

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН  
РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ  
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**  
Методические указания

В работе подробно описаны методики расчёта закрытой червячной передачи, проверочного расчёта передачи на усталость, проверки тела червяка на жёсткость, расчёта червячной передачи по напряжениям изгиба в зубьях колеса, а так же методика теплового расчёта. Данные приведённые в методической работе будут полезны при выполнении курсовых проектов и самостоятельном изучении дисциплины Детали машин и основы конструирования студентами специальностей ТМО, МАХП, МАПП, ПТСДМО, СТМат, ТМС.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Проверочный расчет закрытой червячной передачи	5
2 Проверочный расчет передачи на усталость при контактных напряжениях	20
3 Проверочный расчет зубьев колеса на усталость при изгибе	22
4 Проверка тела червяка на усталость и жесткость	24
5 Тепловой расчет и охлаждение червячных передач	27
6 Особенности проектировочного расчета червячной передачи по напряжениям изгиба в зубьях колеса	29

## ВВЕДЕНИЕ

Червячная передача (ЧП) - механизм для передачи вращения между перекрещивающимися валами посредством винта (червяка) и сопряжённого с ним червячного колеса.

Достоинствами червячных передач являются:

- большой диапазон редуцирования (передаточное число одной пары  $u = 8 \dots 80$ , а в некоторых случаях - до  $u = 1000$ );
- большая плавность и малошумность работы;
- компактность;
- большая кинематическая точность.

Недостатки вызваны значительным скольжением в зацеплении:

- низкий КПД ( $\eta = 0,65 \dots 0,9$ );
- небольшая долговечность;
- необходимость применения дорогостоящих антифрикционных материалов (одна из мер борьбы с заеданием);
- напряженный тепловой режим, часто требующий применения охлаждающих устройств.

Из-за низкого КПД и, как следствие этого, чрезмерного нагрева применение червячных передач в приводах непрерывного действия и с повышенными требованиями к температуре корпусных деталей не желательно. Обычно применение червячных передач ограничивают мощностью до 30 кВт.

Цилиндрической червячная передача названа потому, что делительные и начальные поверхности червяка и колеса - круговые цилиндры.

В зависимости от геометрии рабочей поверхности червяков различают два их вида: линейчатые (геликоидные) и нелинейчатые.

Линейчатые винтовые поверхности образуются винтовым движением прямой линии, нелинейчатые - любой заданной кривой.

Наибольшее применение получили более технологичные линейчатые червяки трёх типов: архимедов (ZA), эвольвентный (ZI) и конволютный (ZN).

Нелинейчатые червяки получают инструментом конической (ZK) или тороидальной (ZT) формы.

Большое скольжение в зацеплении требует, чтобы материалы червяка и венца колеса являлись антифрикционной парой.

Червяки в основном изготавливают зацело с валом из углеродистых и легированных сталей. Реже для червяков применяют чугун или титановые сплавы.

Колесо является, как правило, составным из стального или чугунного центра и венца. Для венцов колес применяют материалы с хорошими антифрикционными и антизадирными свойствами. К ним относятся бронзы, латуни, чугуны, композиционные металлокерамические материалы, пластмассы, некоторые виды древеснослоистых пластиков.

Эти материалы условно делят на 4 группы:

- оловянные бронзы;
- безоловянные бронзы и латуни;
- чугуны;
- неметаллические материалы.

Работоспособность червячной передачи ограничивается стойкостью рабочей поверхности зубьев, а также изгибной усталостью зубьев.

Работоспособность редуктора в целом определяется предельно допустимой температурой масла или корпуса, а также усталостью, и жесткостью червяка.

Основными видами разрушения рабочих поверхностей зубьев колес являются: усталостное выкрашивание (питтинг) для оловянных бронз; заедание (намазывание, задиры) для безоловянных высокопрочных бронз, латуней; механическое (абразивное) изнашивание - для чугунов; снижение упругих свойств (размягчение) или оплавление зубьев капролонового венца.

Прочностной излом зубьев колеса характерен для передач, работающих при нестационарных режимах с большой частотой включений при значительных перегрузках.

Усталостный излом - при стационарных режимах нагружения в передачах с большим передаточным числом и малом модуле зацепления.

Излом зубьев ограничивает работоспособность зацепления в тихоходных передачах, при ручном приводе и в открытых передачах, где интенсивное абразивное изнашивание приводит к уменьшению размеров опасного сечения зубьев.

Виды расчетов:

- на контактные напряжения (проверочный и проектировочный);
- на изгибные напряжения (проверочный и реже проектировочный);
- на нагрев редуктора;
- на усталость тела червяка;
- на жесткость тела червяка.

## 1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Целью проектировочного расчета является предварительное определение размеров передачи.

### 1.1 Исходные данные:

- передаточное число –  $u$ ;
- частота вращения червяка –  $n_1$  ( $\text{мин}^{-1}$ );
- вращающий момент на валу колеса  $T_2$  (Нм) при постоянной нагрузке или блок нагружения (зависимость  $T_2$  от времени) при переменной нагрузке;
- ресурс передачи  $L_h$  (час);

- режим работы и условия нагружения;
- коэффициент перегрузки ( $k_H = T_{\text{шк}}/T_2$ ).

### 1.2 Выбор числа заходов червяка – $z_1$ :

при  $u=8 \dots 16$   $z_1=4$ ;

при  $u=16 \dots 31,5$   $z_1=2$ ;

при  $u=31,5 \dots 80$   $z_1=1$ .

### 1.3 Число зубьев колеса – $z_2$ :

$$z_2 = z_1 \cdot u \quad (1)$$

Полученное  $z_2$  округлить до ближайшего целого числа. Число зубьев червячного колеса рекомендуется выбирать в пределах 30...84 для редукторов общего назначения.

Уточнить передаточное число:

$$u = \frac{z_1}{z_2} \quad (2)$$

Если червячный редуктор предназначен для серийного выпуска, то фактически передаточные числа не должны отличаться от номинальных стандартных более чем на 4%.

ГОСТом 2144-76 предусмотрены следующие номинальные передаточные числа:

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	26	35,5	45	56	71	

### 1.4 Частота вращения колеса – $n_2$ :

$$n_2 = \frac{n_1}{u}, \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad (3)$$

### 1.5 Ориентировочная скорость скольжения в зацеплении $V_{ск}$

$$V_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}, \text{ (м/с)} \quad (4),$$

где  $T_2$  (Нм) – максимально длительно действующий вращающий момент на валу колеса, число циклов действия которого за срок службы  $N > 5 \cdot 10^4$ ,  $n_1$  в  $\text{мин}^{-1}$ .

### 1.6 Выбор профиля червяка

Выбор профиля червяка определяется требуемыми эксплуатационными свойствами и технологическими возможностями предполагаемого производства.

Передачи с червяками ZA; ZI; ZN и ZK обладают примерно одинаковыми эксплуатационными свойствами, однако достижение оптимального качества осуществляется при различных технологических возможностях.

Передачи с червяками ZT обладают повышенными КПД и нагрузочной способностью, однако производство таких передач связано с определенными трудностями.

