

# ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

## ЛЕКЦИЯ № 7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ЧП)

(ПРОДОЛЖЕНИЕ).

### Вопросы, изложенные в лекции:

1. Критерии работоспособности и допускаемые напряжения в ЧП.
2. Прочностной и тепловой расчет ЧП.

#### Учебная литература:

Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 130-136.

Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 206-230.

Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. I часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 120-135.

## Критерии работоспособности и допускаемые напряжения ЧП.

В червячном зацеплении наиболее слабый элемент это зуб червячного колеса. Для него возможны все виды разрушений и повреждений, характерных для зубчатых передач: **изнашивание и усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, заедание и поломка зубьев.** В червячных передачах чаще возникает износ и заедание. При мягком материале зубчатого венца колеса (оловянистые бронзы) заедание проявляется в виде «намазывания» материала венца на червяк, но в этом случае передача может работать ещё достаточно долго (постепенный отказ). Если же материал венца червячного колеса более твердый (чугун, алюминиево-железистые бронзы), заедание переходит в задир поверхности и провоцирует быстрое разрушение зубьев. ***Повышенный износ и заедание червячных передач обусловлены большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта витков червяка с зубьями червячного колеса (скольжение вдоль линии контакта на поверхности зуба).*** Поэтому выбор материала для венца червячного колеса имеет важнейшее значение, и он зависит от скорости скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

С целью выбора материала для изготовления зубчатого венца червячного колеса предварительно *ожидаемую* скорость скольжения  $v_s$  определяют по эмпирическому выражению

$$v_s \approx 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} \quad , \quad (7.1)$$

где  $v_s$  – скорость скольжения, м/с;  $n_1$  – частота вращения червяка, мин<sup>-1</sup>;  $T_2$  – момент сопротивления на червячном колесе, Н·м.

Далее материал зубчатого венца червячного колеса выбирают в зависимости от скорости скольжения  $v_s$  (таблица 7.1.)

### 7.1. Механические показатели материалов венцов червячных колёс

Группа материалов	Марка материала	Способ отливки	$\sigma_T$	$\sigma_B$	$\sigma_{BH}$	Скорость скольжения, м/с
			Н/мм <sup>2</sup> (МПа)			
I	БрО10Н1Ф1	Центробежный	195	285	–	>5
	БрО10Ф1	В кокиль	165	245	–	
		В песок	132	215	–	
II	БрА9Ж3Л	Центробежный	200	500	–	2...5
		В кокиль	195	490	–	
		В песок	195	395	–	
III	СЧ15	В песок	–	–	320	<2

После этого определяют циклическую долговечность передачи

$$N_H = N_F = N_\Sigma = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (7.2)$$

где  $n_2$  – частота вращения червячного колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ,  $L_h$  – ресурс работы передачи, час (при 300 рабочих днях в году и односменной восьмичасовой работе годовой ресурс составит  $300 \cdot 8 = 2400$  часов).

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз (группа I) вычисляют из условия обеспечения контактной выносливости материала:

$$[\sigma]_H = \sigma_{H0} \cdot Z_N \cdot C_V, \quad (7.3)$$

где  $\sigma_{H0}$  – предел контактной выносливости рабочей поверхности зубьев, соответствующий числу циклов нагружения, равному  $10^7$ . Обычно принимают

$\sigma_{H0} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B$ , где  $\sigma_B$  – предел прочности материала зубчатого венца червячного колеса для разных материалов представлен в табл. 7.1.

$Z_N$  – коэффициент долговечности, вычисляемый по соотношению

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_H} \leq 1,15. \quad (7.4)$$

Если по расчету циклическая долговечность передачи  $N_H = N_\Sigma \geq 25 \cdot 10^7$ , то в зависимость (7.4) следует подставить  $25 \cdot 10^7$ , что дает  $Z_N \approx 0,67$ .

