

## Лекция 12

### Тема: Червячные передачи (ЧП).

#### Содержание:

1. Общие сведения.
2. Материалы червяков и колес.
3. Расчет червячной передачи на прочность.
4. Расчет червячной передачи на нагрев.
5. Контрольные вопросы.

#### **1. Общие сведения.**

Предназначены для осуществления передачи между валами с осями, перекрещивающимися по углом  $90^\circ$ .

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых передач, имеющих характерные черты и зубчатых и винтовых передач. В отличие от винтовых передач с перекрещенными осями, у которых теоретически точечный контакт, в червячных передачах имеет место линейный контакт. Зубья червячных колес имеют дуговую форму. Это обеспечивает облегание тела червяка и увеличение длины контактных линий. Изобретение червячной передачи приписывают Архимеду.

#### Достоинства червячных передач:

1. Обеспечивают получение больших  $u$ . В силовых червячных передачах  $u=8\div 80$ , а в кинематических – до 300).
2. Компактность, малый вес и габариты при существенных значениях  $u$ .
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Возможность осуществления самотормозящей передачи.

#### Недостатки червячных передач:

1. Сравнительно низкий КПД. ( $\eta=0,75 - 0,9$ ).
2. Сравнительно сложное изготовление и монтаж.
3. Ограниченная передаваемая мощность  $P$  до 100 кВт (500 кВт и более в точных червячных передачах).

4. При  $V_{\text{окр.}}=2$  м/сек – надо применять дорогостоящий антифрикционный материал для венца колеса – бронзы (до  $V=2$  м/сек – серый чугун).

Червячная передача состоит из червяка 1 (винт с трапецеидальной или близкой к ней резьбой) и червячного колеса 2.

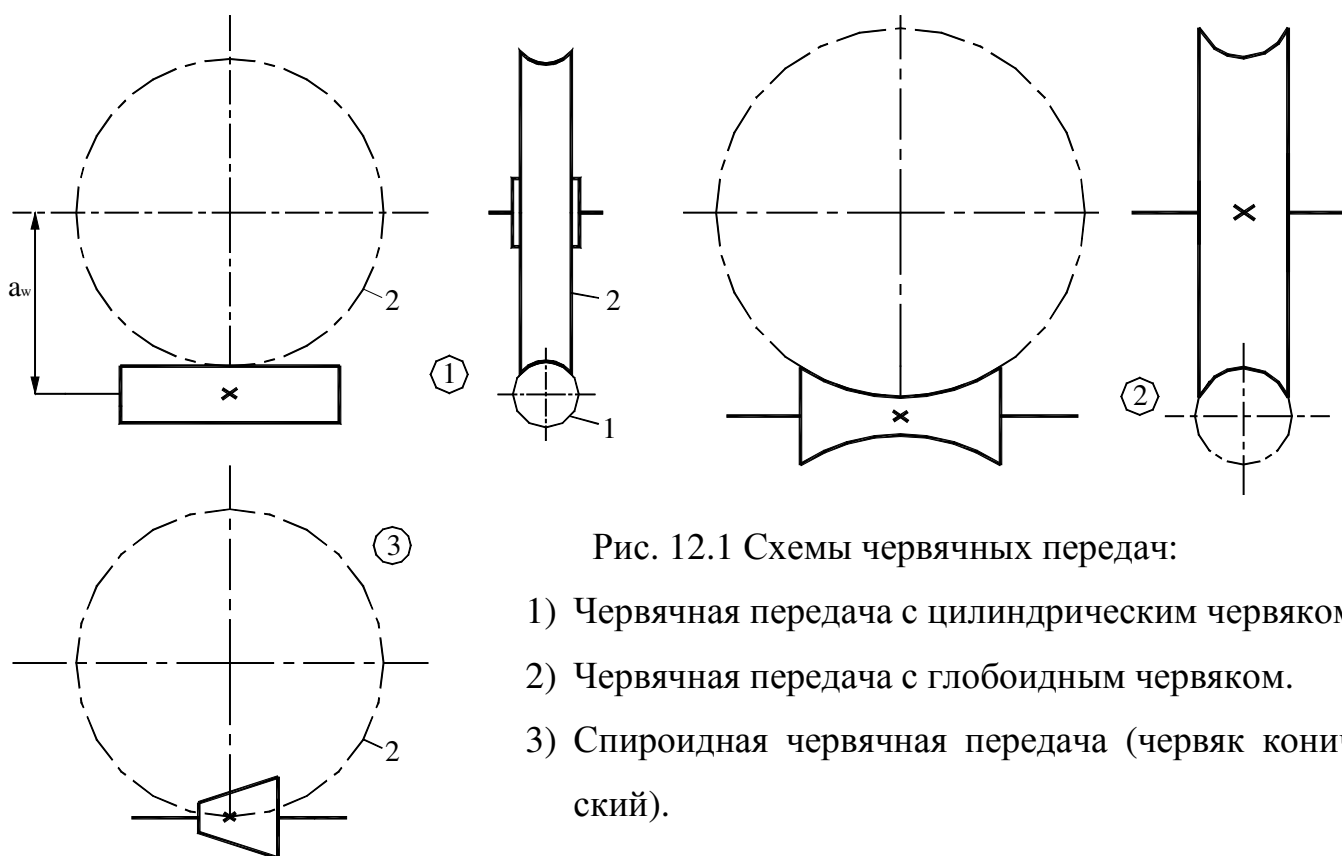


Рис. 12.1 Схемы червячных передач:

- 1) Червячная передача с цилиндрическим червяком.
- 2) Червячная передача с глобоидным червяком.
- 3) Спироидная червячная передача (червяк конический).

