m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M \cdot K \cdot Y_F}{\psi_B Z [\sigma_F]}}$$

Данная формула является основной для

проектных расчетов зубьев ЗМ по напряжению изгиба. $\psi_B = 6 \dots 10$ для прямозубых колес, $\psi_B = 10 \dots 20$ для косозубых колес. Значения коэффициента формы зуба Y_F приводятся в справочниках, в зависимости от числа зубьев колес и коэффициента смещения X (при корредировании). Т.к. в зацеплении $m_1 = m_2 = m$, то при одинаковой ширине зубьев колес ψ_B постоянен и при отсутствии трения между профилями колес (КПД=1) для ЗК д. вып. условие $[\sigma_{F1}] / Y_{F1} = [\sigma_{F2}] / Y_{F2}$, которое соответствует равнопрочности зубьев в паре зацепления.

При увеличении числа зубьев Z коэффициенты формы зуба Y_F уменьшаются. Следовательно, при $Z_1 > Z_2$ соответственно $Y_{F1} > Y_{F2} \Rightarrow$ для выполнения условия равной прочности колеса с меньшим числом зубьев (шестерни) следует изготавливать из более прочного материала, чем колесо с большим числом зубьев. Это в 1-ую очередь относится к колесам с большим i , когда числа зубьев сильно различны. Расчет модуля ведут по колесу, для которого меньшее отношение $[\sigma_F]/Y_F$, что дает большее значение модуля зацепления m . Если $[\sigma_{F1}]/Y_{F1} < [\sigma_{F2}]/Y_{F2}$, то расчет модуля ведут по шестерне:

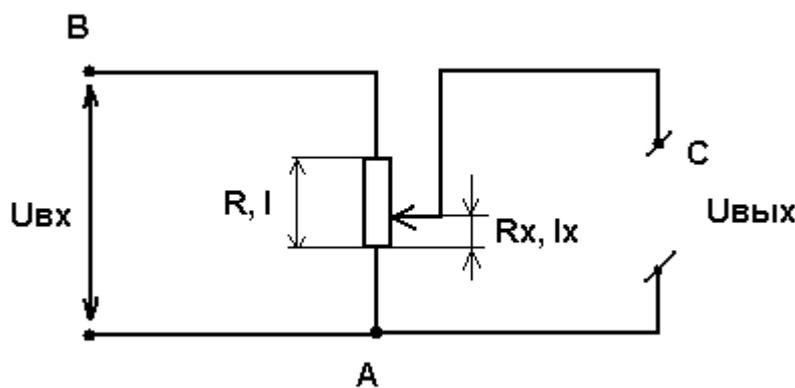
$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_1 K Y_{F1}}{\psi_a Z_1 [\sigma_{F1}]}} \text{, если } [\sigma_{F1}]/Y_{F1} > [\sigma_{F2}]/Y_{F2} \text{, то } m = \sqrt[3]{\frac{2M_2 K Y_{F2}}{\psi_a Z_2 [\sigma_{F2}]}} \text{. Расчет ведут по большему}$$

колесу. Расчетную величину m следует округлить до большего ближайшего значения по ГОСТу.

Функциональный потенциометр. Назначение. Классификация. Параметры.

Характеристики.

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.



Простейший из них на рис. а. На проводники в т. А и В подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{\text{ВЫХ}}$

$$U_{\text{ВЫХ}} = U_{\text{ВХ}} \frac{R_x}{R}$$

Если выполнено условие

$$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x} \text{, то } U_{\text{ВЫХ}} \text{ прямо}$$

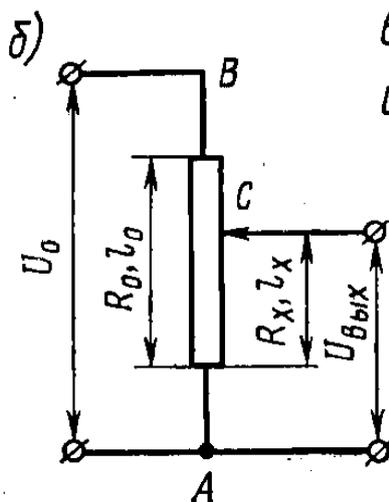
пропорционально смещению

щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

Если $R_x = f(l_x)$, то есть $U_{\text{ВЫХ}} = f(l_x)$ то потенциометр является функциональным.

Потенциометр предназначен для получения электрического сигнала, функционально зависящего от углового или поступательного перемещения токосъемного элемента (движка с контактами). Потенциометр представляет собой регулируемый делитель напряжения, выполненный на основе резистивного элемента. При соответствующем включении он может быть использован и как резистор с переменным сопротивлением.

Применение: В измерительных системах их используют как первичные преобразователи механического перемещения в электрическое напряжение. В автоматических системах потенциометры часто применяют как элементы обратной связи, а в вычислительной



технике — для реализации функциональных аналоговых зависимостей.

Зависимость $U_{\text{ВЫХ}} = f(l_x)$ - характеристика потенциометра.

Классификация функционального проволочного потенциометра по каркасу. Каркасы проволочных потенциометров подразделяют на кольцевую, пластинчатые, стержневые, дуговые, многооборотные.

Основные параметры и характеристики. Потенциометр является электромеханическим устройством, и поэтому его характеристики могут быть разделены на электрические (полное сопротивление, мощность, предельное рабочее напряжение и т. д.) и механические (угловое или линейное перемещение движка, момент трогания и т. д.).

Основные характеристики проволочных потенциометров.

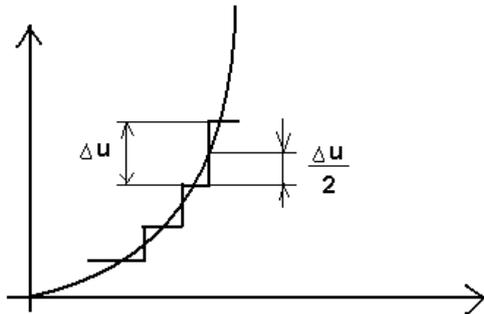
$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Значение R минимальное ограничено допустимым нагревом потенциометра при постоянной величине напряжения $U_{вх}$. Максимальное – технологическими возможностями изготовления проводника с малыми размерами поперечного сечения провода S .

1) Относительная погрешность сопротивления потенциометра:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} \cdot \frac{l}{S} + \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{\rho}{S} - \rho \cdot l \cdot \frac{\Delta S}{S^2}$$

2) Разрешающая способность



Равномерное перемещение токоъемника ведет к дискретному изменению выходного напряжения. Ступенчатый вид статической характеристики объясняет скачкообразное изменение сопротивления и напряжения от одного витка к другому.

Скачки характеризуют разрешающую способность потенциометров

$$\Delta u = \frac{u}{n}$$

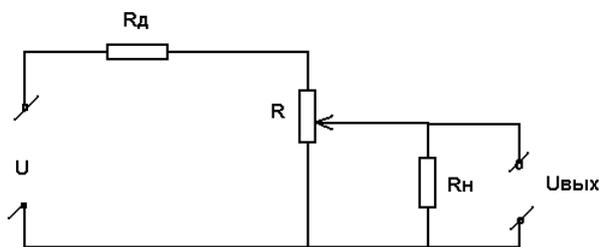
где n – число витков.

Она связана с витковой погрешностью, которая определяется как отклонение реальной статической характеристики от теоретической.

Для нелинейного потенциометра:

$$\delta = \frac{\Delta u}{2u} \text{ и определяется по наиболее крутому участку характеристики}$$

3) Максимальная мощность рассеяния



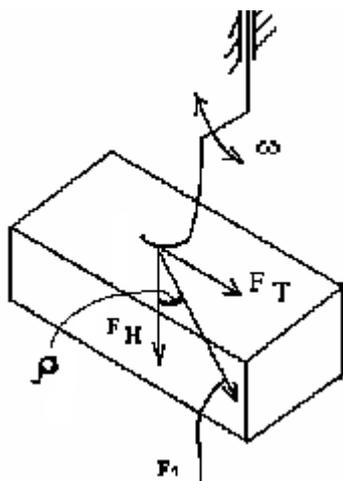
Величина мощности, которая может рассеиваться потенциометром в заданных условиях эксплуатации при сохранении параметров в установленных пределах. Различают номинальную и действительную мощность рассеивания.

Номинальная – в режиме хх при $R_H = \infty$

$$P_H = \frac{U^2}{R}$$

При наличии R_H действительная мощность рассеяния потенциометра зависит от коэффициента нагрузки и схемы включения потенциометра.

Для рис. а: $P = P_H \left(\frac{k}{1+k} \right)^2$, где $k = \frac{R_H}{R}$



Вращающий момент токоъемника.

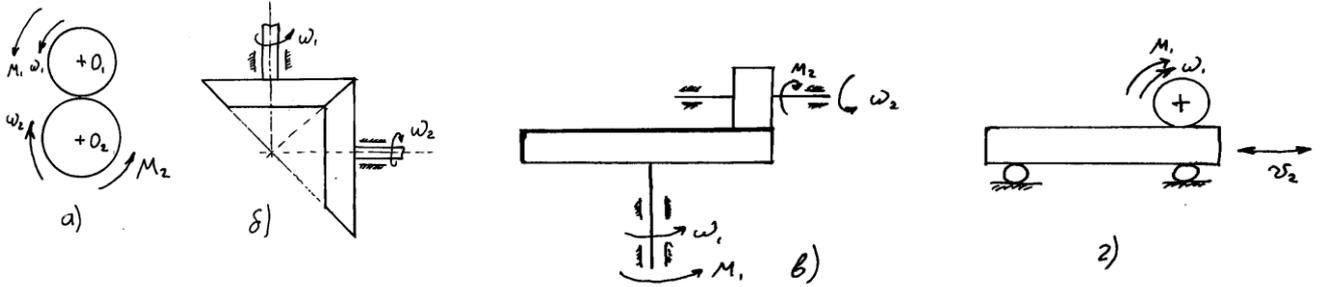
В токосъемнике вращающий момент определяется как:

$$M_{\Pi} = F_T \cdot r = f \cdot F_N \cdot r \quad f = \arctg(\rho)$$

где F_T – сила трения между токосъемником и обмоткой потенциометра,
 r – расстояние между местом контакта и осью вращения,
 f – коэффициент трения между токосъемником и обмоткой потенциометра.