Архимедовы червяки нашли наиболее широкое применение, что объясняется возможностью точного шлифования их рабочих поверхностей. Однако архимедовы передачи с многозаходным червяком отличаются большой сложностью изготовления и по точности уступают передачам с червяками типов ZI и ZK.

Эвольвентные червяки позволяют удобно и весьма точно производить шлифование рабочих поверхностей плоской торцовой поверхностью дискового круга, однако применять их можно только при наличии специальных шлифовальных станков.

Червячные передачи с конволютными червяками уступают по точности архимедовым передачам. Червяки типа ZN применяют при нарезании колёс летучими резцами.

Червяки типа ZK применяют главным образом при отсутствии станков для шлифования эвольвентных червяков и при необходимости изготовления передач со шлифованными многозаходными червяками.

В настоящих методических указаниях даётся расчет архимедовых и эвольвентных червячных, передач.

### 1.7 Предварительный выбор материалов колеса и червяка

Основным фактором, определяющим выбор материала венца колеса, является скорость скольжения в зацеплении. Применение дефицитных высокооловянных бронз может быть оправдано только для ответственных передач со скоростями скольжения  $V_{ск} > 10$  м/с, малооловянные бронзы применяют при  $4 < V_{ск} < 10$  м/с, безоловянные бронзы и латуни используют при  $V_{ск} < 4$  м/с, чугуны – при  $V_{ск} < 2$  м/с.

В таблице 1 приведены основные материалы венцов червячных колес.

Механические характеристики материалов червячных колес.

Таблица 1

Наименование и марка	Способ обработки	Механические свойства				Предел использования по $V_{ск}$
		$\sigma_{b2}$ , МПа	$\sigma_{T2}$ , МПа	Твердость $H_2$ (НВ)	Модуль упругости $E_2$ , Коэф. Пуассона $\nu_2$	

					МПа		м/с
1	2	3	4	5	6	7	8
Бр. 010Ф1	п	216...294	137...147	80...100	$0,74 \times 10^3$	0,335	25
	к	245...431	196...225	100...120	$1,01 \times 10^3$		
Бр. ОНФ	ц	284	166	100...120	$0,98 \times 10^3$	0,335	35
Бр. 06Ц6С3	п	147...196	108	60	$0,74 \times 10^3$	0,335	
	к	176...216	80...100	60...76	$0,74 \times 10^3$	0,335	12
Бр. 05Ц5С6	к	176...216	80...100	60...76	$0,74 \times 10^3$	0,335	12
Бр. А9ЖЗЛ	п	392...490	196...225	110	$1 \times 10^3$	0,35	10
	к	490...588	196...343	110...140	$1 \times 10^3$	0,35	10
	ц	490...588	196...343	120...140	$1,2 \times 10^3$	0,35	10
Бр. А10Ж4Н4Л	п	587	196...225	170	$1 \times 10^3$	0,35	10
	к; ц	588...755	398...588	170...225	$1 \times 10^3$	0,35	10
Сч 20	п	353	-	170...240	$1 \times 10^3$	0,25	2

*Примечание. Условные обозначения способа отливки: п – в песчаные формы; к – кокиль; ц – центробежный.*

Червяки силовых передач изготавливают из сталей (табл. 2), термически обработанных до высокой твердости. Наилучшую стойкость *передач обеспечивают червяки из цементируемых сталей* (20Х; 12ХНЗА; 18ХГТ; 15ХФ), имеющие после закалки твердость рабочей поверхности  $H=56...63$  HRC. Выполняют червяки и из среднеуглеродистых сталей (45; 40Х; 40ХН; 35ХГСА) с поверхностной или объемной закалкой до твердости  $H=45...50$  HRC.

Рабочие поверхности червяков требуют шлифования и полирования. При отсутствии оборудования для шлифования червяков для их изготовления применяют улучшенные стали. Эти же стали применяют при необходимости взаимной приработки колеса и червяка. Кроме того, стали в улучшенном и нормализованном состояниях применяют для червяков вспомогательных тихоходных и малонагруженных передач.

Таблица 2

Материал	Состояние и термообработка	Твердость Н	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_t$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа
45	Н	170...230 НВ	580	320	280
12, ХНЗА	Ц. ОЗ. О	58...62 HRC	850	-	380
18ХГТ	Ц. ОЗ. О	58...62 HRC	1000	-	480
20Х	Ц. ОЗ. О	56...60 HRC	650	400	300

35ХГСА	З. О	44...52 HRC	1650	1300	500
40Х	Н	175...220 HB	600	450	280
	З. О	>46 HRC	1600	1300	280
40ХН	Н	180...220 HB	630	380	280
	З. О	>46 HRC	1600	1400	630

Примечание: Н нормализация; З закалка; ОЗ объемная закалка; О - отпуск; Ц – цементация.

### 1.8 Выбор степени точности передачи

Для силовых червячных передач стандартом рекомендованы степени точности: от 7-ой до 9-ой.

Требуемую степень точности редукторных силовых передач выбирают в зависимости от скорости скольжения. (Таблица 3).

Таблица 3

$V_{ск}$	м/с	<1,5	1,5...7,5	7,5...12
Степени точности	$n_T$	9	8	7

### 1.9 Предварительное определение КПД передачи и мощности на червяке

$$\eta = \frac{0,98}{1 + 0,25 \cdot f' \cdot u}, \quad (5)$$

где  $f'$  - приведенный коэффициент трения в зацеплении, определяемый как:

$$f' = tg \cdot \varphi'$$

Здесь  $\varphi'$  - приведенный угол трения, который равен:

$$\varphi' \approx (3,0...3,5) - 0,92 \ln V_{ск} \text{ (град.)}, \quad (6)$$

где  $V_{ск}$  в м/с; большее значение в круглых скобках брать для безоловянных бронз, латуней и чугунов.

Примечание. Формула (6) дает удовлетворительные результаты при  $V_{ск} < 12$  м/с.

Мощность на червяке:

$$P_1 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (7).$$

### 1.10 Выбор коэффициента диаметра червяка – q

Коэффициент диаметра червяка стандартизован с целью уменьшения номенклатуры червячных фрез для нарезания червячных колес. Для обеспечения необходимой жесткости червяка рекомендуется принимать коэффициент диаметра червяка:

$$q \approx 0,25 \cdot z_2$$

с округлением до ближайшего стандартного значения (таблица 4).

