

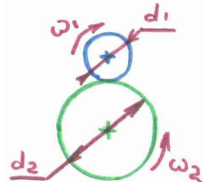
- 1 Зубчатые передачи. Достоинства, недостатки. Классификация зубчатых передач.
- 2 Кинематика червячной передачи. Параметры червяка и червячного ЗК.
- 3 Конические передачи. Расчет сил и моментов в конической передаче.
- 4 Косозубые передачи. Расчет сил и моментов в косозубой передаче.
- 5 Люфтовывирающее колесо. Методика расчета.
- 6 Механические передачи. Примечание. Основные характеристики передачи.

Механические передачи – механизмы, предназначенные для передачи и преобразования энергии, моментов сил, скоростей от ведущего к ведомому элементу.

Применяются, когда необходимо:

1. Преобразование движения:
 - (a) Из вращения в перемещение
 - (b) Из вращения в вращение
 - (c) Из вращения в перемещение по опр-му закону
2. Изменение скорости в саом передаче
3. Управление несколькими потребителями от одного источника

Основные характеристики передач:



1. Зависимость между входной и выходной величиной $\omega_{вх}$ ($\omega_{вых}$)
2. Передаточное отношение $i_{12} = \frac{d\omega_1}{d\omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$ – отношение мгновенных скоростей ведущего и ведомого элементов.
3. КПД: $\eta = \frac{P_{под}}{P_{зат}} = \frac{P_{зат} - P_{потерь}}{P_{зат}} = 1 - \frac{P_{потерь}}{P_{зат}} = 1 - \psi_{потерь}$

- 7 Основная теореме зацепления. Эвольвента и ее свойства. Параметры зубчатого колеса.

Основная теорема зацепления

- 8 Отсчетные устройства. Методика расчета.

- 9 Параметры эвольвентного зацепления. Анализ сил и моментов в одноступенчатой зубчатой передаче.

- 10 Подбор двигателя редуктора. Методика расчета.

- 11 Потенциометры. Принцип действия. Методика расчета. Варианты установок на корпус редуктора (чертеж).

- 12 Расчет модуля колес. Расчет на контактную прочность.

- 13 Расчет на точность. Вероятностный метод.

Допуск на кинематическую погрешность колеса находят как сумму допусков на накопительную погрешность шага F_p и допуска на погрешность профиля зуба f_f :

$$F'_i = F'_p + f_{fi}$$

Допуск на угловую кинематическую погрешность в угловых минутах находят так:

$$\Delta\varphi_{max,i} = \frac{6.88 \cdot K F'_i}{m z_i}$$

Где K – коэффициент фазовой компенсации.

Теперь считаем минимальный допуск на угловую кинематическую погрешность.

$$\Delta\varphi_{min,i} = \frac{4.88 \cdot K_s F'_i}{m z_i}$$

$$\Delta\varphi_{min,i} = \frac{4.3 \cdot K_s F'_i}{m z_i}$$

Найдем поле рассеивания:

$$V_i = \varphi_{max,i} - \varphi_{min,i}$$

Координаты середины поля рассеивания: $E_i = \frac{\Delta\varphi_{max,i} + \Delta\varphi_{min,i}}{2}$ Суммарная вероятностная кинематическая погрешность:

$$\Delta\varphi_{i,\Sigma}^B = \sum_{j=1}^N \frac{E_{i,j}}{i_j - N} + t_1 \sqrt{2 \sum_{j=1}^N \left(\frac{V_{i,j}}{i_j - N} \right)^2}$$

t_1 – коэф-т Стьюдента

Опр-е погрешностей, вносимых мертвым ходом

$$V_{л,i} = \Delta\varphi_{л,max,j} - \Delta\varphi_{л,min,j}$$

$$\Delta\varphi_{лmin,j} = \frac{7.33 \cdot j_{n,min}}{m z_j}$$

$$\Delta\varphi_{лmax,j} = \frac{7.33 \cdot j_{n,max}}{m z_j}$$

$$E_{л,j} = \frac{\Delta\varphi_{л,max} + \Delta\varphi_{л,min}}{2}$$

$$\Delta\varphi_{л,Вер} = \sum_{j=1}^N \frac{E_{л,j}}{i_j - N} + t_2 \sqrt{2 \sum_{j=1}^N \left(\frac{V_{л,j}}{i_j - N} \right)^2}$$