При перемещении контакта по резистивной пов-ти потенциометра на шаг t сопротивление R_x изменится на размер сопротивления одного витка, т.е. на $\Delta R = \rho l_1 / A$. Поэтому приращение сопротивления на единицу перемещения движка $K = \Delta R / (\Delta l) = \rho l_1 / (A t)$, где K – параметр потенциометра. (A – площадь попереч. сеч. обмотки)

Вопрос 60. Фрикционные механизмы. Назначение. Классификация. Конструктивные схемы. Кинематический и силовой расчеты.

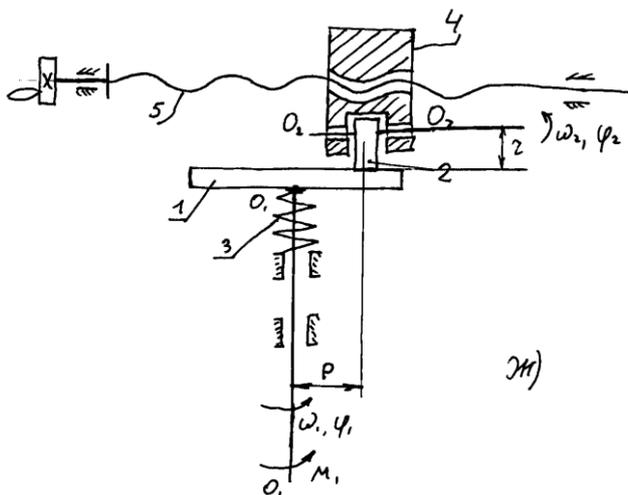


В них передача перемещения от ведущего звена к ведомому происходит за счет сил трения. Используются для передачи движения от ведущего к ведомому колесу, плавного изменения скорости вращения ведомого колеса при неизменном скорости вращения ведущего колеса, выполнения математических операций.

Для передачи вращения между параллельными осями используются фрикционные катки цилиндрической формы (рис а). Для передачи вращения между пересекающимися осями – катки конической формы (рис б)

Для передачи между скрещивающимися осями используется лобовой фрикционный механизм с ведущим звеном в виде вращающегося диска и ведомым звеном в виде вращающегося валика (рис в). Для взаимного преобразования вращательного и поступательного движений используют фрикционную передачу, состоящую из вращающегося диска и полосы с плоской рабочей поверхностью

По конструктивному признаку фрикционные передачи разделяют на виды: с непосредственным касанием ведущего ведомого звеньев (рис а-г), с промежуточными поверхностями между ведущим и ведомым звеньями, для чего чаще всего используют шарики (рис д), с промежуточными гибкими связями в виде лент, тросиков и т.д. (рис е).

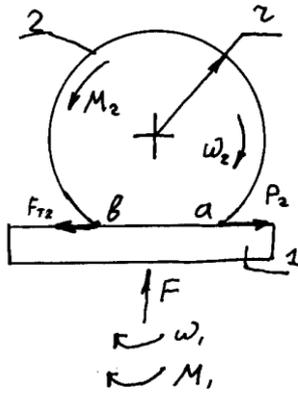


Вывод силовых и других соотношений для фрикционных механизмов осуществляется на примере любого фрикционного механизма, обладающего всеми характеристиками и свойствами из приведенной классификации таких механизмов.

Основными конструктивными элементами такого механизма являются:
 1-ведущий диск, вращающийся под действием M_1 с ω_1
 2-ведомый диск радиуса r вращающийся со скоростью ω_2 вокруг оси O_2O_2 , скрещивающееся с осью вращения диска O_1O_1

3-устройство для взаимного прижатия диска и ролика, выполненное в виде пружины сжатия

4- каретка смещающаяся с ролика 2 по поверхности диска 1 при вращении винта 5 ,в



результате чего изменяется рабочий радиус на поверхности диска ρ , так образуется плавно изменяющаяся угловая скорость вращения ролика

Силовые соотношения в ФМ

Для работы любого ФМ необходимо, что бы фрикционные катки и др звенья были прижаты друг к другу с некоторым усилием F , под действием которого возникает сила трения $F_{т2}$. В зоне соприкосновения диска с роликом кроме силы трения действует окружное усилие P_2 обусловленное моментом на диске и ролике. Отметим что на ведущем диске направление движения моментов M_1 и ω_1 совпадают, а на

ведомом катке-противоположны. Т.К. M_2 является моментом полезного сопротивления на ведомом звене с учетом всех действующих сил и сам диск и каток должны находится в равновесии. Сила трения между соприкасающимися поверхностями диска и катка $F_{т2}=f \cdot F$, окружное усилие $P_2=M_2/r$. Передача движения от ведущего диска к ведомому катку возможна лишь тогда, когда сила трения между ними больше окружного усилия

$$F_{т2} = k \cdot P_2 \quad fF = \frac{kM_2}{r}$$

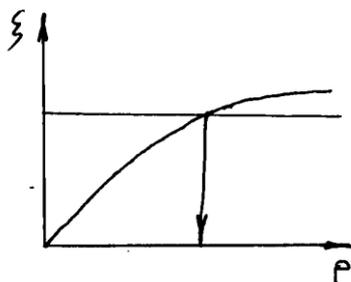
На практике $k=2..3$ для точных ФМ, $k=1,2...1,5$ для силовых ФМ

K называется коэффициентом запаса сцепления

Т.к. $F = \frac{k}{f} P_2$ то во ФМ необходимо создавать большие силы прижатия звеньев, если

$F_{т2} < P_2$, то происходит проскальзывание ведущего звена относительно ведомого, которое является 1м видом скольжения во ФМ. Оно приводит к износу рабочих поверхностей звеньев механизма, нагреву элементов его конструкции и выходу из строя. Во ФМ приборных устройств проскальзывание не допустимо, тк приводит к существенным погрешностям в передаче движения между звеньями. Оно устраняется выбором соответствующего значения k и сочетанием материала звеньев, обеспечивающих большой коэффициент трения.

Кинематические соотношения во ФМ



С учетом упругого скольжения, которое имеет место при наличии нагрузки в виде силы P_2 или момента полезного действия M_c передаточное отношение ФМ

$$\text{определяется как: } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r}{\rho(1-\xi)}$$

Так как ξ является функцией P_2 то i ФМ зависит от величины полезной нагрузки, что является их недостатком. Однако в приборных устройствах при малых величинах нагрузок это отношения можно считать практически

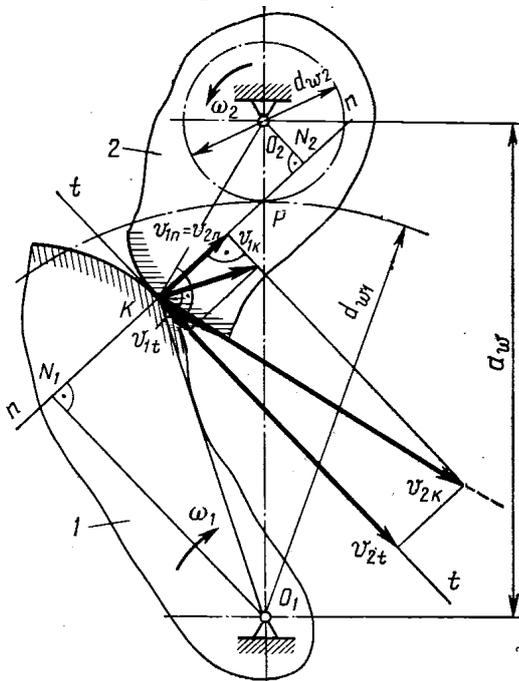
постоянным и не зависящим от изменения P_2 на ведомом звене.

Билет №ХЗ 4

- 1) Основная теорема зацепления. Ее практическое применение. Типы зубчатых зацеплений (**только эвольв**). Хар-ки и рекомендации по применению.
- 2) Винтовые мех-мы. Назначение. Кинематич. и силовые соотношения. (подразумевается передача винт гайка)
- 3) Потенциометры. Назначение. Классиф. Констр. схемы. Параметры и хар-к

1) Основная теорема зацепления. Ее практическое применение. Типы зубчатых зацеплений (только эвольв). Хар-ки и рекомендации по применению

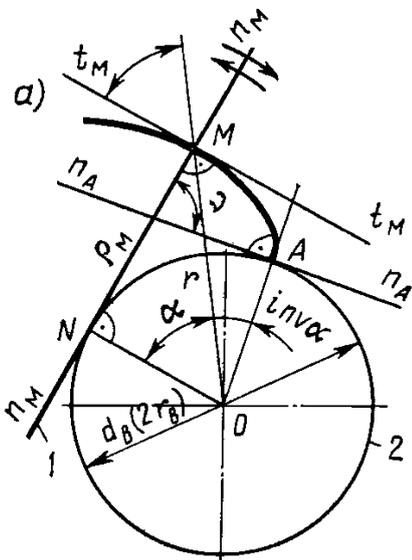
Основная теорема зацепления



Исходным требованием к форме профилей зубьев является получение постоянства передаточного отношения в процессе зацепления зубьев колес. Для обеспечения этого требования форма профиля зуба должна определяться в соответствии с основной теоремой зацепления: нормаль nn к профилям зубьев колес в любой точке их касания должна проходить через одну и ту же точку Р на линии центров O_1O_2 , называемую полюсом зацепления и делящую межосевое расстояние на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям колес (рис).