Рекомендуемые сочетания модулей  $m$  и коэффициентов диаметров червяка  $q$  при  $z_1=1; 2; 4$

Таблица 4

$m, \text{ мм}$	$q$	$m, \text{ мм}$	$q$
1,00	16*; 20	5,00	8; 10; 12; 5; 16; 20
1,25	12,5; 16; 20	(6,00)	9**; 10**
(1,5)	14**; 16*; 16**	6,30	8; 10; 12,5; 14; 16; 20
1,6	10; 12,5; 16; 20	(7,00)	12**
2,00	8; 12**; 15,5; 16; 20	8,00	8; 10; 12,5; 16; 20
2,50	8; 10; 12**; 15,5; 16; 20	10,00	8; 10; 12,5; 16; 20
(3,00)	10**; 12**	(12,00)	10,00**; 10,00***
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	12,50	8; 10; 12,5; 16; 20
(3,50)	10**; 12*; 12**; 14*; 14**	16,00	8; 10; 12,5; 16
4,00	8; 9**; 10; 12*; 12,5; 16; 20	20,00	8; 10

*Примечание. Модули в скобках не являются предпочтительными.*

*\* Только при  $z_1 = 1$ .*

*\*\* Допустимые сочетания параметров.*

*\*\*\* Только при  $z_1=1$  и  $z_1=2$ .*

### 1.11 Определение коэффициента нагрузки

Коэффициент нагрузки

$$\kappa = \kappa_\beta \cdot \kappa_v, \quad (8)$$

где  $\kappa_\beta$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта вследствие деформации червяка.

$$\kappa_\beta = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - \nu_{cp}), \quad (9)$$

где  $\theta$  – коэффициент деформации червяка, определяемый по эмпирической формуле:

$$\theta = 9 \cdot (q - 4) \cdot \left(1 + \frac{1}{z_1}\right), \quad (10)$$

$v_{cp}$  – средняя относительная нагрузка передачи:

$$v_{cp} = \frac{\sum \frac{T_i}{T_{max}} \cdot t_i \cdot n_i}{\sum t_i \cdot n_i}, \quad (11)$$

где  $T_{max}$  – максимальный длительно-действующий (расчетный) вращающий момент;  $T_i$ ;  $t_i$  и  $n_i$  – соответственно вращающий момент, время работы и частота вращения на  $i$ -ой ступени блока нагружения.

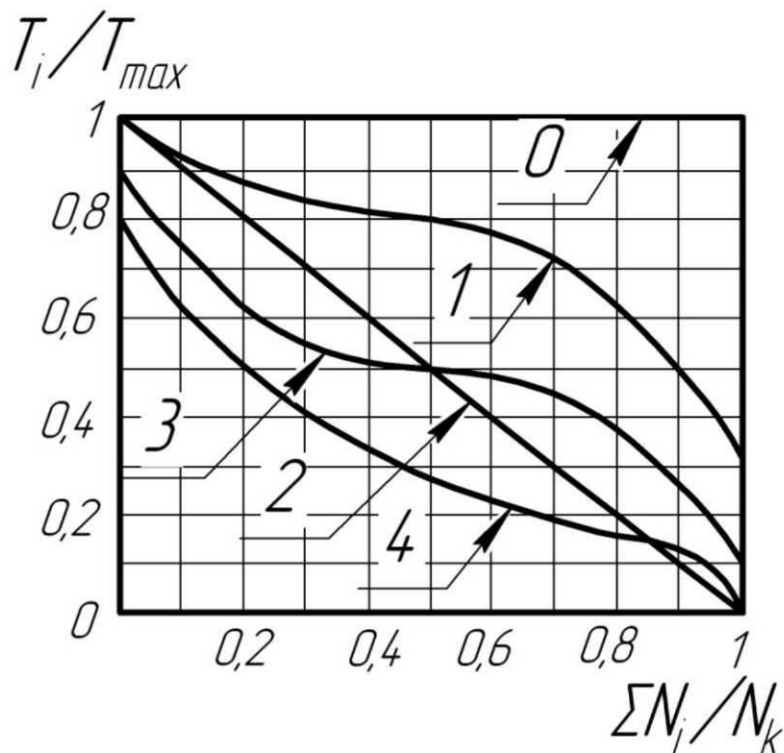
Если частота вращения валов передачи одинакова на всех ступенях блока нагружения, то

$$v_{cp} = \sum \frac{T}{T_{max}} \cdot \frac{t_i}{t_{\text{бл}}}, \quad (12)$$

где  $t_{\text{бл}}$  – продолжительность одного блока нагружения.

При постоянной нагрузке, когда  $T_1 = T_{max}$ ,  $v_{cp} = 1$  и  $\kappa_\beta = 1$ .

Если режим работы передачи соответствует типовому (рис. 1), то  $v_{cp}$  берется из таблицы 5. На рис. 1  $T_{max}$  – максимальный из действующих моментов;  $T_i$  – текущее значение момента нагрузки;  $\sum N_i$  – число циклов нагружений при работе с моментами равными и большими  $T_i$ ;  $N_k$  – суммарное число циклов нагружений за расчетный срок службы передачи.



Типовые режимы нагружений обозначены: 0 – постоянная нагрузка; 1 – тяжелый режим; 2 – средний вероятностный; 3 – средний нормальный; 4 – легкий.

Коэффициент эквивалентного режима  
и средняя относительная нагрузка передачи

Таблица 5

Режим	0	1	2	3	4
$\mu_d$	1	0,38	0,20	0,107	0,036
$\mu_g$	1	0,175	0,10	0,042	0,019
$v_{cp}$	1	0,75	0,5	0,5	0,3

Коэффициент  $k_v$ , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, зависит от скорости скольжения рабочих поверхностей и точности изготовления передачи.

$k_v$  может быть определен по формуле:

$$k_v = 0,3 + 0,1 \cdot n_T + 0,02 \cdot v_{ск}, \quad (13)$$

где  $n_T$  – номер степени точности (таблица 3);  $v_{ск}$  в м/с.

## 1.12 Допускаемые контактные напряжения

### 1.12.1 Материал колеса – оловянная бронза

$$[\sigma]_{II} = [\sigma]_{HO} \cdot c_v \cdot \kappa_{III} \leq 4 \cdot \sigma_{T2} / \sqrt{\kappa_{II}} \quad , \quad (14)$$

где  $[\sigma]_{HO}$  – допускаемое контактное напряжение при базовом числе циклов  $N_{HO}=10^7$ ;  $\kappa_{II}=\Gamma_{шлк}/\Gamma_2$ ;  $c_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания поверхности зуба;  $\kappa_{III}$  – коэффициент долговечности;  $s_{T2}$  – предел текучести бронзы.

$[\sigma]_{HO}=0,9 \cdot \sigma_{b2}$  при шлифованных и полированных червяках с твердостью  $H>45HRC$ .

$[\sigma]_{HO}=0,75 \cdot \sigma_{b2}$  при шлифованных червяках с твердостью  $H<320HV$ .

Коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания поверхности зуба, определяется в зависимости от скорости скольжения:

при  $v_{ск}<1$  м/с  $c_v=1,33$ ;

при  $1<v_{ск}<8$  м/с  $c_v=1,33-0,25 \ln v_{ск}$ ;

при  $v_{ск}>8$  м/с  $c_v=0,8$ .

Коэффициент долговечности определяют по формуле:

$$\kappa_{III} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{IE}}} \geq 0,67 \quad , \quad (15)$$

Эквивалентное число циклов нагружений зубьев колеса

$$N_{IE} = \mu_4 \cdot N_{\Sigma} \quad , \quad (16)$$

где  $\mu_4$  – коэффициент эквивалентного режима;

$N_{\Sigma}$  – суммарное число циклов нагружений зубьев колеса за весь срок службы передачи.