## 2. Материалы червяков и колес.

*Червяки* для силовых передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей 15X, 20X, 18ХГТ, 20ХФ, которые подвергают цементации и закалке до HRC 58...63

Ст.6, 40, 45, 40X, 40ХН закаляют до HRC 45...55.

Выбор материала червячного колеса в основном зависит от скорости скольжения

$$V_{\text{ск}} = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

где  $\gamma$  – угол подъема резьбы червяка.

При  $V_{\text{ск}}=5...30$  м/сек применяют оловянную бронзу Бр ОФ 10-1, Бр ОНФ с высокими антифрикционными свойствами.

При  $V_{\text{ск}} \leq 6$  м/сек – зубчатые венцы выполняют из менее дорогих безоловянистых бронз БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л при этом червяк должен иметь твердость  $\text{HRC} \geq 45$ .

Для унификации стандартного инструмента применяемого при нарезании червяков и червячных колес, отношение делительного диаметра  $d$ , червяка к расчетному модулю  $m$ , называемое коэффициентом диаметра червяка  $q$ , который ограничивают по ГОСТу в пределах

$$q = \frac{d_1}{m} = 6,3 \dots 25.$$

Тогда диаметры червяка и червячного колеса будут равны

$$d_1 = qm; \quad d_2 = Z_2 m.$$

**Расчет на контактную прочность** проводим пользуясь известной формулой Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_{np}}{\rho_{np} 2\pi (1 - \mu^2)}}.$$

Проведя преобразования и введя обозначения аналогичные расчету цилиндрических передач получим формулы для проектного и проверочного расчетов:

$$a_w = \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left( \frac{170}{\frac{Z_2}{q} \cdot [\sigma_H]} \right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}};$$

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt[2]{\left( \frac{\frac{Z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^3 K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2} \leq [\sigma_H];$$

где  $K_{H\beta} = 1$  – при постоянной нагрузке, при переменной выбираем  $K_{H\beta}$  по таблице.

$$K_{H\alpha} \begin{cases} V \leq 3 \text{ м/с} & K_{H\alpha} = 1 \\ V \geq 3 \text{ м/с} & K_{H\alpha} = 1 \div 1.2 \end{cases}$$

Допускаемые напряжения зависят от материала венца червячного колеса.

Для бронзы:

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B \cdot K_{HL},$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности бронзы при растяжении,

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_E}} - \text{коэффициент долговечности,}$$

$N_0=10^7$  – базовое число циклов нагружений,

$N_E = 60n_2t$  – число циклов нагружений червячного колеса.

**Расчет на изгиб** зубьев червячных колес.

Формулу для проверочного расчета получим аналогично формуле для расчета цилиндрических передач

$$\sigma_{F_2} = 1.5Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \cos \gamma \frac{T_2}{d_1 d_2 m} \leq [\sigma_{F_2}],$$

где  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ ;  $K_{Fv} = K_{Hv}$ .

При проектном расчете подставив  $d_1 = qZ$  и  $d_2 = Z_2 m$  в формулу для  $\sigma_{F_2}$ , и проведя соответствующие преобразования получим

$$m = \sqrt[3]{1.5Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \cos \gamma \frac{T_2}{qZ_2 [\sigma_F]}},$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Допустимые напряжения на изгиб  $[\sigma_F]$  для зубьев червячных колес из бронзы:

- при односторонней нагрузке

$$[\sigma_F] = (0.25\sigma_T + 0.08\sigma_B) K_{FL};$$

- при реверсировании

$$[\sigma_F] = 0.16\sigma_B K_{FL}.$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_E}},$$

где  $N_0=10^6$ ,

$N_E = 60n_2t$ .

#### 4. Расчет червячной передачи на нагрев.

Червячные передачи работают с большим тепловыделением, т.к. имеют сравнительно малые габариты и низкий КПД. Нагрев масла до температуры свыше 80-110° приводит к потере им защитной способности.

Расчет производится на основе теплового баланса, т.е. приравнивания тепловыделения теплоотдаче.

1) Количество тепла в ккал/ч, выделяющееся в червячной передаче непрерывно работающей с  $\eta$  и  $P_1$  (кВт).

$$Q_1 = 860(1 - \eta) N_1,$$

2) Тепло, отводимое свободной поверхностью корпуса передачи и фундаментной плитой или рамой

$$Q_2 = F \cdot K \cdot \Delta t,$$

где  $F$  – поверхность охлаждения редуктора

$$F = F_1 + 0.5f,$$

$F_1$  – поверхность охлаждения без учета ребер ( $m^2$ ),

$f$  – поверхность ребер ( $m^2$ ).

$$K = 8 - 12 \frac{\text{ккал}}{m^2 \cdot \text{час} \cdot \text{градус}}.$$

(←плохая вентиляция)                      (→ хорошая)

$$\Delta t = t_{\text{раб}} - t_{\text{окр}} \qquad t_{\text{раб}} \leq [t].$$

$[t]$  – допускаемая температура масла (80°С – обычные масла, 110°С – авиационные).

$t_{\text{окр}}$  - температура окружающего воздуха.

По тепловому балансу можно определить рабочую температуру масла

$$Q_2 = Q_1$$

Если окажется  $t_{\text{раб}} > [t]$ , то должен быть предусмотрен отвод избыточного тепла. Это достигается ребрением редуктора (если ребер не предусматривалось), искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне или др. охлаждающими устройствами (крыльчатка на валу червяка, увеличение  $\eta$  и т.п.).

## **5. Контрольные вопросы.**

1. Достоинства и недостатки червячных передач.
2. Материалы червяков.
3. Материалы червячных колес.
4. Классификация червячных передач.
5. Расчет на контактную прочность.
6. Расчет на изгиб.
7. Расчет на нагрев.