Вывод теоремы. Известна угловая скорость ω_1 зубчатого колеса 1, а следовательно, и окружные скорости точек профиля его зуба, в том числе и точки К касания профилей зубьев (рис), $v_{1K} = \omega_1 O_1 K$. Для точки К профиля зуба ведомого колеса известно направление окружной скорости v_{2K} оно перпендикулярно радиусу $O_2 K$. Из

очевидного условия, что проекции скоростей соприкасающихся точек К профилей зубьев колес 1 и 2 на общую нормаль nn должны быть одинаковы, т.е. $v_{1n} = v_{2n}$, получаем $\omega_1 O_1 N_1 = \omega_2 O_2 N_2$ или $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2 N_2 / O_1 N_1$. Из подобия треугольников $O_1 N_1 P$ и $O_2 N_2 P$ следует, что $O_2 N_2 / O_1 N_1 = O_2 P / O_1 P$. Отсюда $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2 N_2 / O_1 N_1 = O_2 P / O_1 P$. Для получения постоянного передаточного отношения на всем участке зацепления зубьев необходимо, чтобы $i = \omega_1 / \omega_2 = O_2 P / O_1 P = \text{const}$. Таким образом, при передаче зацеплением общая нормаль к профилям зубьев в любой точке их касания при повороте колес должна проходить через одну и ту же точку Р, которая делит межосевое расстояние a_w на отрезки, обратное отношение которых ($O_2 P / O_1 P$) равно передаточному отношению $i = \omega_1 / \omega_2$. Профили зубьев колес передачи называют сопряженными, если они соответствуют основной теореме зацепления. Из кривых, удовлетворяющих требованиям теоремы зацепления, является эвольвента окружности



Эвольвентное зацепление. Наиболее распространенным профилем зубьев колес, отвечающим требованиям основной теоремы зацепления, является эвольвента окружности. Эвольвентой называется кривая, представляющая собой траекторию движения любой точки прямой 1, перекатывающейся без скольжения по окружности 2 (рис. а). Прямая 1 называется производящей прямой, а окружность 2 — эволютой или (применительно к зубчатому колесу) основной окружностью. Как видно из рис. а,

$ON = OM \cdot \cos \alpha$ или $r_b = r \cdot \cos \alpha$, где $r = OM$. Так как в момент, зафиксированный на рис.а, точка N является мгновенным

центром вращения прямой 1, то отрезок прямой NM является радиусом ρ_m кривизны эвольвенты в точке М. Основная окружность является геометрическим местом

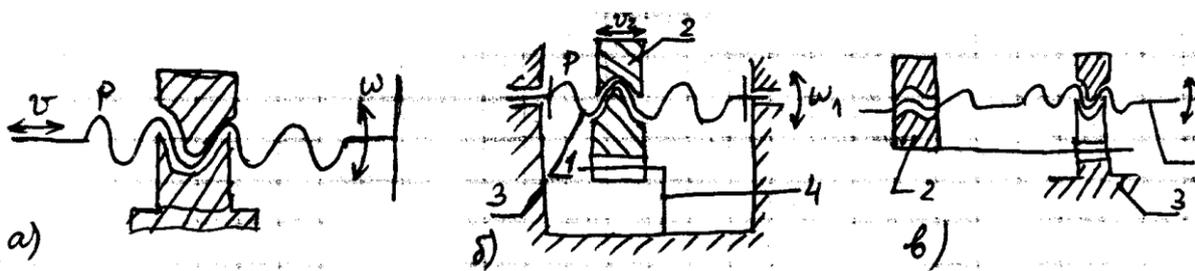
центров кривизны. При этом $\rho_m = NM = \overset{\sim}{AN}$. Из $\triangle ONM$ следует, что $\rho_m = r_b \cdot \text{tg } \alpha$; $\rho_m = \overset{\sim}{AN} = r_b (\text{inv } \alpha + \alpha)$; $r_b \cdot \text{tg } \alpha = r_b (\text{inv } \alpha + \alpha)$ и уравнения эвольвенты: $\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$; $r = r_b / \cos \alpha$.

Текущий угол α и радиус r определяют положение точки профиля эвольвенты. Для начальной точки А эвольвенты $\alpha = 0$ и $r = r_b$. Применительно к зубчатому колесу с эвольвентными профилями зубьев угол α называется углом профиля зуба (ГОСТ 16530—70), $\text{inv } \alpha$ — эвольвентным углом профиля зуба (ГОСТ 16531—70), угол ν (рис. а) — углом развернутости эвольвенты АМ зуба или просто углом развернутости. Угол развернутости — это угол между нормальными n_{AN} и n_{MM} к профилю зуба эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса в точке А и рассматриваемой точке М. Профили зубьев колес представляют собой две симметрично расположенные эвольвенты, образованные, например, точками K_L (левая) и K_P (правая) на производящей прямой nn при ее качении по основной окружности в ту и другую стороны.

2) Винтовые мех-мы. Назначение. Кинематич. и силовые соотношения. (подразумевается передача винт гайка)

Кинематические соотношения в винтовых механизмах.

Винтовой механизм обеспечивает взаимное преобразование вращательного и поступательного движений. Ведущий обычно винт. По назначению: отсчётные (не испытывают больших нагрузок и работающие на малых скоростях) и силовые (испытывают большие нагрузки, потери на трение уменьшаются).



При вращении винта в случае неподвижной гайки любая его точка кроме вращател. движ-я вокруг оси винта совершает также и поступательное движ-е по ней.

$$l = p\varphi / 2\pi \quad (p - \text{шаг резьбы, } \varphi - \text{угол поворота винта})$$

Это соотнош-е явл-ся статистической харак-кой винтового передаточного мех-ма. В ВМ с 2-мя винтовыми парами (рис) вместе с винтом 1 в том же направл-и движется и гайка, но при вращ-и винта гайка 2 также перемещ-ся относит-но него с шагом p_1 . След-но, гайка 2 в абсолютном движении по отношению к стойке 3 смещ-ся на величину $l_2 = (\varphi_1 p_1 + \varphi_2 p_2) / 2\pi$, где

φ_2 – угол поворота винта (В)1 вместе с гайкой (Г)2 относит-но стойки 3

φ_1 – угол поворота Г2 относит-но В1

Т.к. угол поворота Г2 в абсолютном движ-и равен 0, то $\varphi_2 = 0$, $\varphi_1 = -\varphi_2 = \varphi$ след-но,

$$l_2 = (p_1 \pm p_2) / 2\pi$$

Полученное выраж-е явл-ся статической характ-кой винтового передаточного мех-ма с 2-мя винтовыми парами. ‘-’ соответствует одинаковым направлениям винтовых линий на обоих участках (дифф. мех-м).

‘+’ – разным направл-м винтовых линий (интеграл.).

Передаточное отнош-е ВМ определяют путем дифф-я по времени его статич. харак-ки.

$$\frac{dl}{dt} = v_2; \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega_1 = \frac{v_1}{r_2}; \quad v_2 = \frac{p}{2\pi}$$

$$\omega_1 = (p/2\pi) * (v_1/r_2) = v_1 * \text{tg } \lambda$$

$i = v_1/v_2 = 1/\text{tg } \lambda$, где v_1 – окружная скорость точек винта, располож-х на образующей цилиндра диаметром d_2

v_2 – линейная скорость тех же точек

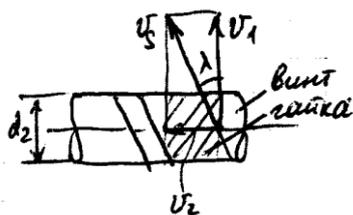
Практ-ки $\lambda = 20 \dots 25$ град

Т.к. векторы v_1 и v_2 взаимно перпенд-ны, то во время работы винтовой пары происходит относит. скольжение рабочих боковых поверх-тей винта и гайки. Скорость относит.

скольж-я v_S (рис. 8) направлена по касательной к винтовой линии и равна:

$$v_S = (v_1^2 + v_2^2)^{1/2} = v_1 / \cos \lambda$$

РИС.8



При ввинчивании винта в ВМ возникает сила сопротивл-я гайки, обусловленная окружным усилием F_t , приложенным по касательной к окруж-ти сред. диаметра d_2 .

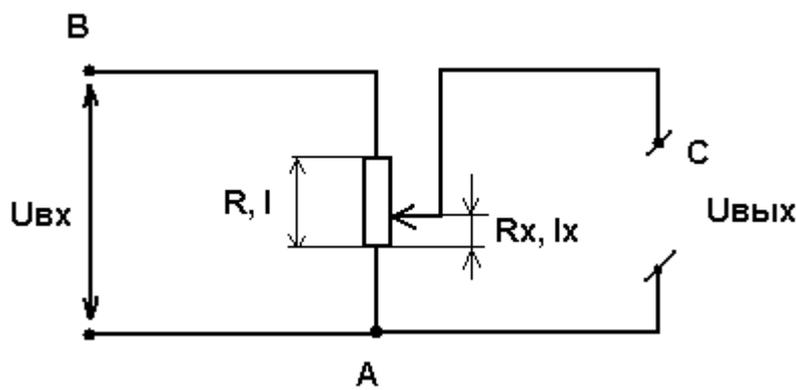
Соотнош-е м.д. F_t и осевой F_a :

$$F_t = F_a \cdot \text{tg}(\lambda + \rho), \text{ где}$$

$\rho = \text{arctg}(f)$, f – коэф-т трения покоя м.д. материалами Г и В

3) Потенциометры. Назначение. Классиф. Констр. схемы. Параметры и хар-к

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.



Простейший из них на рис.а.
На проводники в т. А и В
подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{\text{ВЫХ}}$

$$U_{\text{ВЫХ}} = U_{\text{ВХ}} \frac{R_x}{R}$$

Если выполнено условие

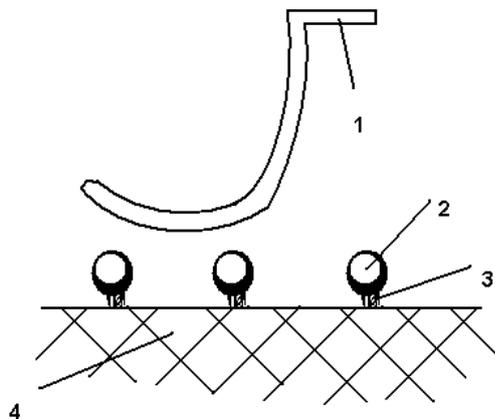
$$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x}, \text{ то } U_{\text{ВЫХ}} \text{ прямо}$$

пропорционально смещению

щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

Если $R_x = f(l_x)$, то есть $U_{\text{ВЫХ}} = f(l_x)$ то потенциометр является функциональным.

Проволочные потенциометры.



Резисторный элемент в виде проволоки 2 с
электроизоляционной обмоткой 3, намотанной на
каркас, 1 – щетка – подвижный электросъемник.