Коэффициент эквивалентного режима:

$$\mu_4 = \frac{\sum n_i \cdot t_i \cdot \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^4}{\sum n_i \cdot t_i} \quad , \quad (17)$$

При постоянной частоте вращения колеса  $n_1=n=const$ .

$$\mu_4 = \sum \frac{t_i}{t_{\Sigma}} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^4 \quad , \quad (18)$$

Обозначения в формулах (17) и (18) те же, что и в формулах (11) и (12).

Если режим работы передачи соответствует типовому (рис. 1), то значения  $\mu_4$  можно взять из таблицы 5.

Суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (19)$$

где  $n_2$  – частота вращения колеса в  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $L_h$  – ресурс работы передачи в часах.

Примечание. Если частоты вращения колеса на каждой ступени блока нагружения различны, то

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot \left( \sum n_{2i} \cdot \frac{t_i}{t_{\text{общ}}} \right) \cdot L_h,$$

где  $n_{2i}$  – частота вращения колеса на  $i$ -ой ступени нагружения.

### 1.12.2 Материал колеса – безоловянная бронза или латунь

Допускаемое контактное напряжение из условия отсутствия заедания

$$[\sigma]_{II} = [\sigma]_{II0} \cdot c'_v, \quad (20)$$

где  $[\sigma]_{II0}$  – исходное допускаемое напряжение;

$c'_v$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости скольжения на заедание.

Для шлифованных и полированных червяков с твердостью  $H > 45$  HRC

$$[\sigma]_{II0} = 300 \text{ МПа}; \quad c'_v = 1 - 0,085 \cdot V_{\text{ск}},$$

где  $V_{\text{ск}}$  в м/с.

Для шлифованных червяков с твердостью  $H < 320$  HB

$$[\sigma]_{II0} = 250 \text{ МПа}; \quad c'_v = 1 - 0,1 \cdot V_{\text{ск}},$$

где  $V_{\text{ск}}$  в м/с.

### 1.12.3 Материал колеса – чугун

$$[\sigma]_{II} = [\sigma]_{II0} \cdot c'_v, \quad (21)$$

где исходное допускаемое напряжение  $[\sigma]_{II0} = 175$  МПа, а коэффициент, учитывающий влияние скорости скольжения

$$c'_v = 1 - 0,2 \cdot V_{\text{ск}},$$

где  $V_{\text{ск}}$  в м/с.

## 1.13 Определение размеров передачи

### 1.13.1 Межосевое расстояние

$$a_w \approx 625 \cdot \sqrt[3]{\frac{\kappa \cdot T_2}{[\sigma]_{II}^2}} \text{ мм}, \quad (22)$$

где  $T_2$  в Нм;  $[\sigma]_{II}$  в МПа.

Если проектируемая передача предназначена для серийного выпуска, то полученное  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144-76.

1-ый ряд... 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 400, 500 ... мм.

2-ой ряд... 140, 180, 225, 280, 355, 450 ... мм.

Следует предпочитать 1-ый ряд второму.

Для нестандартных червячных передач  $a_w$  округляют до ближайшего целого числа с окончанием на 0 или 5.

### 1.13.2 Расчетный модуль

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 = q}, \quad (23)$$

Полученный модуль округлить до ближайшего стандартного по ГОСТ 19672 (таблица 4).

### 1.13.3 Окончательный выбор коэффициента диаметра червяка и определение коэффициента смещения червяка

Коэффициент диаметра червяка выбирается из стандартного ряда близким по значению, определенному формулой:

$$q = \frac{2 \cdot a_w}{m} - z_2, \quad (24)$$

Сочетание модулей и коэффициента диаметра червяка определяется рекомендациями (таблица 4).

При окончательном выборе  $q$  учитывают его влияние на КПД передачи, на жесткость и усталость тела червяка. Меньшие  $q$  дают больший КПД передачи, но жесткость и усталость тела червяка при этом ниже.

Смещение червяка выполняют с целью вписывания в стандартное межосевое расстояние при выбранных  $m$ ,  $z$  и  $q$ .

Коэффициент смещения червяка равен:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2), \quad (25)$$

где  $a_w$  - стандартное межосевое расстояние.

Из условия неподрезания и незаострения зубьев колеса коэффициент смещения должен быть в пределах

$$+1 \geq x \geq -1$$

Если коэффициент смещения не укладывается в указанные пределы, то можно выбрать другой коэффициент диаметра червяка (таблица 4), соответствующий взятому модулю, и найти другой коэффициент смещения по формуле (25). Если же ни одно из рекомендуемых ГОСТом значений коэффициента диаметра червяка не дает нужного смещения, то можно изменить число зубьев колеса на 1 или 2 зуба. После этого следует уточнить передаточное число передачи по формуле (2) и частоту вращения колеса по формуле (3).

При наличии возможности выбора коэффициента смещения лучше брать его положительным, так как в этом случае сопротивление зуба колеса при изгибе выше.

### 1.13.4 Расчет геометрических параметров червячной передачи

На рис. 2 показана схема цилиндрической червячной передачи при  $x=0$ .

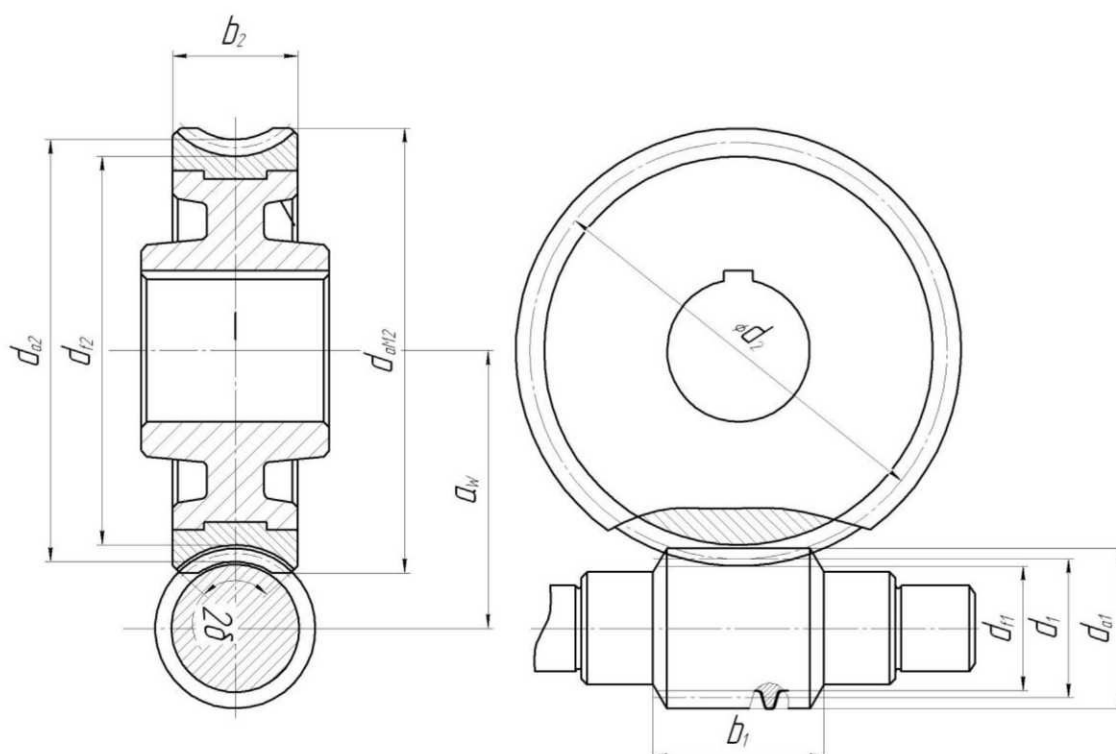


Рис. 2 - Схема передачи

В табл. 6 приведены вычисляемые параметры червяка и формулы для их расчета.