$C_V$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев червячного колеса в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ , при  $v_s \leq 3$   $C_V$  принимают равным 1,11, при  $v_s \geq 8$   $C_V$  принимают равным 0,8, а в интервале  $3 < v_s < 8$  он может быть определен по эмпирической зависимости

$$C_V = 1,46 - \frac{v_s}{7,29} \cdot \left( 1 - \frac{v_s}{20,2} \right) \quad (7.5)$$

Допускаемые контактные напряжения для безоловянистых бронз (группа II) вычисляют из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 \cdot v_s \quad (7.6)$$

Допускаемые контактные напряжения для чугуна (группа III) определяют также из условия сопротивления заеданию:

$$[\sigma]_H = (175 \dots 200) - 35 \cdot v_s \quad (7.7)$$

В выражениях (7.3), (7.6) и (7.7)  $[\sigma]_H$  – в Н/мм<sup>2</sup> (МПа),  $v_s$  – в м/с, а большие значения  $[\sigma]_H$  принимают для червяков с твердостью рабочей поверхности витков  $\geq 45$  HRCэ.

После выбора материалов для элементов зубчато-винтового зацепления и определения допускаемых напряжений приступают к прочностному расчету передачи. А допускаемые напряжения изгиба зубьев определяют на стадии проверочного расчета с учетом конкретных параметров передачи.

# Прочностной и тепловой расчет ЧП.

Прочностной расчет червячной передачи включает два основных этапа:

- 1) **проектный расчет**, цель которого определение основных геометрических, кинематических и силовых параметров передачи, и
- 2) **проверочный расчет**, проводимый для проверки сохранения работоспособности передачи в течение заданного срока работы.

Проектный расчет выполняется по контактным напряжениям, а в основу вывода расчетных формул положены те же исходные зависимости и допущения, что и при расчете зубчатых передач (формула Герца для контакта двух упругих криволинейных поверхностей).

При проектном расчете передачи, предварительно задавшись величиной коэффициента расчетной нагрузки  $K_H = 1,1 \dots 1,4$  (меньшие значения для передачи с постоянной нагрузкой, большие – для высокоскоростных передач и переменной нагрузки), определяют межосевое расстояние передачи

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2}} \quad (7.8)$$

Полученное значение межосевого расстояния  $a_w$  для стандартного редуктора следует округлить до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2144-93; табл. 7.2), для нестандартной червячной передачи – до ближайшего значения по ряду Ra40 нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69)

В зависимости от необходимого передаточного числа  $u_n$  назначают число витков (число заходов) червяка  $z_1$  :

при  $u \leq 14$   $z_1 = 4$ ; при  $14 < u \leq 30$   $z_1 = 2$ ; при  $30 < u$   $z_1 = 1$

По выбранному числу заходов червяка  $z_1$  и необходимому передаточному числу  $u_n$  вычисляют число зубьев червячного колеса

$$z_2 = u_n \cdot z_1 \quad , \quad (7.8)$$

и полученное значение  $z_2$  округляют до ближайшего целого числа.

По принятым  $z_1$  и  $z_2$  уточняют фактическое передаточное число

$$u_f = z_2 / z_1 \quad , \quad (7.9)$$

которое может отличаться от необходимого не более чем на 4%.

С целью обеспечения достаточной жесткости червяка определяем минимально допустимое значение коэффициента его диаметра

$$q \geq 0,212 z_2 \quad . \quad (7.10)$$

В качестве фактического значения коэффициента диаметра червяка  $q$  принимаем ближайшую большую стандартную величину (табл 7.3).

Таблица 7.3

Сочетание модулей  $m$  и коэффициентов диаметра червяка  $q$  (ГОСТ 2144-93)

$m$	$q$	$m$	$q$
2,00	8,0		8,0
2,50	10,0	8,00	10,0
3,15	12,5	10,00	12,5
4,00	16,0	12,5	16,0
5,00	20,0		20,0
6,30	8,0	16,00	8,0
	10,0		10,0
	12,5		12,5
	14,0		16,0
	16,0	20,00	8,0
	20,0		10,0

Примечание: Допустимо любое сочетание  $m$  и  $q$  из клеток, соседствующих по горизонтали.