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

Для изготовления потенциометров используют
проволоки из константана, нихрома сплавов на
основе Pb, Au, Pd, которые обладают большим
сопротивлением, малым коэффициентом
линейного расширения, высокой коррозионной
стойкостью.

В зависимости от конфигурации каркаса их делят
на:

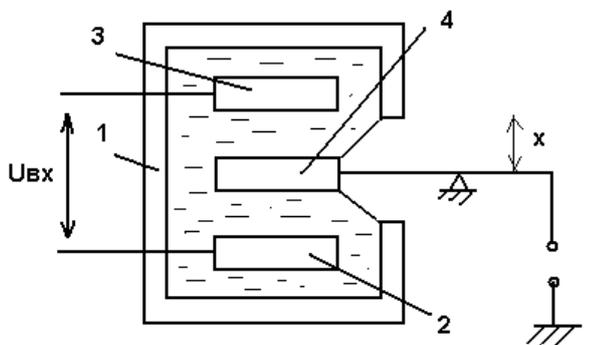
- Стержневые (пластинчатые)
- Дуговые (кольцевые)

Каркасы изготавливают из Al сплава, гетинакса, текстолита и термопластичных материалов.

Металлопленочные потенциометры.

В качестве резисторного элемента используется тонкая металлическая пленка, которая
нанесена на керамическую или стеклянную подложку. Для защиты от внешних
воздействий и механических повреждений ее герметизируют пленкой из фольги, по
которой перемещается подвижная щетка, жестко связанная с осью. Усилие контакта
прогибает мембрану, заставляя ее контактировать с пленкой.

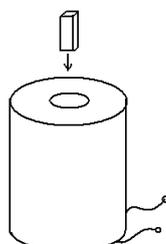
Жидкостные потенциометры.



Резисторным элементом является электролит
(раствор), который находится в замкнутой
ячейке. На рис. в в корпусе 1 расположены
неподвижные электроды 2, 3 и один
подвижный (4), который обеспечивает
сопротивление жидкого резистора.

$$G = \frac{S}{L} \text{ – геометрическая проводимость}$$

пространства электродов.



Индукционные потенциометры.

В них изменения выходного сигнала вызваны линейными или угловыми смещениями роторов или сердечников в магнитном поле

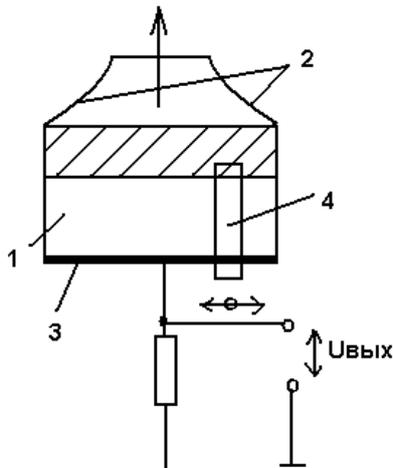
Характеристики потенциометров:

- 7) Электрические (полное сопротивление, мощность, предельное рабочее напряжение и т.д.)
- 8) Механические (угловое или линейное перемещение движка, момент трогания)

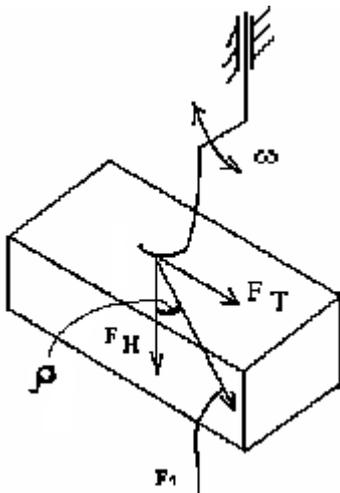
Параметры:

Удельное электрическое сопротивление, размеры поперечного сечения и т.д.

Фотопотенциометры



В простейшем случае представляет собой трехслойную структуру (рис2), которая включает фотопроводящий слой, распределенный резисторный слой (2) и коллектор => световой зонд (пятно) 4 вместе с коллектором 3 выполняют функции токосъемника и создают в пределах светового пятна фотопроводимость => на участке между резистором и коллектором засветили свет. Возникает проводящий контакт. $U_{\text{вых}}$ является функцией светового зонда на фотослое и снимается сопротивление R_n . Выбором конфигурации резисторного слоя можно обеспечить различные зависимости $U_{\text{вых}}$ от положения светового зонда.



Вращающий момент токосъемника.

В токосъемнике вращающий момент определяется как:

$$M_{\Pi} = F_T \cdot r = f \cdot F_N \cdot r \quad f = \text{arctg}(\rho)$$

где F_T – сила трения между токосъемником и обмоткой потенциометра,
 r – расстояние между местом контакта и осью вращения,
 f – коэффициент трения между токосъемником и обмоткой потенциометра.

Билет ХЗ №5

1. Проектирование редуктора по критерию минимума габаритов. Определение числа степеней передаточного отношения элементарных передач
2. Расчет линейных потенциометров.
3. Регуляторы скорости. Разновидности. Основные параметры

1. Проектирование редуктора по критерию минимума габаритов. Определение числа степеней передаточного отношения элементарных передач

рис а.

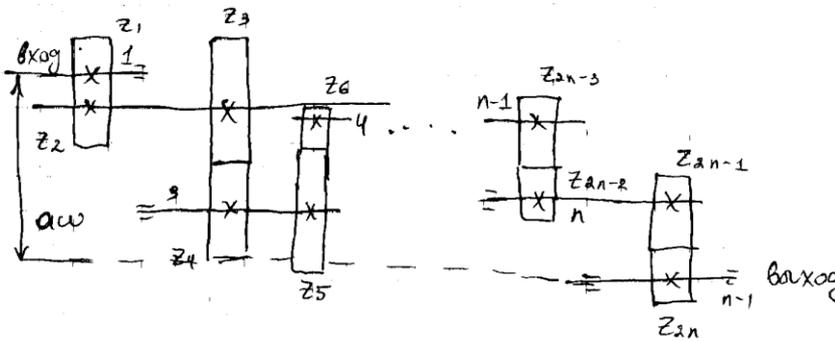
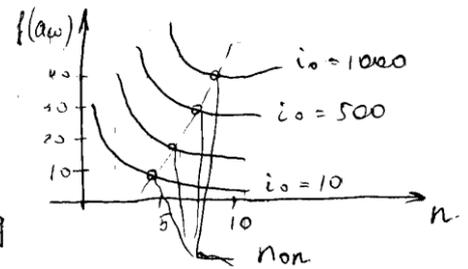


рис. б



При малых передаваемых мощностях, измеряемых Вт-ами или менее Вт, расчеты на прочность не ограничивают размеры колес. Такие редукторы проектируют исходя из конструкторских и технологичных соображений. При этом принимают единственное значение модуля для всех ступеней, а число зубьев шестерен одинаковым. Из **рис.а)** согласно принятым условиям:

$$z_1 = z_3 = z_5 = \dots = z_{2n-1} ; a_{\omega} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2 + z_3 + \dots + z_{2n-1} + z_{2n}) = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot (n + i_1 + i_2 + \dots + i_n), \text{ где}$$

n -модуль зубчатых пар, i_n – передаточное отношение каждой из них. Анализ функции

$$f(a_{\omega}) = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{m \cdot z_1} = n + i_1 + \dots + i_n$$

показывает, что её **min** соответствует условию равенства: $i_1 = i_2 = \dots = i_n$. Следовательно, передаточное отношение между ступенями можно представить как: $i_i = \sqrt[n]{i_0}$. С учетом этого $\rightarrow f(a_{\omega}) = n(1 + \sqrt[n]{i_0})$

Графически эта зависимость изображена на **рис. б)**.

Кривая, проведенная через точки графиков (соответственно $n_{\text{опт}}$) может быть аппроксимирована зависимостью вида- $n_{\text{опт}} = 1,85 \cdot \lg(i_0)$. Таким образом, при заданном i_0 , можно найти оптимальное число ступеней $n_{\text{опт}}$, а по нему определить передаточное отношение каждой ступени.

2. Расчет линейных потенциометров.

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде двигателя, щупа, подвижного контакта.

Расчёт линейного потенциометра

U , полное сопротивление обмотки R . Величина сопротивления нагрузки R_H и дополнительного R_d , дополнительная витковая погрешность δ , схемы потенциометра и условия эксплуатации, допустимые габаритные размеры.

1. Определяют номинальную мощность рассеяния.

$$R_H = \infty, \quad P_H = \frac{U^2}{R} = I^2 \cdot R$$

2. Зная R_H и R_d и схему включения, находим действительную мощность рассеяния P .

$$P = c \cdot P_H, \text{ где } c \text{ определяют в зависимости от } R_H \text{ и } R_d \text{ (из справочников)}$$

3. Задавая плотностью тока в обмотке потенциометра, определяем диаметр проволоки.

$$j = \frac{I}{S} = \frac{4I}{\pi \cdot d^2} = \frac{4}{\pi \cdot d^2} \cdot \sqrt{\frac{P_H}{R}} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{16P_H}{\pi^2 \cdot R \cdot j^2}}$$

4. d определяют по ГОСТ'у до ближайшего его большего значения и по справочным таблицам находят диаметр проволоки в изоляции d_n . Выбор типа изоляции производят с учетом напряжения U , температурного режима работы потенциометра и тд.

5. По d_n определяют шаг намотки:

$$t = d_n + (0.012..0.017) \text{ (мм)}$$

И при заданной витковой погрешности δ находят число витков в обмотке

$$n = \frac{1}{2\delta}$$

Длину рабочей обмотки l (стержневых, пластинчатых) или рабочий угол обмотки ϕ дуговых потенциометров определяют в виде

$$l = n \cdot t$$

$$\phi = \frac{2 \cdot l}{d_k} = \frac{2n \cdot t}{d_k}, \text{ где } d_k \text{ – известный диаметр дугового потенциометра}$$

Полная длина обмоточного провода:

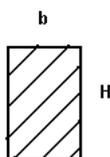
$$L = \frac{R \cdot \pi \cdot d^2}{S}$$

Длина одного витка:

$$l_{cp} = \frac{L}{n}$$

7. По величине l_{cp} выбирают геометрические размеры поперечного сечения каркаса потенциометра:

- для прямоугольного поперечного сечения $l_{cp} = 2(H + b)$, где H и b – соответственно высота и ширина каркаса. Для круглого поперечного сечения $l_{cp} = \pi \cdot D$



3. Регуляторы скорости. Разновидности. Основные параметры

Регулятор скорости – это устройство, предназначенное для поддержания или изменения скорости выходных или исполнительных звеньев механизмов в требуемых пределах путём автоматического изменения подводимой к ним энергии.