Параметры червяка

Таблица 6

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула	
			Червяк ZA	Червяк ZI
1	2	3	4	5
Делительный диаметр	$d_1$	мм	$d_1 = m \cdot g$	
Начальный диаметр	$d_{w1}$	мм	$d_{w1} = m \cdot (q + 2x)$	
Диаметр вершин витков	$d_{a1}$	мм	$d_{a1} = m \cdot (q + 2)$	
Диаметр впадин витков	$d_f$	мм	$d_f = m \cdot (q - 2,4)$	$d_f = m \cdot (q - 2 - 0,4 \cos \gamma)$
Делительный угол подъема	$\gamma$	град.	$\gamma = \arctg z_1/q$	
Начальный угол подъема	$\gamma_w$	град.	$\gamma = \arctg z_1/(q + 2x)$	
Основной угол подъема * (для червяка ZI)	$\gamma_b$	град.	-	$\gamma_b = \arccos (\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma)$
Угол профиля в нормальном сечении на начальном цилиндре * (для червяка ZA)	$\alpha_{nw}$	град.	$\alpha_{nw} = \arctg (\operatorname{tg} \alpha_k \cdot \cos \gamma)$	-

\* *Примечание.* Угол профиля в осевом сечении витка червяка ZA -  $\alpha_k = 20^\circ$ ; угол профиля в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с червяком ZI  $\alpha_n = 20^\circ$ .

Делительный угол подъема линии витка  $g$  для наиболее употребительных  $q$  можно взять из таблицы 7.

Таблица 7

$z_1$	1	2	4	
Значения $\gamma$ при $q$	20	2°51'45"	5°42'38"	11°18'36"
	16	3°34'35"	7°07'30"	14°02'10"
	14	4°05'09"	8°07'48"	15°56'43"
	12.5	4°34'26"	9°05'25"	17°44'41"
	10	5°42'38"	11°18'36"	21°48'05"
	8	7°07'30"	14°02'10"	26°33'54"

Для нарезанной части червяка (рис. 2)

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 \cdot z_2) \cdot m,$$

где  $c_1$  и  $c_2$  - коэффициенты, которые выбирают из таблицы 8 по числу заходов червяка  $z_1$  и коэффициенту смещения  $x$ .

Таблица 8

x		-1	-0,5	0	+0,5	+1
z <sub>1</sub> =1; 2	c <sub>1</sub>	10,5	8	11	11	12
	c <sub>2</sub>	0,06	0,06	0,06	0,1	0,1
z <sub>1</sub> =4	c <sub>1</sub>	1,5	9,5	12,5	12,5	13
	c <sub>2</sub>	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1

Для шлифуемых червяков во избежание искажения рабочей части поверхностей витков червяка при входе и выходе шлифовального круга b<sub>1</sub> увеличивают, примерно, на 3m.

В таблице 9 сведены расчетные зависимости для определения параметров червячного колеса.

Параметры колеса

Таблица 9

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчетная формула	
			Сопряженный червяк	
			ZA	ZI
Ширина венца	b <sub>2</sub>	мм	b <sub>2</sub> ≤ 0,75 при z <sub>1</sub> =1; 2 b <sub>2</sub> ≤ 0,67d <sub>a1</sub> при z <sub>1</sub> =4	
Условный угол обхвата червяка	2δ	град.	2δ = 2arcsin b <sub>2</sub> / (d <sub>a1</sub> - 0,5m)	
Делительный диаметр	d <sub>2</sub>	мм	d <sub>2</sub> = m · z <sub>2</sub>	
Начальный диаметр	d <sub>w2</sub>	мм	d <sub>w2</sub> = d <sub>2</sub>	
Диаметр вершин зубьев	d <sub>a2</sub>	мм	d <sub>a2</sub> = d <sub>2</sub> + 2m · (1 + x)	
Диаметр впадин зубьев	d <sub>f2</sub>	мм	d <sub>f2</sub> = d <sub>2</sub> - 2m · (1,2 - x)	d <sub>f2</sub> = d <sub>2</sub> - m · (1 + 0,2cosg - x)
Наибольший диаметр	d <sub>ам2</sub>	мм	d <sub>ам2</sub> ≤ d <sub>a2</sub> + 6m / (z <sub>1</sub> + 2)	

### 1.13.5 Определение скоростей

Окружная скорость на начальном цилиндре червяка

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots \text{м/с} \dots (26)$$

Окружная скорость на начальной окружности колеса

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \dots \text{м/с} \dots (27)$$

В этих формулах диаметры в мм, частоты вращения в  $\text{мин}^{-1}$ .

Скорость скольжения

$$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \gamma_w} \dots \text{м/с} \dots (28)$$

### 1.13.6 Уточнение КПД передачи, вращающего момента и мощности на червяке

КПД червячного зацепления при ведущем червяке

$$\eta_{зчч} = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \phi')} \dots (29)$$

В последнюю формулу следует подставить  $\phi'$  определив его по формуле (6) для уточненной по формуле (28) скорости скольжения.

Общий КПД червячного редуктора

$$\eta = \eta_{зчч} \cdot \eta_p, \dots (30)$$

где  $\eta_p$  - КПД, учитывающий потери мощности на разбрызгивание и перемешивание смазочного материала; обычно  $\eta_p = 0,97 \dots 0,99$ .

Меньшие значения принимают для быстроходных передач с нижним расположением червяка.

Используя полученный по формуле (30) КПД, уточняют вращающий момент на червяке

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}, \text{Нм} (31)$$

Мощность на червяке

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{9550}, \text{кВт} (32)$$

### 1.13.7 Определение сил в зацеплении

Окружная сила на колесе (осевая сила на червяке)

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{1000 P_2}{V_2}, \text{Н} (33)$$

Окружная сила на червяке (осевая на колесе)

$$F_n = F_{x2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{1000 P_1}{V_1}, H \quad (34)$$

В последних формулах  $T_2$  и  $T_1$  в Нм;  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  в мм;  $P_2$  и  $P_1$  в кВт;  $V_2$  и  $V_1$  в м/с.

Радиальная сила на червяке и колесе

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (35)$$

где  $\alpha$  – угол профиля, равный  $20^\circ$ .