При проектном расчете межосевого расстояния передачи предварительно задают значение коэффициента расчетной нагрузки  $K_H$ . При постоянном режиме нагружения  $K_H = 1$ . При переменной и реверсивной нагрузке его величину можно определить для разных значений  $z_1$  и  $u_\phi$  по эмпирической формуле

$$K_H = A \cdot \exp(B / u_\phi) \quad , \quad (7.11)$$

Таблица 7.4

Коэффициенты для (7.11)

Число заходов червяка $z_1$	Коэффициенты	
	$A$	$B$
1	0,9662	2,5727
2	0,9390	2,5221
4	0,9419	1,6737

Далее определяют межосевое расстояние  $a_w$  (мм) передачи

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma]_H^2}} \quad ; \quad (7.12)$$

где  $T_2$  – в Нм;  $[\sigma]_H$  – в МПа.

Полученное значение межосевого расстояния  $a$  следует округлить до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2144-93<sup>к</sup>), иногда допускается для нестандартной червячной передачи округление до ближайшего значения по ряду  $Ra40$  нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69).

Модуль зацепления вычисляют по зависимости

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2} \quad (7.13)$$

Полученное значение округляют до ближайшей стандартной величины модуля  $m$  (табл. 7.3). По известному значению модуля  $m$ , межосевого расстояния  $a_w$ , коэффициента диаметра червяка  $q$  и числа зубьев колеса  $z_2$  определяют необходимую величину коэффициента смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q) \quad (7.14)$$

Если полученный коэффициент смещения  $x$  по абсолютной величине превышает 1, то необходимо изменить  $a_w$ ,  $m$ ,  $z_2$  или  $q$  и повторить расчет для новых значений, добиваясь, чтобы  $-1 \leq x \leq 1$ .

*В передаче, изготовленной со смещением инструмента, делительный и начальный диаметры червяка не совпадают*

$$d_{1w} = d_1 + 2 \cdot m \cdot x = m \cdot (q + 2 \cdot x) \quad . \quad (7.15)$$

По принятым параметрам  $m$ ,  $q$ ,  $z_1$  и  $z_2$  вычисляют все геометрические параметры передачи по представленным ранее формулам. Результаты проектного расчёта собирают в итоговую таблицу, в одном столбце которой представлены геометрические параметры передачи, в другом – их значение: линейных размеров в мм; угловых в десятичных градусах с не менее чем шестью знаками после запятой, либо в градусах, минутах и секундах.

На этом проектная часть прочностного расчета заканчивается (геометрические параметры передачи установлены) и начинается **проверочный расчет**. В процессе проверочного расчета зубья червячного колеса проверяются на **контактную выносливость** и на **прочность при изгибе**. Кроме того, выполняется проверка передачи на сохранение температурного режима при продолжительной работе.

Фактическая скорость скольжения вычисляется по формуле

$$v_s = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot \cos \gamma} \quad (7.27)$$

По полученной скорости скольжения  $v_s$  и выбранной степени точности передачи назначается коэффициент динамической нагрузки  $K_{Hv'}$ , а по числу витков червяка и коэффициенту его диаметра назначают коэффициент деформации червяка  $K_f$  (Коэффициенты выбирают по таблицам справочной литературы).

Далее в зависимости от продолжительности работы передачи в течение суток и условий её работы определяют коэффициент режима работы передачи  $K_p$ .

Определяют величину коэффициента концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  из выражения

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{K_f} \right)^3 \cdot (1 - K_p) \quad (7.28)$$

или

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2 \cdot z_1^{0,321}}{194 \cdot \ln(q / 5,57)} \right)^3 \cdot (1 - K_p) \quad (7.28a)$$

зная коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta}$  и коэффициент динамической нагрузки  $K_{Hv'}$ , можно вычислить коэффициент расчетной нагрузки  $K_H$

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \quad , \quad (7.29)$$

Проверку передачи на выносливость выполняют по формуле

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_1}} \leq [\sigma]_H \quad . \quad (7.30)$$

Если условие (7.30) не удовлетворяется, необходимо увеличить межосевое расстояние  $a_w$  и произвести перерасчет передачи. Если же действующие напряжения  $\sigma_H$  меньше допускаемых более чем на 20%, необходимо уменьшить межосевое расстояние передачи с последующим перерасчетом параметров передачи.

По реальной скорости скольжения  $v_s$  (м/с) в передаче определяют коэффициент  $f$  и угол трения  $\rho$

$$f = 10^{-2} \cdot [A + B / (v_s + C)] \quad , \quad (7.31)$$

$$\rho = \text{arctg}(f)$$

где коэффициенты  $A$ ,  $B$  и  $C$  для разных групп материалов представлены в таблице 7.9.