В ПУ нашли применение тормозные инерционные регуляторы, обеспечивающие постоянство скорости за счёт расхода избыточной энергии от источника (энергии).

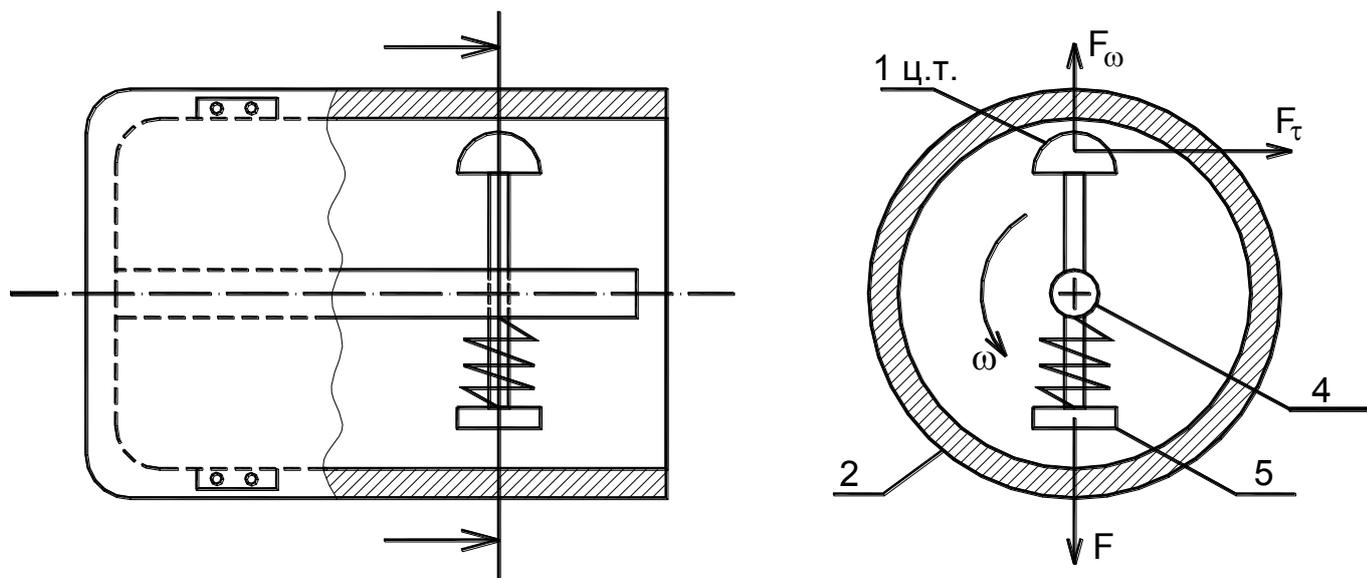
Классификация:

21. Тормозные регуляторы.

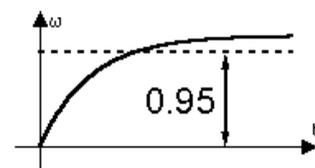
- Тормозные регуляторы радиального действия, в которых сила давления направлена перпендикулярно оси вращения.

- Тормозные регуляторы осевого действия, в которых сила давления направлена параллельно оси вращения и вала.
22. Воздушные регуляторы.

Тормозные регуляторы радиального действия:



При установившемся режиме вращения инерционная сила F_ω , действующая на грузик 1, уравнивается силой пружины 4, опирающейся на вал регулятора 2. Центр массы (1 ц.т.) удалён от оси вращения на расстояние ρ . В результате инерционный грузик не касается инерционной поверхности r цилиндрического неподвижного барабана.



При увеличении скорости вращения вала под действием дополнительно возникающей центробежной силы, грузик вместе со стержнем 5 смещается в отверстие вала 2 и прижимается к внутренней стенке барабана, создавая тормозящую силу трения F_τ .

При уменьшении скорости вращения до $\omega = \omega_i$ пружина 4 возвращает грузик 1 в исходное положение.

$F_\tau = (F_\omega - F) \cdot f$, где f – коэффициент трения скольжения между материалами барабана и грузика.

$$M_\tau = r \cdot F_\tau = rf(F_\omega - F)$$

Центробежная сила пропорциональна квадрату угловой скорости вала регулятора.

$$F_\omega = m \cdot \rho \cdot \omega^2 = m \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n^2, \text{ где}$$

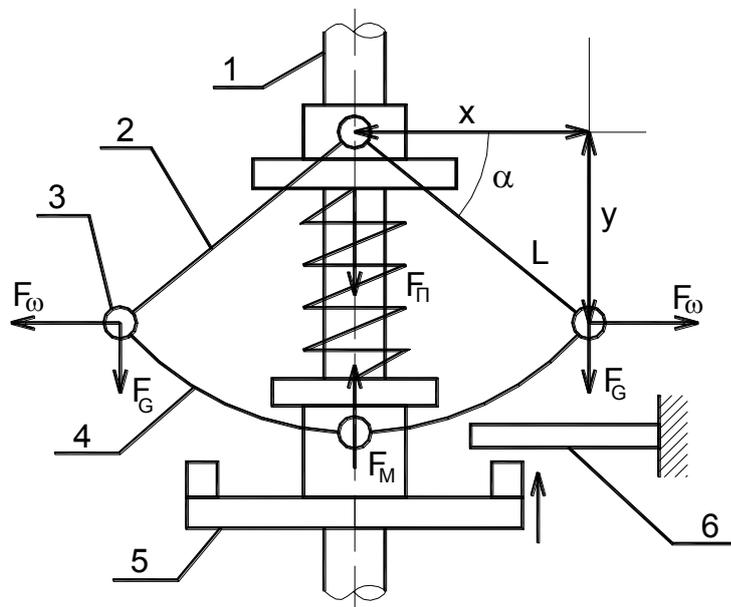
m – масса грузика, n – частота вращения вала регулятора, ρ – положение центра масс грузика.

$$M_\tau = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 mr\rho fn^2 - rfF$$

$rf \cdot N = k_1 n^2 - k_2 F$. Полученное выражение является общим для различных регуляторов радиального действия. По нему можно осуществлять подбор упругого элемента, меняя силу F .

Тормозные регуляторы осевого действия:

На валу регулятора 1 шарнирно закреплены две тяги 2, к которым



присоединены инерционные грузики 3. Они при помощи тяг 4 шарнирно соединены с подвижной муфтой 5, свободно перемещающейся по валу регулятора 1.

В установившемся режиме вращения $\omega = \omega_i$ силы инерции грузиков F_ω , силы тяжести F_G (mg) и силы натяжения тяг равны. Подвижная муфта 5 не соприкасается с тормозной колодкой 6.

При увеличении скорости вращения вала муфта под действием центробежных сил смещается вверх по оси вала и соприкасается с тормозной колодкой 6. В результате чего возникает сила трения F_T . Равновесное состояние механизма регулятора, при котором осевая сила, действующая на муфту F_M равна силе пружины F_i .

$2F_\omega x = 2F_G y + F_M \cdot 2y$, где x – радиальное положение инерционных грузиков по отношению к оси вращения вала; y – осевое положение грузиков относительно неподвижной муфты; $2y$ – осевое положение подвижной муфты.

Сила, действующая на подвижную муфту: $F_M = \frac{F_\omega x - F_G y}{y} = F_\omega \cdot \text{ctg } \alpha - F_G$

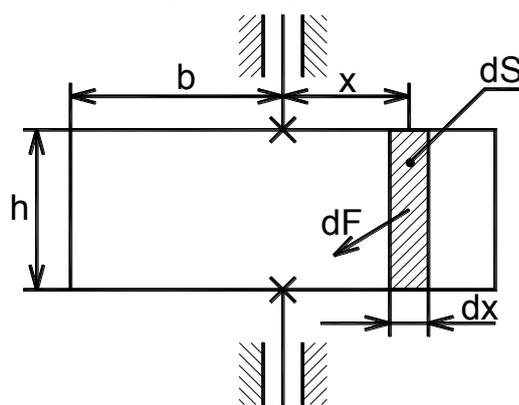
$$F_\omega = mx\omega^2 = ml \sin \alpha \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 n^2$$

Сила трения: $F_T = f(F_M - F_i)$

Момент трения: $M_T = r \cdot F_T = rf(F_M - F_i) = k_1 n^2 - k_2(F_i + F_G)$

В общем случае подвижную муфту можно соединить с устройством управления, которое обеспечивает автоматическое изменение движущего момента на валу источника движения в зависимости от изменения скорости вращения вала регулятора.

Воздушные регуляторы:



Две пластины (крылья) регулятора расположены по обе стороны вращающегося вала регулятора и жёстко связаны с ним. При их вращении возникает тормозной момент сопротивления воздуха. Сила сопротивления крыла при вращении зависит от формы крыла, плотности воздуха, скорости v и определяется как: $dF_T = kv^2 dS$, где k – коэффициент пропорциональности.

$$v = \omega x = \frac{\pi n}{30} x ; \quad dS = h dx$$

$$dF_T = kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^2 dx$$

Элементарный момент сопротивления двух элементарных площадок :

$$dM_T = 2x dF_T = 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx$$

Полный момент сопротивления получим путём интегрирования dM_T в пределах крыла b .

$$M_T = \int_0^b dM_T = \int_0^b 2kh \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 x^3 dx = \frac{kh}{2} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 b^4$$

Из-за малой вязкости воздуха применение воздушных регуляторов целесообразно при $n \geq 20000$ об/мин

Основным их преимуществом является возможность плавного или ступенчатого изменения момента торможения за счёт изменения площади крыльев или их расположения относительно оси регулятора.