## 2 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА УСТАЛОСТЬ ПРИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

2.1 Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженной червячной пары

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(1-\nu_1^2) \cdot E_2 + (1-\nu_2^2) \cdot E_1}}, \text{ МПа}^{0,5} \quad (36)$$

где  $E_1$  и  $E_2$  - модули упругости материалов червяка и венца колеса, МПа;  $\nu_1$  и  $\nu_2$  – коэффициенты Пуассона.

Примечание. Для стали  $E_1=2,06 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu_1=0,3$ ; для материалов венцов колес  $E_2$  и  $\nu_2$  в таблице 1.

2.2. Коэффициент, учитывающий форму поверхностей сопряженной червячной пары.

Для червяка  $Z_I$ :

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos^2 \gamma_w}{\cos \alpha_n \sin \gamma_b \cos \gamma}} \dots \dots \dots (37)$$

Для червяка  $Z_A$ :

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \gamma_w}{\sin 2\alpha_{nw}}} \dots \dots \dots (38)$$

2.3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a K_\varepsilon}} \dots \dots \dots (39)$$

где  $\varepsilon_a$  - коэффициент торцового перекрытия;  $K_\varepsilon$  - коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий.

Для червячных передач

$$\varepsilon_\alpha = 1,95 - \frac{3,9}{Z_2}; K_\alpha \approx 0,75 \dots \dots (40)$$

2.4. Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата,

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{360^\circ}{2\delta}} \dots \dots \dots (41)$$

где  $\delta$  в градусах.

2.5. Уточнение коэффициента нагрузки.

По формуле (10) для окончательного выбранного  $q$  найти  $\theta$ ; по формуле (9) найти  $K_\beta$

для полученного  $\theta$  и окончательного  $Z_2$ ; по формуле (13) найти  $k_v$  при действительной скорости скольжения, вычисленной по формуле (28); по формуле (8) найти уточненный коэффициент нагрузки  $K$ .

2.6. Уточнение допустимого контактного напряжения.

В зависимости от выбранного материала венца колеса по формулам 914);(20) или (21) определить окончательное допустимое контактное напряжение, предварительно уточнив коэффициент  $C_v$  ( $C_v^1$ ) по скорости скольжения, вычисленной по формуле (28).

2.7. Действительные контактные напряжения.

$$\sigma_H = Z_M * Z_H * Z_\varepsilon * Z_\delta * \frac{25,2}{d_2} * \sqrt{\frac{kT_2}{d_{w1}}} \leq [\sigma]_H \dots \dots \dots МПа \dots \dots (42)$$

где  $Z_M$  в  $МПа^{0,5}$ ;  $T_2$  в Нм;  $d_{w1}$  и  $d_2$  в мм

Сравнив  $\sigma_H$  и  $[\sigma]_H$  и учтя фактическую скорость скольжения в зацеплении  $V_{ск}$ , сделать окончательный выбор материала венца колеса, установить твердость поверхности и вид окончательной обработки витков червяка.

2.8. Проверка зубьев колеса на прочность по контактным напряжениям.

Проверка производится при действии неучтенных пиковых нагрузок по формуле.

$$\sigma_{Hпик} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2пик}}{T_2}} \leq [\sigma]_{Hсма}$$

где  $T_{2пик}$  и  $T_2$ - соответственно наибольший неучтенный пиковый и максимальный расчетный момент;  $\sigma_H$  - контактное напряжение при  $T_2$  по формуле (42);

$[\sigma]_{\text{стат}}$  - предельное допустимое контактное напряжение (табл.10.)

Таблица 10

Материал колеса	$[\sigma]_{\text{стат}}$	$[\sigma]_{\text{стат}}$
Оловянные бронзы	$4\sigma_{T2}$	$0,8\sigma_{T2}$
Безоловянные бронзы и латуни	$2\sigma_{T2}$	
Чугуны	$1,5[\sigma]_t$	$0,6\sigma_{b2}$

### 3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ КОЛЕСА НА УСТАЛОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ.

3.1. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

$$Y_\varepsilon = \frac{\cos \gamma_w}{\varepsilon_\alpha k_\varepsilon} \dots \dots \dots (43)$$

$\varepsilon_\alpha$  и  $k_\varepsilon$  - см. в п.2.3.

3.2. Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата,

$$Y_\delta = \frac{360^\circ}{2\delta} \dots \dots \dots (44)$$

где  $\delta$  в градусах (таблица 8)

3.3. Коэффициент, учитывающий наклон зуба колеса,

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} \dots \dots \dots (45)$$

где  $\gamma$  в градусах (табл.5 )

3.4. Коэффициент формы зуба  $Y_f$

Выбирается по графику (рис.3.) в зависимости от коэффициента смещения  $X$  и приведенного числа зубьев  $Z_v$

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

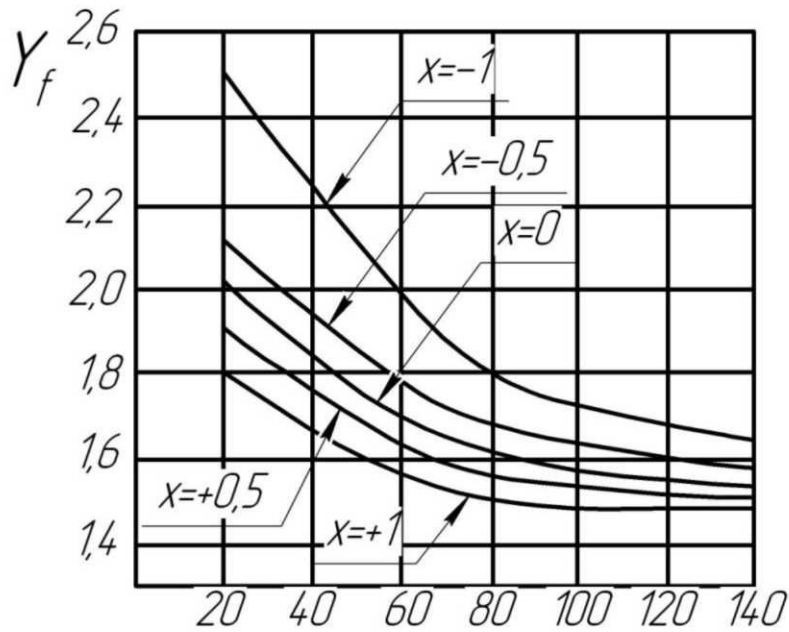


Рис. 3 -Зависимость  $Y_f$  от  $Z_v$  и  $x$

### 3.5 Коэффициент нагрузки К

Берется на основании расчетов в п.2.5

### 3.6 Определение допускаемых напряжений изгиба.

3.6.1 Условный базовый предел изгибной выносливости зубьев колеса.

Для бронз и латуней при нереверсивной нагрузке

$$\sigma_{FO} = 0,14\sigma_{L2} + 0,44\sigma_{T2} \dots \text{МПа}$$

для тех же материалов при реверсивной нагрузке

$$\sigma_{FO} = 0,11\sigma_{L2} + 0,35\sigma_{T2} \dots \text{МПа}$$

Для чугунов при нереверсивной нагрузке

$$\sigma_{FO} = 0,43\sigma_{L2} \dots \text{МПа}$$

а при реверсивной

$$\sigma_{FO} = 0,27\sigma_{L2} \dots \text{МПа}$$

### 3.6.2 Коэффициент безопасности

Для бронз и латуней  $S_F = 1,75$ ; для чугунов  $S_F = 2,0$ .