- 14 Расчет на точность. Метод максимум-минимума

Допуск на кинематическую погрешность колеса находят как сумму допусков на накопленную погрешность шага F_p и допуска на погрешность профиля зуба f_f

$$F'_f = F'_i + F_{fi}$$

Допуск на угловую кинематическую погрешность в угловых минутах находят как:

$$\Delta\varphi_i = \frac{6.88 \cdot F'_i}{m z_i}$$

Суммарная кинематическая погрешность:

$$\Delta\varphi_{i \circ \Sigma} = \sum_{j=1}^N \frac{\Delta\varphi_{i,j}}{m z_i}$$

K_φ – коэффициент, учитывающий зависимость кинематической погрешности рассчитываемой передачи от максимального угла поворота колеса.

Опр-е погрешностей вносимых мертвым ходом

Собственный люфтовый погрешности передачи отнесенные к ведущим колесам (шестерням) каждой пары: для 7,8 класса точности

$$\Delta\varphi_{л,i} = \frac{7.33 \cdot j_{n,max}}{m z_i}$$

$j_{n,max}$ – максимальный боковой зазор

$$j_{n,max} = 0.7 (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0.5 \cdot (T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2 \cdot (f_a)^2}$$

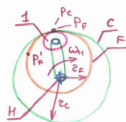
E_{HS1}, E_{HS2} – наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса T_{H1}, T_{H2} – допуск на смещение исх. контур шестерни и колеса f_a – допуск на отклонение межосевого расстояния

$$\Delta\varphi_{л,\Sigma} = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{\Delta\varphi_{л,i}}{i_j - N}$$

15

Сложные передачи. Волновые передачи.

По конструктивному исполнению различают фрикционные и зубчатые. Р-м принцип действия фрикционной волновой передачи



Внутри жесткого неподвижного цилиндрического кольца C вставлено гибкое кольцо F? прижатое роликом 1, закрепленным на водиле H. L_F – длина внутренней окр-ти. L_C – длина внешней окр-ти.

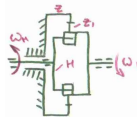
При вращении водила по часовой стрелке, внутреннее колесо вращается против часовой стрелки. Считаем, что проскальзывание отсутствует.

За 1 оборот водила гибкое кольцо повернется на небольшой угол, определяемый дугой ρ_F . $\rho_F = L_C - L_F$, посему чем меньше разница длины окружностей, тем меньше угол поворота внутреннего колеса.

Таким образом, происходит преобразование быстрого вращения водила с угловой скоростью ω_H в обратное по направлению и замедленное по вращению гибкого вала кольца

$$i_{HF} = \frac{L_F}{L_C - L_F} = - \frac{\pi d_c}{\pi d_c - \pi d_f} = - \frac{d_c}{d_c - d_f}$$

$$i_{HF} = - \frac{z_F}{z_C - z_F}$$



Достоинства

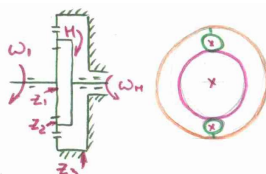
1. Высокая нагрузочная способность т.к. в зацеплении всегда находятся 30-50% зубьев
2. Более высокая кинематическая точность в сравнении с обычными зубчатыми редукторами, т.к. большое кол-во зубьев одновременно находятся в зацеплении и погрешность окружных шагов устраняется
3. Работает сравнительно плавно и бесшумно
4. $\eta = 80..90\%$
5. Возможность передачи движения через герметичную стенку

Недостатки

1. Специфические материалы гибкого колеса быстро изнашиваются

16

Сложные передачи. Планетарные передачи.



Планетарными называются передачи, состоящие из зубчатых колес и вращающихся звеньев, на которых располагаются оси зубчатых колес.

Звено на котором располагаются подвижные оси колес, называется водилом H. А зубчатые колеса с подвижными осями наз. сателлитами. Колесо с неподвижной осью вращения z_1 называется солнечным. Неподвижное колесо z_3 наз. опорным (или короткой).

Расчет передаточного отношения планетарной передачи методами обращенного движения (Формула Смирнова-Виллиса).