### 7.9. Значения коэффициентов формулы (7.31)

Группа материалов	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
I (бронзы оловянистые)	1,04	6,40	0,8429
II (бронзы безоловянистые)	1,64	7,60	0,9534
III (чугуны)			

После этого имеется возможность уточнить КПД передачи. Принимая КПД одной подшипниковой пары равным 0,98, для передачи в целом имеем

$$\eta = 0,96 \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho)} \quad (7.32)$$

По реальному КПД уточняют вращающий момент на червяке

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta} \quad (7.33)$$

и вычисляют нагрузки в зацеплении

$$\begin{aligned} F_{t2} = F_{a1} &= 2T_2 / d_2 \\ F_{r2} = F_{r1} &= F_{t2} \cdot tg\alpha \\ F_{a2} = F_{t1} &= 2T_1 / d_1 \end{aligned} \quad (7.34)$$

Допускаемые напряжения изгиба для материала венца червячного колеса составляют:

для всех бронз

при нереверсивной (односторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} \quad ; \quad (7.35)$$

при реверсивной (двухсторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,16\sigma_B) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} \quad ; \quad (7.36)$$

для чугунных венцов

при нереверсивной (односторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,12\sigma_{БИ}) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} \quad ; \quad (7.37)$$

при реверсивной (двухсторонней) нагрузке

$$[\sigma]_F = (0,075\sigma_{БИ}) \cdot \sqrt[9]{10^6 / N_F} \quad ; \quad (7.38)$$

где  $\sigma_T$ ,  $\sigma_B$  и  $\sigma_{БИ}$  – предел текучести, предел прочности и предел прочности при изгибе материала, для которого вычисляются допускаемые напряжения.

Определяют число зубьев эквивалентного прямозубого колеса по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} \quad , \quad (7.39)$$



Используя которое, коэффициент формы зуба  $Y_{F2}$  можно вычислить по эмпирической зависимости

$$Y_{F2} = 1,186 \cdot \exp(11,12 / z_{v2}) \quad (7.40)$$

Проверку прочности зубьев червячного колеса на изгиб выполняют по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot F_{t2} \cdot K_H}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq [\sigma]_F \quad (7.41)$$

Если в результате расчета условие (7.41) не удовлетворяется, то прочность зуба на изгиб можно повысить за счёт увеличения модуля с последующим пересчетом всех геометрических параметров передачи, либо заменой материала венца червячного колеса на другой с более высокими механическими характеристиками.

Высокое тепловыделение в червячной передаче, обусловленное её относительно малым КПД, требует принятия специальных мер для поддержания нормальной рабочей температуры деталей передачи. Допустимая температура масла в корпусе червячного редуктора обычно не должна превышать 70...90°C.

Тепловой расчет червячной передаче базируется на соотношении

$$Q_{\text{выд}} \leq Q_{\text{отд}} \quad (7.42)$$

где  $Q_{\text{выд}}$  – тепловая мощность, выделяемая при работе передачи,

$Q_{\text{отд}}$  – тепловая мощность, которую способно рассеять в окружающую среду охлаждающее устройство. Эти мощности могут быть вычислены по формулам

$$Q_{\text{выд}} = (1 - \eta) \cdot P_1, \quad (7.43)$$

где  $P_1$  – мощность, подводимая к червяку передачи,  $Q_{\text{отд}} = A_{\text{охл}} \cdot K_T \cdot (t_M - t_o)$  – площадь, омываемая охлаждающим агентом (воздух, охлаждающая вода),  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи охлаждаемой поверхности,  $t_M$  и  $t_o$  – температура масла в корпусе передачи и охлаждающего агента, соответственно.

При охлаждении потоком воздуха с целью увеличения площади охлаждаемой поверхности её ребряют, причем **рёбра должны быть направлены по ходу потока охлаждающего воздуха**.

При конвективном охлаждении свободным воздухом коэффициент теплоотдачи  $K_T = 8...17 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$ , при вентиляторном охлаждении (вентилятор обычно закрепляют на свободном конце вала-червяка) -  $K_T = 20...28 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$ , при водяном охлаждении -  $K_T = 70...100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$