### 3.6.3 Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \dots (46)$$

где  $N_{FO}$  - база испытаний ( $N_{FO} = 10^6$ );  $N_{FE}$  - эквивалентное число циклов нагружений зубьев колеса при изгибе.

Полученные по формуле (46) коэффициент не должен выходить за пределы:  $0,45 \leq K_{FL} \leq 1,1$ .

Эквивалентное число циклов

$$N_{FE} = \mu_9 N_{\Sigma} \dots (47)$$

суммарное число циклов  $N_{\Sigma}$  определяется по формуле (19).

Коэффициент эквивалентного режима

$$\mu_9 = \frac{\sum_i n_i t_i \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^9}{\sum_i n_i t_i} \dots (48)$$

или при  $n_i = n = const$

$$\mu_9 = \sum_i \frac{t_i}{t_{\text{пол}}} \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^9 \dots (49)$$

Обозначения в формулах (48) и (49) те же что и формулах (17) и (18).

При типовом режиме нагружения (рис. 1)  $\mu_9$  можно взять из табл.4.

#### 3.6.4. Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{FC}}{S_F} K_{FN} \dots МПа, \dots (50)$$

#### 3.7. Напряжения изгиба в зубьях

$$\sigma_F = Y_\epsilon Y_\delta Y_\gamma Y_F \frac{F_{t2} K}{\pi d_w m} \leq [\sigma]_F \dots МПа, \dots (51)$$

где  $F_{t2}$  в Н;  $d_w$  и  $m$  в мм;  $s_F$  в МПа.

Если в результате расчета окажется  $\sigma_F > [\sigma]_F$ , то сопротивление усталости зуба при изгибе можно повысить увеличением модуля передачи или выбором более прочного материала колеса. В первом случае требуется перерасчет геометрии передачи.

#### 3.8. Проверка зубьев колеса на прочность при изгибе.

Напряжение изгиба в зубьях колес при действии неучтенных пиковых нагрузок должны удовлетворять условию

$$\sigma_{FNPK} = \sigma_F \frac{T_{2FNPK}}{T_2} \leq [\sigma]_{FNPK} \dots (52)$$

где  $T_{2FNPK}$  и  $T_2$  - соответственно наибольший неучтенный пиковый и максимальный расчетный моменты,  $\sigma_F$  - напряжение изгиба при  $T_2$  по формуле (51),  $[\sigma]_{FNPK}$  - см. в табл.10.

### 4. ПРОВЕРКА ТЕЛА ЧЕРВЯКА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ И ЖЕСТКОСТЬ

Как правило червяк выполняется зацело с валом. Для обеспечения сопротивления усталости и жесткости вала червяка рекомендуется выбирать его коэффициент диаметра  $q \approx 0,25z_2$ , что принято для стандартных передач.

Если принятое значение  $q < 0,212z_2$ , что возможно у нестандартных червячных передач, то вал червяка следует проверить на усталость и жесткость.

#### 4.1. Проверка на усталость

Червяк можно представить как двухопорную балку. Расстояние между опорами окончательно устанавливается при конструировании передачи: в проектном расчете его можно принять  $l = (0,8 \dots 1,0)d_2$ .

Если червяк нагружен только силами в зацеплении, приложенными в его середине между опорами, то максимальный изгибающий червяк момент

$$M_H = \sqrt{\left(\frac{F_{t2}d_{w1}}{4} + \frac{F_r L}{4}\right)^2 + \left(\frac{F_{t1} L}{4}\right)^2} \dots H \cdot \text{мм}. \quad (53)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_H = \frac{M_H}{W} = \frac{M_H}{0,1d_{f1}^3} \dots \text{МПа}$$

Напряжения сжатия или растяжения

$$\sigma_{p(\text{сж})} = \frac{4F_{t2}}{\pi d_{f1}^2} \dots \text{МПа}$$

Напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T_1}{W_p} \approx \frac{T_1}{0,2d_{f1}^3} \dots \text{МПа}$$

в последних четырех формулах  $M_H$  и  $T_1$  в Нмм;

$F_{t2}$ ,  $F_{t1}$  и  $F_r$  в Н;  $L$ ,  $d_{w1}$  и  $d_{f1}$  в мм.

Проверка сопротивления усталости тела червяка производится по эквивалентному напряжению

$$\sigma_E = \sqrt{[\sigma_H + \sigma_{p(\text{сж})}]^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{-1} \dots (54)$$

Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{-1}$  определяется по формуле

$$[\sigma]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[n]_{-1} k_{\sigma D}} \dots \text{МПа} \dots (55),$$

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала червяка при знакопеременном цикле нагружения в МПа;  $k_{\sigma D}$  - коэффициент концентрации напряжений детали,

$$k_{\sigma D} = \left(\frac{k_{\sigma}}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{\nu}} - 1\right) \frac{1}{k_{\nu}},$$

где  $k_{d\sigma}$  - коэффициент влияния абсолютных размеров, (табл.11);  $k_{\nu}$  - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности (табл.12);  $k_{\sigma}$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл.13);  $[n]_{-1}$  - допускаемый запас прочности при знакопеременном цикле нагружения (обычно  $[n]_{-1} = 1,5 \dots 2,0$ ),  $k_{\nu}$  - коэффициент, учитывающий влияние упрочнения рабочей поверхности. При червяках цементованных и с поверхностной закалкой  $k_{\nu} = 1,7 \dots 2,8$ . В этих пределах  $k_{\nu}$  возрастает с увеличением  $k_{\sigma}$ .

Таблица 11

Напряжение состояние и материал	Значение $k_{d\sigma}$ при диаметре вала, мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70
Изгиб для высокопрочной легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 12

Вид обработки и класс шероховатости поверхности	Значение $k_r$ при $\sigma_b$ , а МПа.		
	400	800	1200
Шлифование $R_a 0,32...R_a 0,16$	1	1	1
Обточка $\bar{R}_a 2,5...R_a 0,63$	0,95	0,9	0,8

Таблица 13

Значение $k_\sigma$ при $\sigma_b$ , в МПа								
$\sigma_b$	400	500	600	700	800	900	1000	1200
$k_\sigma$	1,45	1,80	1,95	2,20	2,30	2,45	2,60	2,90

#### 4.2 Проверка жесткости тела червяка

Если червяк нагружен только силами в зацеплении, приложенными в его середине между опорами, то максимальный прогиб червяка равен

$$n y = \frac{L^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}}{48EI} \leq [y] \dots \text{мм} \dots (56)$$

где  $L$  в мм;  $F_{t1}$  и  $F_r$  в Н;  $E$  – модуль упругости материала червяка в МПа;  $I$  – приведенный момент сечения червяка, определяемый по формуле.