Билет №ХЗ 6

- 1) Расчет зубьев цилиндрических колес на контактную прочность.
(по делит диаметру, обкатка двух цилиндров без скольжения, далее ф-ла Герца)
- 2) Определение времени разгона.
- 3) Силовой и кинемат. расчет фрикц. мех-мов

1) Расчет зубьев цилиндрических колес на контактную прочность.

Данный расчет проводят для менее прочного колеса. Для силовых передач модуль зацепления определяют по формулам: для цилиндрических прямозубых и косозубых колес $a \geq K_a (1 + i_{12})^3 \sqrt{\frac{M_2 K}{\Psi_{ba} i_{12}^2 [\sigma_f]^2}}$; $m = \frac{2a}{z_1 + z_2}$, где K_a - коэффициент, который, например, для стальных прямозубых колес равен 48,5 МПа; в ДЗ модуль m зацепления:

$$m \geq KM \sqrt[3]{\frac{M \cdot Y_f \cdot k}{z \cdot \Psi_{ba} \cdot [\sigma_f]}}, KM - \text{коэффициент } KM=1.4 \text{ для прямозубых колес; } M - \text{крутящий}$$

момент, действующий на колесо (H^*m); k – Коэффициент нагрузки, $k=1,5$; z – Число зубьев колеса; $\Psi_{ba} = b/m$ – коэффициент ширины зубчатого венца (для шестерен $\Psi_{ba}=4.5$, для колес $\Psi_{ba}=4$); $[\sigma_f]$ – допускаемое напряжение изгиба; Y_f – коэффициент формы зуба;

$$\text{для червячных колес } a \geq 2.9 \left(\frac{z_2}{q} + i_{12} \right) \sqrt[3]{\frac{M_2 E_{i\theta} K}{(2\delta)^0 \left(\frac{z_2}{q} [\sigma_f] \right)^2}}; m = \frac{2a}{q + z_2},$$

в этих формулах a – межосевое расстояние, Ψ_{ba} -коэффициент ширины колеса.

Примечание: для не прирабатывающихся зубчатых передач с твердыми рабочими поверхностями зубьев обоих зубчатых колес обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется. Червячные передачи: Червяки обычно изготавливают из сталей 35,40,45,50 (вид термической обработки- нормализация, закалка, отпуск), а червячные колеса из бронз БрОФ10-1,...

Волновые передачи: гибкие колеса изготавливают из сталей 40Х(вид термической обработки -отжиг ,закалка, отпуск), 2Х13, 65Г; жесткие колеса из сталей 45,50, 40Х. В точных устройствах (в механизмах ЭВМ, например) широко применяются зубчатые и червячные колеса из синтетических материалов. Они обладают высокой износоустойчивостью, коррозионной стойкостью и демпфирующей способностью, а также имеют небольшую плотность, а следовательно и меньший момент инерции (в 4-5 раз), по

сравнению с металлическими, что позволяет увеличить быстродействие привода. Недостатком является старение.

2) Определение времени разгона.

Определение времени разгона привода

Оно относится к динамич-м харак-м привода и м. б. определено при известных парам-х двиг-ля, передаточного элемента двиг-ля, и исполнительного устр-ва.

$J_{пр} * (d\omega/dt) = M(\omega) - M_H$, см. рис б)

где $M(\omega)$ - зависим-ть момента двиг-ля от его угловой скорости.

В приводах с МЭД эту зависим-ть м. считать линейной, определяемой параметрами $M_H, \omega_H, M_{П}$ – пусковой момент

Т.к. для любой ω при этом

$(M(\omega) - M_H) / (M_{П} - M_H) = (\omega_H - \omega) / \omega_H$ (урав-е прямой ч.з 2 точки), то

$M(\omega) - M_H = (M_{П} - M_H) * (\omega_H - \omega) / \omega_H = J_{пр} * (d\omega/dt)$

Принимая $M_{П}, M_H, J_{пр}, \omega_H$ постоянными во времени, после интегрир-я находим:

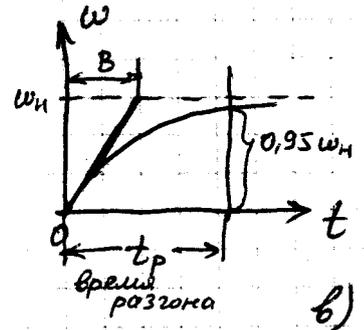
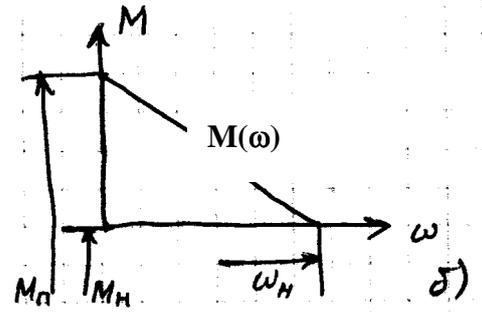
$t = [(J_{пр} * \omega_H) / (M_{П} - M_H)] \int d\omega / (\omega_H - \omega) = [(J_{пр} \omega_H) / (M_{П} - M_H)] \ln (\omega_H / (\omega_H - \omega)) = B * \ln (\omega_H / (\omega_H - \omega))$,

где $B = (J_{пр} \omega_H) / (M_{П} - M_H)$ – электро-мех. постоянная времени

Полученное выраж-е определяет время переходного процесса при разгоне привода до любой фиксированной скорости ω .

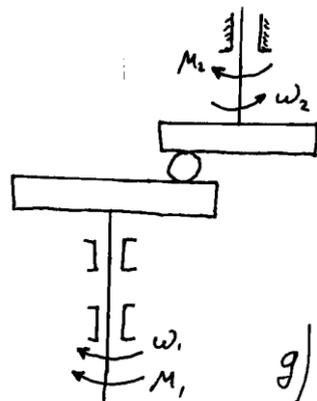
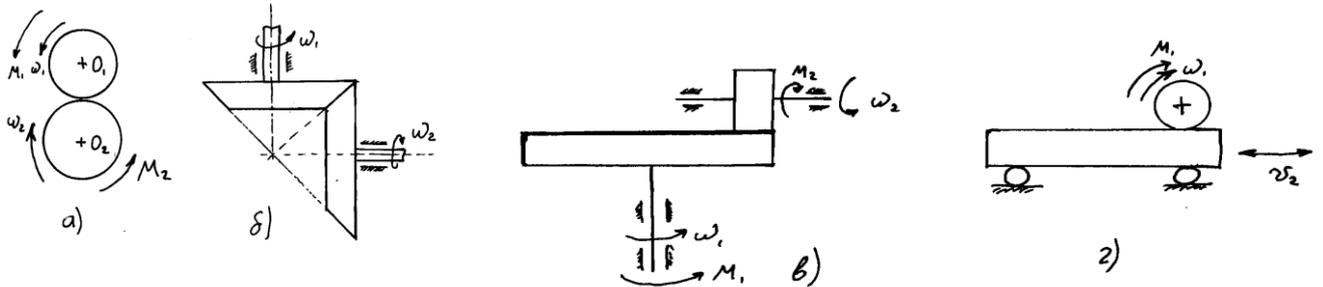
$[t_p] \leq t_{расч}$

Оно зависит от знач-я B , для уменьш-я кот-й необходимо либо уменьш-ть момент инерции, либо увеличить пусковой момент двиг-ля. Прак-ки процесс разгона двиг-ля счит-ся законченным, если ω вала двиг-ля отлич-ся от номинального знач-я на несколько процентов.



3) Силовой и кинемат. расчет фрикц. мех-мов

Вопрос 60. Фрикционные механизмы. Назначение. Классификация. Конструктивные схемы. Кинематический и силовой расчеты.

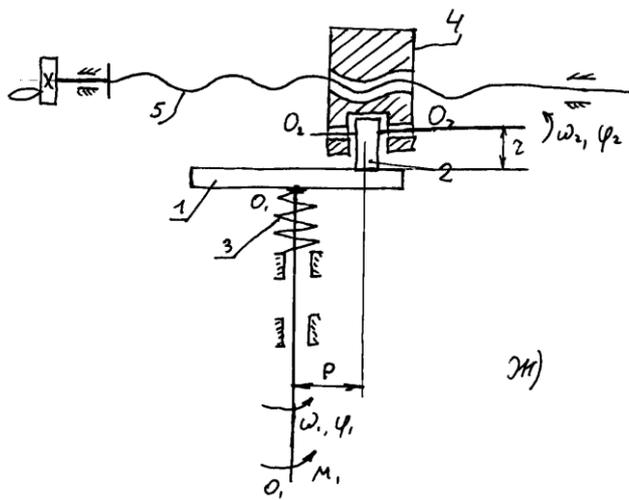


В них передача перемещения от ведущего звена к ведомому происходит за счет сил трения. Используются для передачи движения от ведущего к ведомому колесу, плавного изменения скорости вращения ведомого колеса при неизменном скорости вращения ведущего колеса, выполнения математических операций.

Для передачи вращения между параллельными осями используются фрикционные катки цилиндрической формы (рис а). Для передачи вращения между пересекающимися осями – катки конической формы (рис б)

Для передачи между скрещивающимися осями используется лобовой фрикционный механизм с ведущим звеном в виде вращающегося диска и ведомым звеном в виде вращающегося валика (рис в). Для взаимного преобразования вращательного и поступательного движений используют фрикционную передачу, состоящую из вращающегося диска и полосы с плоской рабочей поверхностью

По конструктивному признаку фрикционные передачи разделяют на виды: с непосредственным касанием ведущего ведомого звеньев (рис а-г), с промежуточными поверхностями между ведущим и ведомым звеньями, для чего чаще всего используют шарики (рис д), с промежуточными гибкими связями в виде лент, тросиков и тд (рис е).



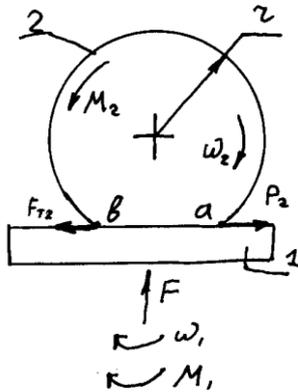
Вывод силовых и других соотношений для фрикционных механизмов осуществляется на примере любого фрикционного механизма, обладающего всеми характеристиками и свойствами из приведенной классификации таких механизмов.

Основными конструктивными элементами такого механизма являются:

- 1-ведущий диск, вращающийся под действием M_1 с ω_1
- 2-ведомый диск радиуса r вращающийся со скоростью ω_2 вокруг оси O_2O_2 , скрещающееся с осью вращения диска O_1O_1

3-устройство для взаимного прижатия диска и ролика, выполненное в виде пружины сжатия

4- каретка смещающаяся с ролика 2 по поверхности диска 1 при вращении винта 5, в результате чего изменяется рабочий радиус на поверхности диска r , так образуется плавно изменяющаяся угловая скорость вращения ролика



Силовые соотношения в ФМ

Для работы любого ФМ необходимо, чтобы фрикционные катки и др звенья были прижаты друг к другу с некоторым усилием F , под действием которого возникает сила трения F_{r2} . В зоне соприкосновения диска с роликом кроме силы трения действует окружное усилие P_2 обусловленное моментом на диске и ролике. Отметим что на ведущем диске направление движения моментов M_1 и ω_1 совпадают, а на

ведомом катке-противоположны. Т.К. M_2 является моментом полезного сопротивления на ведомом звене с учетом всех действующих сил и сам диск и каток должны находится в равновесии. Сила трения между соприкасающимися поверхностями диска и катка $F_{r2} = f \cdot F$, окружное усилие $P_2 = M_2 / r$. Передача движения от ведущего диска к ведомому катку возможна лишь тогда, когда сила трения между ними больше окружного усилия

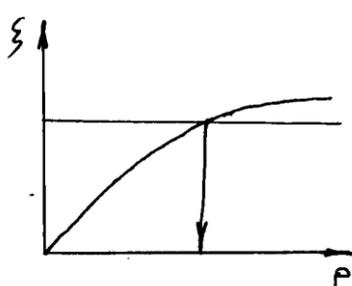
$$F_{r2} = k \cdot P_2 \quad fF = \frac{kM_2}{r}$$

На практике $k=2..3$ для точных ФМ, $k=1,2...1,5$ для силовых ФМ

k называется коэффициентом запаса сцепления

Т.к. $F = \frac{k}{f} P_2$ то во ФМ необходимо создавать большие силы прижатия звеньев, если

$F_{r2} < P_2$, то происходит проскальзывание ведущего звена относительно ведомого, которое является 1м видом скольжения во ФМ. Оно приводит к износу рабочих поверхностей звеньев механизма, нагреву элементов его конструкции и выходу из строя. Во ФМ приборных устройств проскальзывание не допустимо, тк приводит к существенным погрешностям в передаче движения между звеньями. Оно устраняется выбором соответствующего значения k и сочетанием материала звеньев, обеспечивающих большой коэффициент трения.



Кинематические соотношения во ФМ

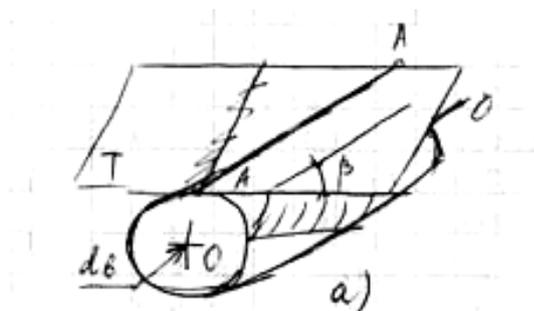
С учетом упругого скольжения, которое имеет место при наличии нагрузки в виде силы P_2 или момента полезного лействия M_c передаточное отношение ФМ

$$\text{определяется как: } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r}{\rho(1 - \xi)}$$

Так как ξ является функцией P_2 то i ФМ зависит от величины полезной нагрузки, что является их недостатком. Однако в приборных устройствах при малых величинах нагрузок это отношения можно считать практически постоянным и не зависящим от изменения P_2 на ведомом звене.

Билет ХЗ №8

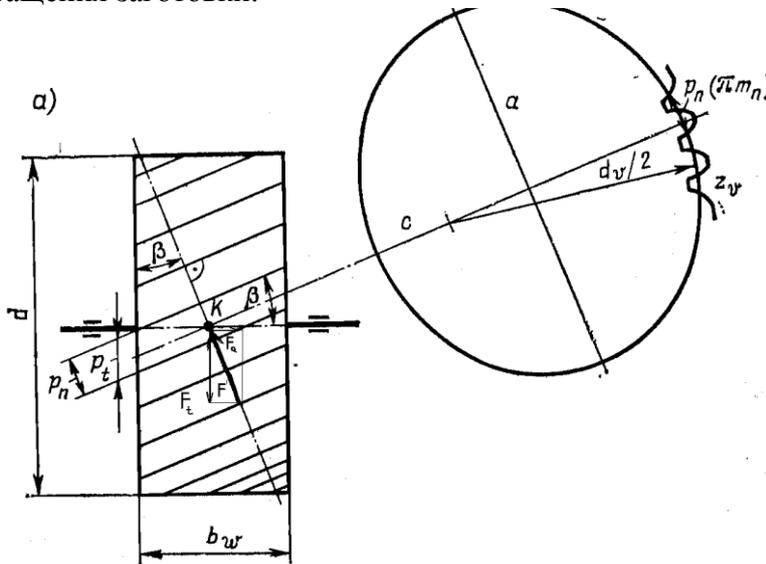
- 1) Косозубые передачи. Назначение. Метод образования. Геометрические параметры, передаточное отношение. Основы расчета на прочность. (13)
- 2) Приводы. Назначение. Классификация (46)
- 3) Функциональные потенциометры. Разновидности. Достоинства и недостатки. (54)



Особенности геометрии, кинематики и расчета на прочность цилиндрических косозубых передач.

У косозубых колес зубья расположены на винтовых линиях, на разделительном цилиндре. Шаг волновых линий по делительному цилиндру много меньше ширины колеса, поэтому криволинейность зуба малозаметна и зуб внешне прямолинейен, но наклонен к оси зубчатого колеса на некоторый угол. Образование

боковой эвольвенты поверхности зуба можно представить, если перекачивать без скольжения плоскость ТТ' по основному цилиндру диаметром d_b и осью ОО. некоторая прямая ВВ в плоскости ТТ составляет угол β с образующей цилиндра АА, параллельной его оси ОО. При перекачивании плоскости ТТ каждая из точек прямой ВВ опишет в пространстве эвольвенту, а сама прямая – винтовую поверхность. В каждом поперечном сечении этой поверхности эвольвенты имеют начальные точки, расположенные по винтовой линии на цилиндре. При нарезании косозубого колеса по методу обкатки, инструмент в виде рейки со стандартным контуром устанавливают под углом β к оси вращения заготовки.



Особенность расчёта: так как профиль зуба определяется двумя модулями (торцевым и нормальным), то проводя сечение по нормали к профилю зуба получим эллиптическое сечение а зуб получается прямой. С учетом наклона зуба геометрические размеры колес рассматриваются в двух сечениях: торцевом t , перпендикулярном оси вращения ОО, и нормальном n , перпендикулярном

боковой поверхности зуба. Соответственно различают 2 шага: торцевой P_t и нормальный

$$P_n : P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}, \text{ и 2 модуля: } m_t \text{ и } m_n : m_t = \frac{m_n}{\cos \beta},$$

где β – угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

За стандарт принимают $m_n = m$, который должен соответствовать ГОСТу и являться исходной величиной для геометрических расчетов колес и зацепления. Диаметр делительной окружности:

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$$

Остальные геометрические размеры находят по справочным формулам.

Зубчатую передачу можно образовывать только из косозубых колес с одинаковым модулем, у которых углы наклона зубьев равны по величине, но противоположны по знаку.

Передаточное отношение косозубых колес определяется в виде:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Из формулы видно, что косозубые передачи позволяют изменить межосевое расстояние за счет изменения угла наклона β . По сравнению с прямозубыми они обеспечивают большую плотность зацепления, работают относительно бесшумно, с малыми динамическими нагрузками при высоких скоростях, так как зубья соприкасаются не сразу по всей ширине, а постепенно. Это обеспечивает большую величину коэффициента перекрытия, в зацеплении может одновременно находиться и одна и несколько пар зубьев ($\beta = 8 \dots 15$ град, $\epsilon = 2$).

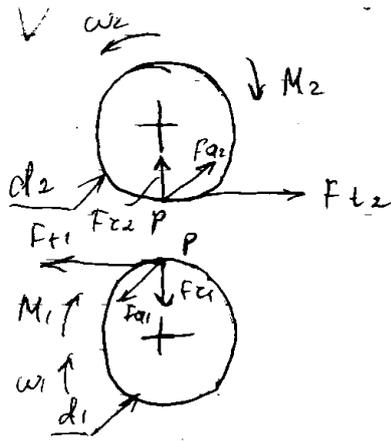
В косозубой передаче расчетная нагрузка F действует по линии зацепления NN, и ее можно разделить на составляющие по трем взаимно перпендикулярным направлениям;

окружное усилие $F_t = \frac{2M \cdot K}{\alpha}$ действует по касательным к делительным окружностям

колес; радиальное усилие $F_r = F' \cdot \operatorname{tg} \alpha$

$$F' = \frac{F_t}{\cos \beta}, \quad F_2 = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad F_2 = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta - \text{осевое усилие.}$$

Осевое усилие действует по оси вращения колеса и стремится сдвинуть колесо по оси вала. Это является недостатком косозубых механизмов и требует установки в опорных узлах радиально-упорных подшипников. Распределение сил на ведущем и ведомом колесах – смотри рисунок б.



Из геометрии косозубого колеса следует, что профиль косога зуба в нормальном сечении NN соответствует профилю прямого зуба некоторого прямозубого колеса. Это дает основание рассчитывать косозубые колеса на прочность по формулам, полученным для прямозубых колес, но с учетом их геометрии. В нормальном сечении NN косозубого колеса получается делительный эллипс с полуосями $a = \frac{d}{2 \cos \beta}$ и $b = \frac{d}{2}$.

$$\text{Радиус кривизны эллипса в полюсе P: } \rho = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}$$

При расчете косозубых колес на прочность, их приводят к эквивалентным прямозубым, исходя из условия: косозубое колесо с некоторым числом зубьев z считается равнопрочным эквивалентному прямозубому колесу с числом зубьев $z_{\text{экв}}$, если радиус кривизны делительного эллипса косозубого колеса в точке P равен делительной окружности эквивалентного прямозубого колеса.