Исходное колесо z_1
сателлит z_2
водило H
опорное колесо z_3

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H}$$

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1H}$$

$$i_{13}^{(H)} = \frac{z_3}{z_2} \left(- \frac{z_2}{z_1} \right) = - \frac{z_3}{z_1}$$

Выбор числа зубьев:

1. Число зубьев должно обеспечивать передаточное отношение i_{1H}
2. Должно обеспечиваться условие соосности: $d_3 - d_1 = 2d_2$, $z_3 - z_1 = 2z_2$
3. Должно обеспечиваться условие сборки: $\frac{z_1 + z_3}{K} = \text{целое число}$, K - число сателлитов.
4. Должно обеспечиваться условие соседства

Достоинства:

1. Соосность входного и выходного вала
2. Легкость получения большого передаточного отношения без существенного увеличения габаритов.

3. В зацеплении могут находиться одновременно несколько пар зубьев зубчатых колес, что уменьшает нагрузку на пару зубчатых колес и уменьшает модуль, а, следовательно, и уменьшает габариты.

4. Наличие нескольких пар зацепления зубьев обеспечивает снижение погрешности кинематической и обеспечивает плавность хода

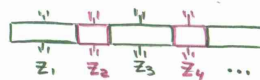
Недостатки:

1. Резкий спад КПД при очень большом передаточном отношении.

17

Сложные передачи. Рядные передачи.

Рядные передачи



Исходное колесо z_1
сателлит z_2
водило H
опорное колесо z_3

Применение:

1. Позволяют вписывать передачу в заданные межосевые расстояния
2. Когда необходимо согласовать вращение входного и выходного вала
3. Служат для обхода препятствий внутри конструкций

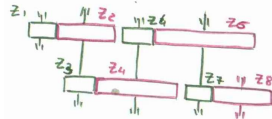
Достоинства:

1. Возможность согласования валов на определенном межосевом расстоянии
2. Возможность смены направления вращения передачи без пересчета передаточного отношения
3. Возможность обхода препятствий внутри конструкции
4. Возможность снятия показаний с нескольких выходных валов

недостатки:

1. В передаточном отношении участвуют только первое и последнее зубчатые колеса, все остальные являются паразитными
2. Относительно низкое КПД
3. Большое кол-во промежуточных элементов

Многоступенчатые передачи



$$i_{1n} = (-1)^k \frac{z_2 \dots z_n}{z_1 \dots z_{n-1}} = \frac{i_{12} \cdot i_{34} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n}}{\eta = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \dots \cdot \eta_{(n-1)n}}$$

Применяются, когда необходимо получить высокое передаточное отношение Достоинства:

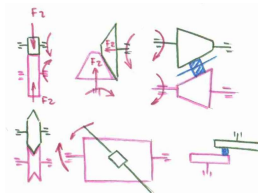
1. Можно получить как очень большие передаточные отношения, так и очень маленькие
2. Возможность снятия нагрузок нескольких выходных валов при одном входном.
3. Большое передаточное отношение при сравнительно маленьких габаритах.
4. Простота расчета
5. Простота сборки

Недостатки:

1. Резкий спад КПД при росте передаточного отношения.

18

Сложные передачи. Фрикционные передачи.



Классификация:

1. По взаимному расположению осей бывают:
 - (a) Параллельные
 - (b) Пересекающиеся
 - (c) Скрещивающиеся
2. По взаимному расположению контактов:

- (a) С внешним
- (b) С внутренним

3. По возможности варьирования передаточного отношения:

- (a) С нерегулируемым передаточным отношением
- (b) С регулируемым бесступенчатым передаточным отношением (вариаторы)

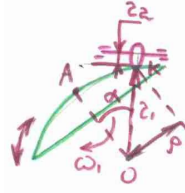
Достоинства:

1. Простота конструкции, изготовления, эксплуатации
2. Легкость бесступенчатого варьирования передаточного отношения
3. Легкость включения и переключения
4. Сравнительная бесшумность в работе
5. Возможность самозащиты от поломок.