Допускаемый прогиб  $[y] = (0,005...0,01)m$ .

$$I = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left( 0,4 + 0,6 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) \dots \text{мм}^4.$$

Если действительный прогиб окажется больше допустимого, то жесткость червяка можно повысить уменьшением расстояния между опорами  $L$  (с проверкой эскизом) или выбором большего значения  $q$  (табл.4) из рекомендуемых для принятого модуля  $m$ . В этом случае необходимо сделать новый расчет геометрии и уточнить КПД передачи.

## 5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ОХЛАЖДЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫЙ ПЕРЕДАЧ.

### 5.1 Тепловой расчет при непрерывной работе передачи.

При установившемся тепловом режиме температура масла не должна превышать допускаемую  $[t] = 60 \dots 70^\circ C$  - при верхнем.

Условие нормального теплового режима

$$t_{\text{ycm}} = t_0 + \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{KA(1 + \psi)} \leq [t] \dots (57)$$

где  $P_1$  - мощность на червяке в кВт;  $\eta$  - КПД передачи;

$t_0$  - максимальная температура окружающей среды в градусах Цельсия (обычно принимают  $t_0 = 20^\circ C$ );

$K$  - коэффициент теплопередачи в  $Вт/м^2 \cdot град$ ;

$A$  - свободная поверхность охлаждения корпуса передачи, в которую включаются 50% поверхности ребер, в  $м^2$ ;

$\psi$  - коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму машины и доходящий до 0,3 при прилегании за счет естественной циркуляции воздуха берется равным

$K = 8,5 \dots 17,5$   $Вт/м^2 \cdot град$ ; большие значения принимаются при хорошей циркуляции воздуха.

Свободная площадь охлаждения корпуса передачи без учета поверхности ребер может быть определена по приближенной формуле

$$A \approx 20 a_{\psi}^2 \dots м^2 \dots (58)$$

где  $a_{\psi}$  в м.

Если  $t_{\text{ycm}} > [t]$ , то должен быть предусмотрен отвод избыточного тепла. Это достигается: 1) ребрением корпуса; 2) ребрением корпуса с обдувом его вентилятором; 3) проточной водой, пропускаемой по змеевику, помещенному в масляную ванну.

Ребрение корпуса редуктора позволяет увеличить охлаждаемую поверхность на 30...40% и является одним из действенных путей усиления теплоотвода. Искусственный обдув осуществляется вентилятором. Который устанавливается на валу червяка. В этом случае обдуваемые ребра размещаются вдоль потока воздуха.

При охлаждении редуктора вентилятором условие нормального теплового режима

$$t_{\text{ycm}} = t_0 + \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{K_0 A_B + (A - A_B) K (1 + \psi)} \leq [t] \dots (59)$$

где дополнительно к формуле (57)

$K_0$  - коэффициент теплопередачи с обдуваемой поверхности, определяемый по формуле

$$K_0 \approx \sqrt{n_1} \dots \frac{Bm}{M^2 \text{ град}};$$

Здесь  $n_1$  в  $\text{мин}^{-1}$ ;

$A_B$  – площадь поверхности корпуса редуктора, обдуваемая вентилятором. Без учета площади ребер площадь  $A_B$  при диаметре крыльчатки вентилятора  $D_6 \approx 0,7 d_2$  приближенно равна

$$A_B \approx 6a_w^2 \dots M^2$$

где  $a_w$  в м.

## 5.2. Тепловой расчет при периодической работе передачи.

При повторно-кратковременном режиме работы, если время непрерывной работы и паузы мало по сравнению с временем разогрева передачи до установившейся температуры, то в первом приближении тепловой расчет можно вести так же, как и при непрерывной работе, но по средней мощности выделяющегося теплового потока.

$$t_{\text{всм}} = t_0 + \frac{1000 P_1 (1 - \eta) \xi}{KA(1 + \psi)} \leq [t] \dots (60)$$

Здесь  $\xi$  - относительная продолжительность работы передачи

$$\xi = \frac{T_p}{T}$$

где  $T_p$  – время работы ;  $T$ -общее время, т.е. время работы плюс время паузы за один рабочий цикл передачи или за другую единицу времени, например, за час.

Для тяжело нагруженных червячных передач, работающих с длительными остановками, во время которых передача может остыть, расчетом определяют допустимое время непрерывной работы до достижения маслом предельной температуры.

$$T_{\text{рmax}} = \frac{(C_1 M_1 + C_2 M_2) \Delta t_m}{[1000 P_1 (1 - \eta) - KA \Delta t_m (1 + \psi)] 800}, \text{ час} \dots (61)$$

где  $C_1$ - теплоемкость металла корпуса передачи (для чугуна  $C_1=500$  Дж/кг\*град.);

$C_2$ - теплоемкость масла ( $C_2=1700$  Дж/кг\*град);

$m_1$  и  $m_2$ - соответственно масла корпуса передачи и масса масла в кг.

$\Delta t_m$ - средняя избыточная температура масла, определяемая по формуле

$$\Delta t_m = \frac{[t] - t_0}{2}$$

Продолжительность перерыва, необходимо для остывания масла,

$$T_{\text{нmin}} = \frac{(C_1 M_1 + C_2 M_2)}{1800 K A (1 + \psi)}, \dots \text{час} \dots (62)$$

## 6. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА В ЗУБЬЯХ КОЛЕСА.

Для червячных передач с большим числом зубьев, ручных и открытых проектировочный расчет ведется по напряжениям изгиба в зубьях колеса.

### 6.1. Определение модуля зацепления.

$$m = 18,5_3 \sqrt{\frac{k T_2 Y_f}{z_2 [\sigma]_f}}, \dots \text{мм} \dots (63)$$

где  $T_2$  в Нм;  $[\sigma]_f$  в МПа

Выбор и определение величин, входящих в формулу (63)  
 $T_2$ - п.1.1;  $[\sigma]_f$  - п. 3.6. ;  $z_2$  – п.1.3.;  $Y_f$  – п.3.4 из рис. 3 .

Приняв  $x=0$ ?  $y \approx 10^0$  и определив предварительно  $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 g}$

к- п. 1.11

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения ( табл.3)

### 6.2. Выбор q и определение межосевого расстояния.

Предварительно применяют  $q=0,25 z_2$ , а окончательно q выбирают по табл.3. в зависимости от m.

Межосевое расстояние определяют по формуле

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2}, \dots (64)$$

При проектировании серийных червячных передач полученное  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144-76 (п.1.13.1.).

Для нестандартных червячных передач  $a_w$  округляют до целого числа с окончанием на 0 или 5.

Дальнейший расчет передачи производится согласно пунктам 1.13.4...1.13.6

### 6.3. Проверочный расчет зубьев колеса на изгиб.

Этот расчет производится с целью вычисления действительных напряжений изгиба в зубьях колеса, которые позволят окончательно выбрать материал колеса.

Определение  $\sigma_f$  см. в разделе 3.

6.3.1. Проверка зубьев колеса на прочность по изгибу  
Смотри п 3.8.

6.4. Проверочный расчет зубьев колеса  
по контактным напряжениям.  
Смотри п.2.