Для эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса $d_{\text{э}} = m \cdot z_{\text{э}}$, для косозубого

$$\text{колеса: } 2\rho = \frac{d}{\cos^2 \beta} = \frac{m_t \cdot z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n \cdot z}{\cos^2 \beta}.$$

Принимая модуль косозубого колеса в нормальном сечении m_n равным модулю эквивалентного прямозубого колеса, получим:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2M \cdot K \cdot Y_{F\dot{\gamma}}}{\psi_A \cdot z_{\dot{\gamma}} \cdot [\sigma_F] \cdot K_M}}$$

где $Y_{F\dot{\gamma}}$ - коэффициент формы зуба, соответствующий приведенному числу зубьев $z_{\dot{\gamma}}$.

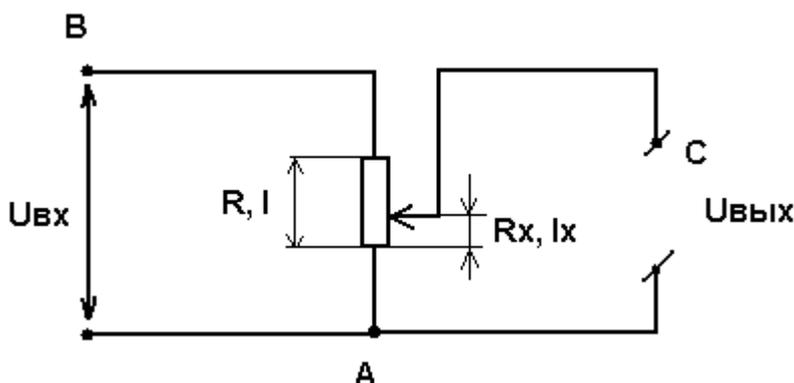
$K_M = 1,2$ - коэффициент увеличения нагрузки на косозубое колесо, учитывающий большую поверхность соприкосновения зубьев косозубого колеса по сравнению с прямозубым.

2) Приводы. Назначение. Классификация (46)

Приводы состоят из источника энергии, редуктора и аппаратуры управления. Предназначены для транспортирования энергии источника движения через редуктор к исполнительному устройству. Осуществляется либо технологический, либо измерительный процесс. Источником механической энергии в приводе служат двигатели: тепловой, электрический, пневматический, пружинный, инерционный и другие. Название привода осуществляется по типу применения в нем двигателя.

3) Функциональные потенциометры. Разновидности. Достоинства и недостатки.

Потенциометр – Электромеханический элемент, который обеспечивает плавные или скачкообразные изменения сопротивления в зависимости от подвижной системы в виде



двигателя, шупа, подвижного контакта.

Простейший из них на рис.а. На проводники в т. А и В подводят входное напряжение.

Выходное напряжение $U_{\text{Вых}}$

$$U_{\text{Вых}} = U_{\text{ВХ}} \frac{R_x}{R}$$

Если выполнено условие

$\frac{R}{l} = \frac{R_x}{l_x}$, то $u_{ВвIX}$ прямо пропорционально смещению щетки l_x , и потенциометр называется линейным.

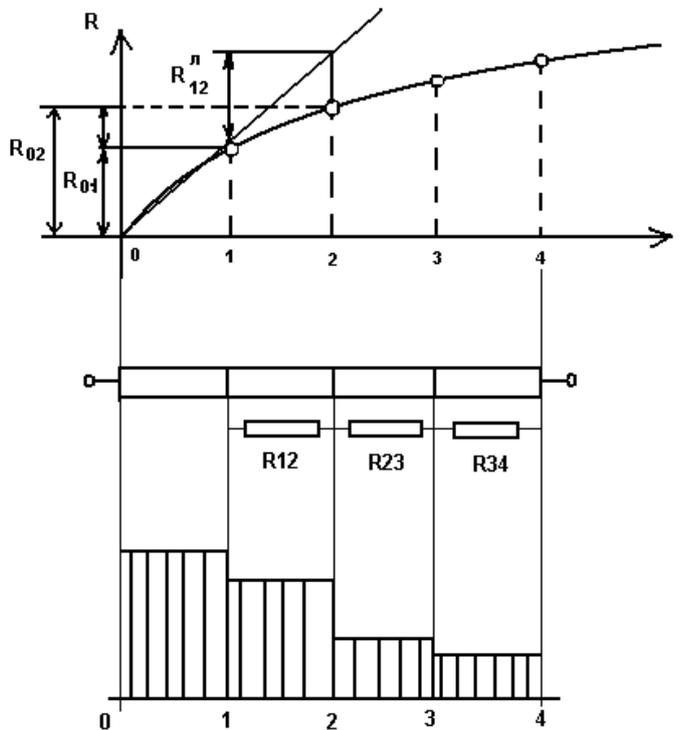
Если $R_x = f(l_x)$, то есть $u_{ВвIX} = f(l_x)$ то потенциометр является функциональным.

Различаются по типу корпусов. Типы корпусов по-разному рассчитываются:

Методы расчета функциональных потенциометров.

Основой их расчета является статическая характеристика как функция величины смещения токосъемника, т.е. $R_x = R_0 f\left(\frac{l_x}{l_0}\right) +$, которая задается аналитически, графически.

1) Метод электрического шунтирования.



В пределах каждого из участков функцию аппроксимируют прямой линией. Количество и протяженность отдельных участков зависит от вида функции и допустимой погрешности аппроксимации. На каждом участке можно рассчитать параметры соответствующего линейного потенциометра. В результате при постоянной ширине каркаса, получим каркас со ступенчатым изменением высоты на отдельных участках. Однако для получения кусочно-ломаной характеристики более удобно использовать шунтирование линейного потенциометра. Для этого считают параметры линейного потенциометра на участке 01 и на всю рабочую длину каркаса наматывают проволоку, соответствующую

параметрам этого расчета, остальные участки аппроксимации шунтируют.

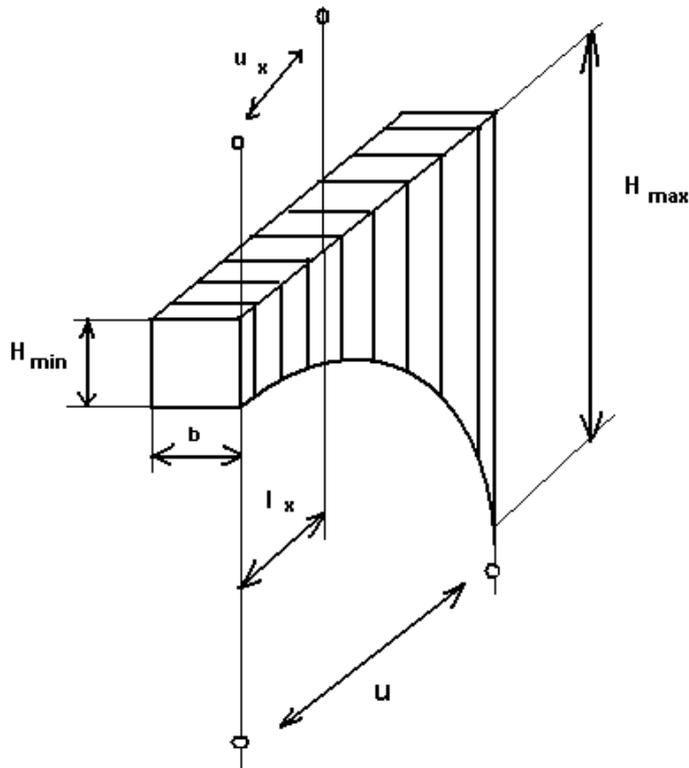
$$\frac{1}{R_{12}^{ш}} = \frac{1}{R_{12}} - \frac{1}{R_{12}^{п}}$$

Где R_{12} – требуемое сопротивление на участке 12 в соответствии с функцией $R(l_x)$

$R_{12}^{п}$ - сопротивление на участке 12 по линейному потенциометру первого участка 01.

Метод электрического шунтирования может быть применен для воспроизведения функции $R(l_x)$ с точностью аппроксимации порядка 0.01 – 0.02%. Если такой точности по техническим условиям оказывается недостаточно, то расчет функциональных потенциометров проводят методом геометрического профилирования.

2) Метод геометрического профилирования.



При этом конфигурация профиля каркаса выполняется сложной в соответствии с заданной формулой $R = f(l_x)$

При смещении на Δl сопротивление меняется на величину $\Delta R = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l$,

где dl первая производная функции $R = f(l_x)$.

Справедливо соотношение на 1 виток:

$$\Delta R_1 = \frac{dR}{dl} \cdot \Delta l_1 = \frac{dR}{dl} \cdot d_{\text{и}}, \text{ т.к.}$$

$$\Delta l \approx du \approx t$$

где t – шаг намотки потенциометра, $d_{\text{и}}$ – диаметр провода с изоляцией.

Разделим на ρ и умножим на S :

$$\frac{\Delta R_1}{\rho} \cdot S = l_{\text{ср}} = \frac{dR}{dl} \cdot \frac{d_u \cdot S}{\rho}, \text{ где } l_{\text{ср}} -$$

длина провода одного витка.

Для каркаса с прямоугольным сечением $l_{\text{ср}} \approx 2 \cdot (H + b)$:

$H \approx [S \cdot \frac{du}{2\rho} \cdot \frac{dR}{dl} - b]$ - высота каркаса изменяется в соответствии с первой производной

$$R = f(l_x)$$

Для проволочного потенциометра производят проверку с целью обеспечения заданного режима работы. При этом используют уравнение теплового баланса:

$$\frac{U^2}{R_0(1 + \alpha \cdot \Theta)} = R \cdot S_k \cdot \Theta$$

R_0 – полное сопротивление обмотки при 0 С

α – температурный коэффициент работы

S_k – полная площадь обмотки потенциометра (внешней и внутренней)

Температура перегрева обмотки не должна превышать 200 С, т.к. при больших температурах многие металлы окисляются, что приводит к образованию пленки на поверхности провода.