Недостатки:

1. Необходимость введения специальных нажимных устройств, вызывающих возникновения больших осевых сил в опорах
2. Невозможность получения точного передаточного отношения из-за проскальзывания.
3. Повышенный износ

Геометрические и кинематические соотношения:



1. $V_1 = V_2$
2. $\frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2}$
3. $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$
4. $\rho = r_1 \sin \alpha$
5. $\omega_1 \cdot \rho = \omega_2 r_2$
6. $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1 \sin \alpha}$
7. $i_{12} = \frac{r_2}{r_1 \sin \alpha}$

Если $\alpha \rightarrow 0$, тогда $i_{12} \rightarrow \infty$, $\omega_2 \rightarrow \infty$

19

Упругие чувствительные элементы.

УЧЭ служат для преобразования измеренного давления или силы в какие-либо механические перемещения. К ним относятся пружины, мембраны, мембранные коробки, гофрированные трубки, трубчатые сифоны (сильфоны???)

Характеристика упругого чувствительно элемента — зависимость между его прогибом (ходом) и вызывающей этот прогиб нагрузкой.

Пружины делятся:

1. По форме:
 - (a) Прямые
 - (b) Изогнутые
 - (c) Плоские
 - (d) Спиральные
 - (e) Винтовые

2. По назначению:

- (a) Силовые (аккумуляторы энергии)
- (b) Измерительные (УЧЭ)
- (c) Для соединения деталей

20

Упругие чувствительные элементы. Основные формулы для расчета.

1. Допускаемая нагрузка:

$$P_{max} = \frac{\pi d^3}{8 \cdot D_0}$$

2. Максимальное напряжение: $\tau_{max} = k \frac{8 P_{max} D}{\pi d^3} \leq [\tau_{кр}]$ где k — коэффициент зависящий от индекса пружины:

3. Индекс пружины: $C = \frac{D_0}{d}$, $C = 4 \dots 10$, $d > 0.5 \text{ мм}$, $C = 6 \dots 16$, $d \leq 0.5 \text{ мм}$ для приборных пружин $C = 8 \dots 12$

4. $k = \frac{4C-1}{4C-4}$, при $C > 10$, $k = 1$

5. Диаметр проволоки: $d \geq \sqrt[3]{\frac{8 P_{max} C K}{n [\tau_{кр}]}}$

6. Осевое перемещение: $f = \frac{8 D_0^3 P_{max} n}{G d^4} = \frac{8 C^3 P_{max} n}{G d}$

7. Жесткость пружины: $K = \frac{G D_0^4}{8 n D_0^3}$

8. Длина развернутой проволоки: $L = \frac{\pi D_0 n}{\cos \alpha}$

21

Упругие чувствительные элементы. Расчет винтовой пружины.

Определим размеры винтовой пружины сжатия при установке ее в прибор. Пусть даны P_{min} , P_{max} , $F_{раб}$, материал пружины, σ_B , α

$$1. \frac{f_{min}}{f_{раб}} = \frac{P_{min}}{P_{max} - P_{min}} \rightarrow$$

$$f_{min} = \frac{P_{min} \cdot f_{раб}}{P_{max} - P_{min}}$$

$$f_{max} = f_{min} + f_{раб}$$

$$2. d \geq \sqrt[3]{\frac{8P_{max}CK}{\pi[\tau_{кр}]}}$$
, где $[\tau_{кр}] = \frac{\sigma_B}{n_t}$, $C = \frac{D_0}{d}$, $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$

Согласно ГОСТ 9389-75 выбираем ближайшее d

$$D_0 = d \cdot C - \text{средний диаметр}$$

$$n = \frac{1}{8} \frac{Gf_{max}d}{P_{max}C^3} - \text{количество витков}$$

$$n_0 = n + 2$$

$$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_0}{\cos \alpha}$$

22

Червячные передачи. Расчет сил и моментов в червячной передаче.

23

Винтовые передачи. Классификация. Назначение. Достоинства и недостатки

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное

- Кинематическая
- Силовая

Основные детали – винт в виде цилиндра с наужной резьбой и гайка в виде кольца с внутренней резьбой

Достоинства

1. Простота конструкции
2. Относительно высокое передаточное отношение
3. Эффект самоторможения
4. Высокая точность

Недостатки:

1. Высокое трение → быстрый износ

2. Низкий КПД

Виды преобразования:

