



УДК 621.833.38.001.24

*М.В. ФОМИН, канд. т-хн. наук (Московский государственный
технический университет им. Н.Э. Баумана,
e-mail:mar-fomine@mail.ru)*

Червячные передачи

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Введение | 2 |
| 1. Особенности геометрии и работы червячных передач | 2 |
| 2. Критерии работоспособности и допускаемые напряжения | 8 |
| 3. Проектировочный расчет и выбор стандартного редуктора | 14 |
| 4. Современные тенденции проектирования, изготовления и обслуживания червячных передач | 21 |
| Библиографический список | 24 |

*M.V. FOMIN, Cand. Tech. Sci.
(Bauman Moscow State Technical University)*

Worm drives

CONTENTS

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Introduction | 2 |
| 1. Geometry and operation features of worm drives | 2 |
| 2. Design criteria and admissible stress | 8 |
| 3. Design calculations and selection of worm drive transmission | 14 |
| 4. Modern tendencies in worm drive design, manufacturing and maintenance | 21 |
| References | 24 |

E-mail редакции: handbook@mashin.ru, sizhpost@rambler.ru
E-mail отдела реализации: realiz@mashin.ru, www.handbook-j.ru

Председатель редакционного совета
акад-мик РАН, д-р т-хн. наук
Р.Ф. ГАНИЕВ

Заместитель председателя
редакционного совета
д-р т-хн. наук
А.Г. СУСЛОВ

Главный редактор
П.Е. КЛЕЙЗЕР

Заместитель
главного редактора
А.А. КУЛИКОВА

Редакционный совет:

И.И. АРТЕМОВ
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
А.И. БЕЛЯКОВ
А.И. БОЛДЫРЕВ
Р.Я. ВАКУЛЕНКО
В.А. ГОЛЕНКОВ
О.А. ГОРЛЕНКО
С.Н. ГРИГОРЬЕВ
М.А. ЕВДОКИМОВ
А.А. ЖУКОВ
В.Л. ЗАКОВОРОТНЫЙ
Ю.М. ЗУБАРЕВ
А.С. КАЛАШНИКОВ
С.В. КИРСАНОВ
А.Ю. КОНЬКОВ
А.Н. КОРОТКОВ
А.Ф. КРАЙНЕВ
В.Д. КУХАРЬ
В.А. ЛАШКО
В.Ф. ЛУКЬЯНОВ
В.Ф. МАКАРОВ
В.Г. МАЛИНИН
С.В. МИЩЕНКО
Ю.В. ПАНФИЛОВ
В.П. ПУЧКОВ
В.Я. РАСПОПОВ
В.П. СМОЛЕНЦЕВ
Ю.С. СТЕПАНОВ
А.Г. СХИРТЛАДЗЕ
В.М. ТРУХАНОВ
В.М. ШАРИПОВ
С.Ю. ШАЧНЕВ

Редакция:

С.М. МАКЕЕВА
А.А. КУЛИКОВА
Н.М. ШИБАНОВА

Журнал зар-гистрирован
в Комит-т- Российской
Ф-д-рации по п-чати.
Свид-т-льство о р-гистрации
№ 014670 от 25.12.1997 г.,
п-р-р-гистрирован ПИ № ФС77-36554
от 05.06.2009 г.

Журнал распространя-тся по под-
писк-, которую можно оформить в
любом почтовом отд-л-нии (ин-
д-ксы по каталогам "Росп-чать"
72428, "Пр-сса России" 41299,
"Почта России" 60255) или н-по-
ср-дств-нно в отд-л- продаж, мар-
к-тинга и р-кламы.

Т-л.: (499) 269-66-00
269-52-98

Т-л. р-дакции: (499) 268-36-54
269-49-98

Факс: (499) 269-48-97
268-85-26



Изложены краткие сведения по червячным передачам и расчет передач с цилиндрическими червяками. Приведен алгоритм и пример многовариантного расчета червячной передачи. Рассмотрены современные тенденции проектирования червячных редукторов. Даны рекомендации по выбору стандартных червячных редукторов для заданных условий работы.

Ключевые слова: червяк; червячное колесо; контактные напряжения; изгибные напряжения; расчет нагрузочной способности червячных передач.

Brief information on worm gears and the calculation of gears with cylindrical worm is presented. An algorithm and an example of multivariate calculation of a worm gear are given. The modern trends in worm gear design have been considered. Recommendations on the selection of standard worm gears for the given conditions are presented.

Keywords: Worm; Worm wheel; Contact Stress; Bending Stress; Calculation of load capacity of worm gears.

Введение

В настоящее время доля выпуска червячных редукторов составляет примерно 30 % от общего объема выпуска редукторов с передачами зацепления всех типов. Основными достоинствами червячных передач являются компактность, плавность хода и низкий уровень шума, большое передаточное число в одной ступени, возможность обеспечения точных делительных перемещений, в ряде случаев самоторможение, исключая применение тормозов. Реализуемый на практике диапазон передаточных чисел одноступенчатых силовых червячных передач 8...80 перекрывает наиболее часто применяемый для редукторов общемашиностроительного назначения.

К недостаткам червячных редукторов относят: низкий КПД, значительные силы и скорости скольжения в зацеплении, необходимость регулировки зацепления или повышенной точности изготовления, применение операций по приработке (обкатке) редуктора для получения пятна контакта определенного размера и расположения за счет износа и/или пластического деформирования зоны зацепления. Применение дорогих оловянных и оловянно-никелевых бронз для венцов червячных колес увеличивает стоимость передачи по сравнению с другими передачами.

Силовые червячные редукторы выполняют с цилиндрическими (рис. 1) и глобоидными червяками. Глобоидные червячные передачи обладают более высокой нагрузочной способностью, но их применение из-за существенно более сложного изготовления, регулировок и охлаждения сокращается.

Известно [1], что при номинальных нагрузках в червячных передачах в основном реализуется полу-

жидкостное и граничное трение с неизбежным в таких случаях износом. Процесс износа в червячной передаче отвечает достаточно сложным фундаментальным принципам синергетики: самоорганизации образования и самоподдержания "формы естественного износа". Общепризнанных универсальных методов на износ пока нет. Этим объясняется наличие в мировой практике большого числа методик на силовых расчетах червячных передач и подшипников скольжения в отличие от расчетов зубчатых передач и подшипников качения, в которых износ, как правило, не является решающим. В основу силовых расчетов червячных передач положены формулы, разработанные для косозубых зубчатых передач, с уточняющими коэффициентами и выработанными практикой допускаемыми напряжениями. Таким образом, расчеты на прочность червячных передач в значительной степени носят эмпирический характер. Несмотря на то что допускаемые напряжения во многих литературных источниках практически одни и те же, расчетные формулы для контактной и изгибной прочности червячных передач имеют определенные отличия [1-3]. Уточненные расчеты червячных передач на отсутствие заедания и на заданный ресурс невозможны без большого количества дополнительных опытных данных, полученных при трудоемких ресурсных испытаниях в конкретных условиях работы.

Ниже рассмотрен алгоритм с примером проекторочного расчета червячной передачи, который позволяет провести сравнительный анализ множества вариантов, отвечающих возможностям изготовления передачи и условиям прочности при заданных условиях работы. Алгоритм применим для любой из известных методик расчета. Основные расчетные зависимости сопровождаются краткими выводами.

1. Особенности геометрии и работы червячных передач

1.1. Общие сведения

Различают линейчатые и нелinearчатые рабочие поверхности витков цилиндрических червяков.

Линейчатые рабочие поверхности червяков в отличие от *нелinearчатых* образуются винтовым движением прямой линии с постоянным или реже с переменным шагом.

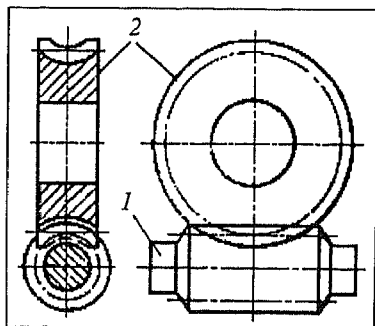


Рис. 1. Схема червячной передачи:
1 – цилиндрический червяк; 2 – червячное колесо



Архимедов червяк — *ZA* имеет прямолинейное очертание профиля витка в осевом сечении червяка и архимедову спираль в торцовом сечении. Стандартный угол профиля витка в осевом сечении червяка принят равным $\alpha_x = 20^\circ$. Эти червяки имеют ограниченное применение из-за сложностей при нарезании и шлифовании. Их применяют в единичном производстве для малонагруженных тихоходных передач. Угол подъема витков по делительному цилиндру по условиям резания не должен превышать $\gamma = 10^\circ$. Возможно изготовление на токарном станке.

Конволютный червяк — *ZN* имеет витки, очерченные в торцовом сечении удлиненной или укороченной эвольвентой. Разновидности конволютных червяков обозначают *ZN1*, *ZN2* и *ZN3* в зависимости от технологии производства. Стандартный угол профиля в нормальном сечении витков червяка принят равным $\alpha_n = 20^\circ$. Данные червяки находят ограниченное применение в единичном производстве.

Эвольвентный червяк — *ZI* представляет собой эвольвентное косозубое колесо с очень большим углом наклона зубьев. Эти червяки применяют только при наличии специального станка для шлифования рабочих поверхностей плоской стороной шлифовального круга. Стандартный угол профиля в нормальном сечении витков червяка принят равным $\alpha_n = 20^\circ$.

Нелинейчатые рабочие поверхности червяка с вогнутым профилем образуют инструментами с конической (обозначение червяка *ZK*) или тороидальной поверхностью шлифовального круга (обозначение *ZT*). В иностранной литературе эти передачи носят название выпукло-вогнутых (convex).

Червяки *ZK* могут быть трех видов в зависимости от типа инструмента для нарезания червяков: *ZK1*, *ZK2* и *ZK3*.

Наибольшее распространение получили передачи с червяками вида *ZK1*, благодаря высокой стойкости и технологичности обрабатывающего инструмента.

Червяки *ZT* имеют две разновидности: *ZT1* и *ZT2*, отличающиеся расположением производящего тора при обработке червяка. Достоинством червяков *ZT2* является независимость геометрии винтовой поверхности червяка от диаметра шлифовального круга, который неизбежно уменьшается после правок. По качественным показателям передачи с цилиндрическими червяками вогнутого профиля *ZT* не уступают глобoidным передачам, но они значительно проще в изготовлении и обслуживании, поэтому получают все большее распространение.

В настоящее время при изготовлении червячных передач в серийном производстве следует отдавать предпочтение червякам видов: *ZI*, *ZK1* и *ZT2*.

Рекомендуемые диапазоны передаточных чисел для редукторов с силовыми червячными передачами составляют:

для одноступенчатых червячных — 8...80;

для цилиндри-червячных (червячно-цилиндрических) — 40...315;

для двухступенчатых червячных — 125...4000;

для трехступенчатых (цилиндро-червячно-червячных) — 125... 12 500.

Рекомендуемые номинальные передаточные числа одноступенчатых червячных передач:

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100.

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71; 90.

Первый ряд — предпочтительный. Значения 90 и 100 применять не рекомендуется.

Допускается отклонение передаточных чисел червячных передач от номинального значения для одноступенчатых редукторов до 4 % (в обоснованных случаях до 6,3 %) и до 8% — для двухступенчатых. Червяки, кроме случаев, обусловленных кинематикой, должны иметь правое направление витков. При этом червячные колеса имеют также правый наклон зубьев.

Ресурс стандартных червячных редукторов для общемашиностроительного применения в соответствии с ГОСТ Р 50891—96 должен быть не менее 10 000 ч, а для подшипников редуктора — 5000 ч, срок службы не менее 5,5 лет. Степень точности передач не ниже 7-6-6 С.

1.2. Геометрия передачи с цилиндрическими червяками

Основные размеры червяка, червячного колеса и межосевое расстояние a_w однозначно определены, если известны вид червяка, осевой модуль зубьев — m , число витков червяка — z_1 , число зубьев червячного колеса — z_2 , коэффициент диаметра червяка — q и коэффициент смещения червяка x .

Передаточное число червячной передачи $u = z_2 / z_1$. Для стандартных передач число витков червяка z_1 выбирают из ряда: 1, 2 и 4. Нестандартные червячные передачи могут иметь любое число витков. Во избежание неравномерного износа передачи не рекомендуется, чтобы число зубьев червячного колеса z_2 было кратным z_1 . Стандартные значения a_w , m и q червячных передач приведены в табл. 1.

Межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 + m x,$$

где d_1 и d_2 — соответственно делительные диаметры червяка и колеса.

1. Стандартные значения межосевых расстояний a_w , осевых модулей m и коэффициентов диаметра червяка q

| a_w , мм | m , мм | q |
|-------------------------|---------------------------|-------------------------|
| 40; 50; 63; 80; 100; | 1; 1,25; (1,5); 1,6; 2,0; | 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); |
| 125; (140); 160; (180); | 2,5; (3,0); 3,15; (3,5); | 10; (11,2); 12,5; (14); |
| 200; (225); 250; (280); | 4,0; 5,0; (6,0); 6,3; | 16; (18); 20; 22,4 |
| 315; (355); 400; (450); | (7,0); 8,0; 10,0; | |
| 500 | (12,0); 12,5; 16; 20; 25 | |

Примечание. Значения, указанные в скобках, соответствуют менее предпочтительному второму ряду.

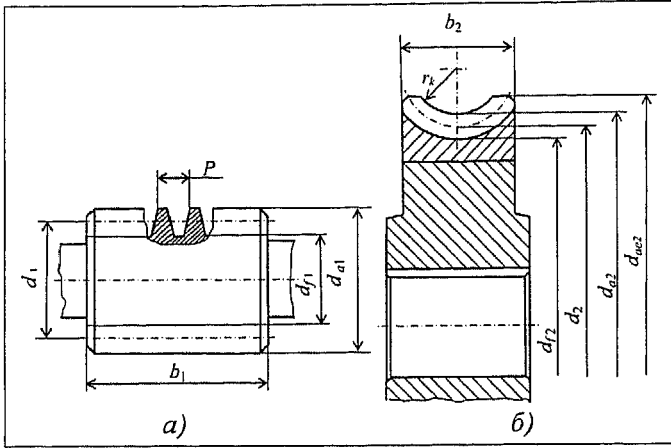


Рис. 2. Основные геометрические параметры: а – червяка; б – червячного колеса

В соответствии с ГОСТ 19650–97 значения коэффициента смещения червяка x рекомендовано принимать в пределах:

$0 \leq x \leq 1$ для передач с червяками видов ZA, ZN и ZK;
 $-1 \leq x \leq 0$ для передач с червяками вида ZI;

2. Формулы для вычисления геометрических параметров червяка (см. рис. 2, а)

| Параметр | Формула |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|
| Делительный диаметр | $d_1 = m q$ |
| Диаметр вершин витков | $d_{a1} = d_1 + 2 m$ |
| Диаметр впадин вершин витков для червяков ZA, ZN, ZK | $d_{f1} = d_1 - 2,4 m$ |
| Диаметр впадин витков для червяков ZI | $d_{f1} = d_1 - 2 m(1 + 0,2 \cos \gamma)$ |
| Диаметр впадин витков для червяков ZT | $d_{f1} = d_1 - 2,32 m$ |
| Начальный диаметр | $d_{w1} = m(q + 2x)$ |
| Осевой шаг | $P = \pi m$ |
| Ход витка | $p_{z1} = z_1 P$ |
| Делительный угол подъема (угол подъема витка на делительном диаметре червяка) | $\gamma = \arctg(z_1 / q)$ |
| Начальный угол подъема (угол подъема витка на начальном диаметре червяка) | $\gamma_w = \arctg[z_1 / (q + 2x)]$ |
| Основной угол подъема для червяков ZI (угол подъема витка на основном диаметре червяка) | $\gamma_b = \arccos(\cos \gamma \cos \alpha_n)$ |
| Угол профиля витка в осевом сечении червяка | $\alpha_x = \arctg(\tg \alpha_n / \cos \gamma)$ |
| Делительная толщина по хорде | $s_{a1} = 0,5 \pi m \cos \gamma$ |
| Высота до хорды | $h_{a1} = m + 0,5 s_{a1} \times \times \tg\{0,5 \arcsin(s_{a1} \sin^2 \gamma / d_1)\}$ |

3. Формулы для вычисления геометрических параметров червячного колеса (см. рис. 2, б)

| Параметр | Формула |
|----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------|
| Делительный и совпадающий с ним начальный диаметр колеса | $d_2 = d_{w2} = m z_2$ |
| Диаметр вершин зубьев | $d_{a2} = d_2 + 2 m(1 + x)$ |
| Диаметр впадин зубьев для ZA, ZN, ZK, ZT | $d_{f2} = d_2 - 2 m(1,2 - x)$ |
| Диаметр впадин зубьев для ZI | $d_{f2} = d_2 - 2 m(1 + 0,2 \cos \gamma - x)$ |
| Наибольший диаметр колеса для ZA, ZN, ZK, ZI | $d_{ae2} \leq d_2 + 6 m / (z_1 + 2)$ |
| Наибольший диаметр колеса для ZT | $d_{ae2} \leq d_2 + 6 m / (z_1 + 4)$ |
| Ширина венца колеса для ZA, ZN, ZK, ZI | $b_2 = 0,75 d_{a1}$, при $z_1 \leq 2$ $b_2 = 0,67 d_{a1}$, при $z_1 > 2$ |
| Ширина венца колеса для ZT | $b_2 = (0,7 - 0,1x) d_{a1}$ |
| Радиус выемки венца колеса | $r_k = 0,5 d_1 - m$ |

$-1 \leq x \leq 0$ для передач с червяками ZI;
 $0,5 \leq x \leq 1,5$ для передач с червяками ZT (предпочтительно $x = 1$).

Основные геометрические параметры червяка и червячного колеса (рис. 2) по ГОСТ 19650–97 представлены в табл. 2 и 3.

Длину нарезанной части червяка b_1 (наибольшее расстояние между торцами витков по линии, параллельной оси червяка) находят как сумму $b + 0,5\pi m$ (рис. 3), где

$$b = 2 \sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2}$$

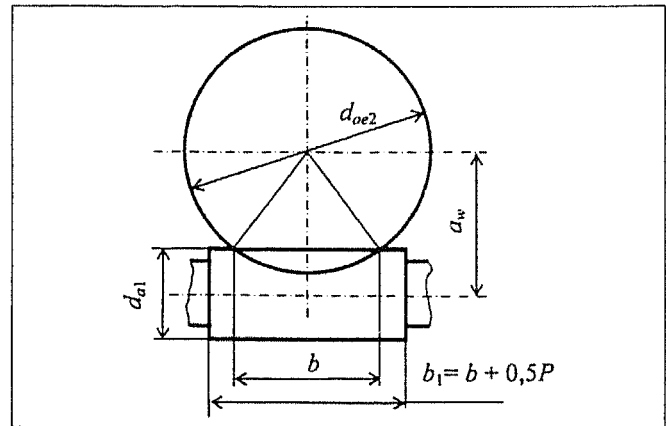


Рис. 3. К определению длины нарезанной части червяка



4. Рекомендуемые степени точности червячных передач

| Назначение передачи | Степень точности |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Неответственные передачи вспомогательных механизмов. Ручные приводы | 9 |
| Неответственные передачи силовых приводов с кратковременным режимом работы | 8 |
| Силовые приводы транспортных и промышленных механизмов средней точности, транспортеры (конвейеры) | 7 |
| Приводы станков средней точности и силовые передачи с длительным режимом работы | 6 |

Примечание. Указанная степень точности является наименьшей из трех регламентируемых стандартом норм точности: кинематической, плавности и по пятну контакта.

5. Предельные отклонения межосевого расстояния в передаче $\pm f_a$, мм, при $m \geq 1$ мм

| Степень точности по нормам контакта | Межосевое расстояние, a_w , мм | | | | | |
|-------------------------------------|----------------------------------|---------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | До 80 | Св. 80 до 120 | Св. 120 до 180 | Св. 180 до 250 | Св. 250 до 315 | Св. 315 до 400 |
| 6 | 28 | 32 | 38 | 42 | 45 | 50 |
| 7 | 45 | 50 | 60 | 67 | 75 | 80 |
| 8 | 71 | 80 | 90 | 105 | 110 | 125 |
| 9 | 110 | 130 | 150 | 160 | 180 | 200 |

или

$$b_1 = \sqrt{d_{ae2}^2 - (2a_w - d_{a1})^2} + 0,5 \pi m.$$

Для быстроходных червяков с числом витков $z_1 = 1$ для исключения дисбаланса отношение b_1 / P должно быть целым.

Рекомендуемые степени точности червячной передачи в зависимости от назначения указаны в табл. 4.

Предельные отклонения межосевого расстояния в собранной передаче должны соответствовать ГОСТ 3675-81, выдержки из которого для передач общемашиностроительного применения приведены в табл. 5. На чертеже червячного колеса в таблице указывают межосевое расстояние a_w с допуском $\pm 0,75 f_a$.

1.3. Силы, действующие в зацеплении

Для прочностных расчетов зубьев червячного колеса, валов и опор червячной передачи необходимо знать силы, действующие в зацеплении. Силы в зацеплении находят из условия статического

Рис. 4. Схемы силы в зацеплении червячной передачи (а) и определения скорости скольжения $v_{ск}$ (б): T_1 – вращающий момент на валу червяка; T_2 – момент сопротивления на валу червячного колеса; v_1 – окружная скорость червяка; v_2 – окружная скорость червячного колеса

равновесия червяка и червячного колеса. Расчетная схема передачи для определения сил показана на рис. 4, а. Направление витков червяка и зубьев колеса – правое.

Окружную силу на колесе находят по формуле

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \frac{T_2}{d_{cp2}}, \quad (1)$$

где T_2 – вращающий момент на червячном колесе, Н·м; d_{cp2} – средний диаметр колеса, мм, $d_{cp2} = d_2 + 2mx$. Осевая сила на червяке $F_{A1} \approx F_{t2}$. Из треугольника сил следует, что окружная сила на червяке

$$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi_1),$$

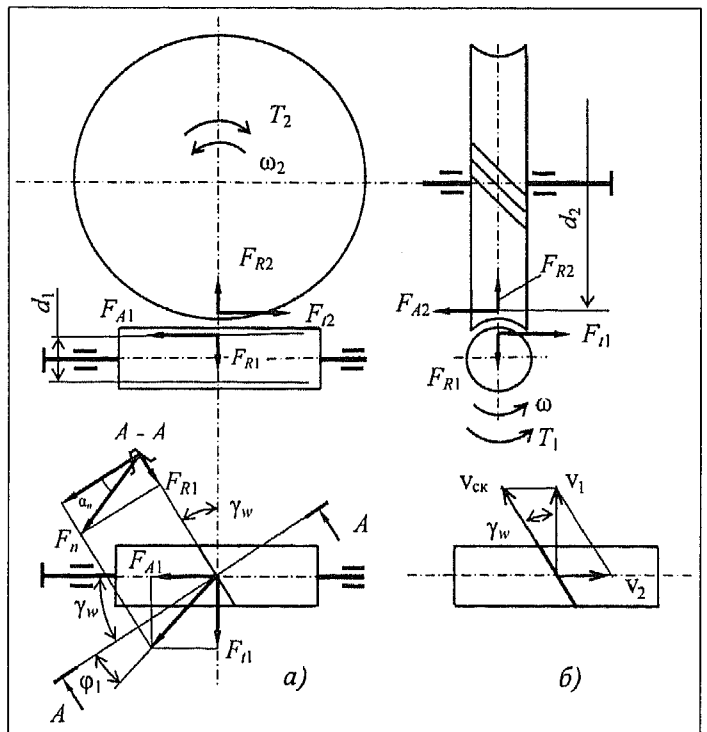
где γ_w – начальный угол подъема витка червяка; φ_1 – приведенный угол трения, $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1$; f_1 – приведенный коэффициент трения.

Нормальную силу F_n , действующую в сечении А-А, находят через соответствующие проекции силы F_{A1} по формуле

$$F_n = F_{A1} \frac{\cos \varphi_1}{\cos(\gamma_w + \varphi_1) \cos \alpha_n}.$$

Принимая во внимание, что $F_{A1} \approx F_{t2}$ и

$$\begin{aligned} \frac{\cos(\gamma_w + \varphi_1)}{\cos \varphi_1} &= \frac{\cos \gamma_w \cos \varphi_1 - \sin \gamma_w \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1} \\ &= \cos \gamma_w - \sin \gamma_w \operatorname{tg} \varphi_1 \approx \cos \gamma_w \end{aligned}$$





(в связи с малостью произведения $\sin \gamma_w \operatorname{tg} \varphi_1$ по сравнению с $\cos \gamma_w$), окончательно получим

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma_w \cos \alpha_n}$$

или с учетом (1)

$$F_n = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{cp2} \cos \gamma_w \cos \alpha_n} \quad (2)$$

Радиальные силы в зацеплении червяка и колеса равны

$$F_{R1} = F_{R2} = F_n \sin \alpha_n = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma_w}$$

1.4. Скорость скольжения в червячной передаче

Кинематикой червячной передачи обусловлены значительные скорости скольжения в зацеплении (рис. 4, б), которые существенно влияют на изнашивание и коэффициент полезного действия. Окружную скорость червяка v_1 и колеса v_2 , м/с, находят соответственно по формулам:

$$v_1 = \pi d_{w1} n_1 / 60\,000,$$

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / 60\,000,$$

где d_{w1} – начальный диаметр червяка, мм; d_2 – делительный диаметр колеса, мм; n_1, n_2 – частоты вращения соответственно червяка и колеса, мин^{-1} .

Скорость скольжения, м/с, в зацеплении

$$v_{ск} = v_1 / \cos \gamma_w.$$

Для выбора материалов венца червячного колеса при проектировочном расчете скорость скольжения предварительно можно оценить по формуле

$$v_{ск} \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u \sqrt[3]{T_2},$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин^{-1} ; T_2 – номинальный вращающий момент на колесе, Н·м; u – передаточное число. Следует иметь в виду, что данная формула может давать ошибку до $\pm 30\%$ от действительной скорости, поэтому после окончательного определения размеров передачи скорость скольжения необходимо уточнить и, при необходимости, повторить расчет с новым значением скорости скольжения.

1.5. Расчетная нагрузка

Для учета влияний прогибов вала червяка и внутренней динамики передачи номинальную нагрузку умножают на коэффициент нагрузки K , который определяют как произведение коэффициента концентрации нагрузки по длине зуба K_β и коэффициента динамической нагрузки K_v , т.е. $K = K_\beta K_v$.

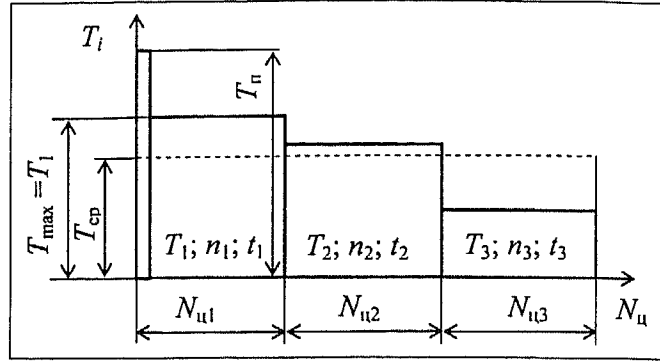


Рис. 5. Циклограмма моментов нагружения

Начальный коэффициент концентрации K_β^0 нагрузки определяют по формуле

$$K_\beta^0 = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3,$$

где θ – коэффициент деформации червяка.

Коэффициент деформации червяка θ и учитывает увеличение концентрации нагрузки вдоль контактной линии в связи с прогибом червяка под действием сил в зацеплении:

$$\theta \approx (18q - 70) / \sqrt[3]{z_1}.$$

Если $K_\beta^0 > 1,3$, то следует увеличить q .

С учетом приработки коэффициент концентрации

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

где X – коэффициент, учитывающий влияние режима нагружения на приработку.

Коэффициент X численно равен отношению средневзвешенного момента T_{cp} к максимальному T_{max} в циклограмме моментов нагружения (рис. 5). Кратковременные пиковые вращающие моменты T_n не учитывают.

Обозначив через T_i – вращающий момент на колесе; n_{2i} – частоту его вращения, мин^{-1} , и через t_i – время работы, ч, на i -м режиме, получим число циклов нагружения на i -м режиме:

$$N_{ui} = 60 n_{2i} t_i \quad (3)$$

и общее число циклов нагружения за весь срок службы:

$$N_K = \sum_{i=1}^{i=k} N_{ui} = 60 \sum_{i=1}^{i=k} n_{2i} t_i, \quad (4)$$

где k – число ступеней (уровней) нагружения в циклограмме.

При заданной циклограмме нагружения средневзвешенный момент

$$T_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} T_i N_{ui}}{N_K}.$$



После преобразований получим

$$X = \frac{T_{\text{ср}}}{T_{\text{max}}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} (T_i / T_{\text{max}}) n_{2i} t_i}{\sum_{i=1}^{i=k} n_{2i} t_i}$$

При постоянном режиме нагружения $X = 1$. Для типовых режимов нагружения (ГОСТ 21354–87) значения X принимают в соответствии с табл. 6.

6. Значения коэффициента X [4]

| | | | | | | |
|---------------|-----|------|------|------|------|------|
| Типовой режим | 0 | I | II | III | IV | V |
| X | 1,0 | 0,77 | 0,50 | 0,50 | 0,42 | 0,31 |

Коэффициент динамичности K_v зависит от окружной скорости колеса v_2 . При окружной скорости колеса v_2 менее 3 м/с принимают коэффициент динамичности $K_v = 1$, при больших значениях скорости определяют по формуле $K_v = 1,01 + 0,017 v_2$.

1.6. Эквивалентное цилиндрическое колесо

Расчеты на контактную и изгибную прочность зубьев червячного колеса ведут по эквивалентному прямозубому цилиндрическому колесу, которое получают по аналогии с расчетами цилиндрических косозубых колес. В сечении $A-A$ цилиндра с диаметром d_2 (рис. 6) получается эллипс с малой полуосью $c = 0,5 d_2$ и большой полуосью $a = 0,5 d_2 / \cos \gamma_w$. Радиус кривизны эллипса на малой полуоси в точке B равен $r_{v2} = a^2 / c$ или $r_{v2} = 0,5 d_2 / \cos^2 \gamma_w$. Этот радиус принимают равным радиусу эквивалентного цилиндрического колеса, т.е. $r_{v2} = 0,5 d_{v2}$. Отсюда можно получить диаметр эквивалентного по прочности цилиндрического колеса $d_{v2} = d_2 / \cos^2 \gamma_w = m_n z_{v2}$, где m_n – нормальный модуль зубьев; z_{v2} – эквивалентное число зубьев. С учетом того, что $d_2 = m_n z_2 / \cos \gamma_w$, находим

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w \quad (5)$$

Для эвольвентного профиля зуба червячного колеса радиус кривизны $\rho_{v2} = BC$ определяют из прямоугольного треугольника (рис. 6):

$$\rho_{v2} = r_{v2} \sin \alpha_n = 0,5 d_2 \frac{\sin \alpha_n}{\cos^2 \gamma_w} \quad (6)$$

Эта формула соответствует передаче с червяком ZA .

1.7. Материалы для червячных передач

Червяки в основном выполняют из качественных углеродистых и легированных сталей (40X,

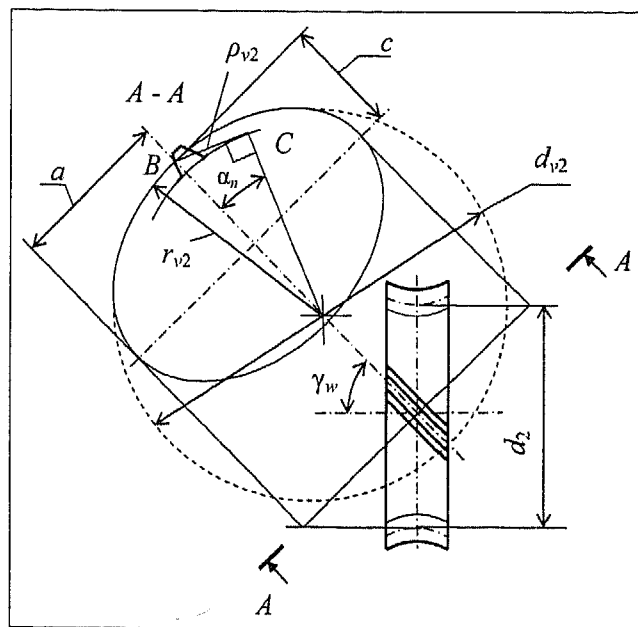


Рис. 6. К определению эквивалентного числа зубьев и радиуса кривизны профиля зуба колеса

40ХН, 35ХГСА, 38ХГН, 12ХНЗА, 20, 20Х, 18ХГТ, 38Х2М1ЮА и др.) с последующей термообработкой до высокой твердости. Наиболее применяемая сталь – 18ХГТ. Рабочую поверхность зубьев червяка шлифуют и в ряде случаев полируют. Улучшенные червяки применяют только в сочетании с оловянными бронзами и для неотчетливых передач.

Венцы червячных колес выполняют из антифрикционных материалов, которые можно разделить на три группы в зависимости от склонности к заеданию.

Группа I. Оловянные бронзы (табл. 7).

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни (табл. 8).

Группа III. Серые чугуны (табл. 9).

Для несилевых передач используют неметаллические материалы (текстолит, капрон, капролон, ДСП-Г и др.).

7. Оловянные бронзы (группа I)

| Обозначение материалов | Способ отливки | Допустимая скорость скольжения, $[v]_{\text{ск}}$, м/с | Модуль упругости, $E \cdot 10^{-5}$, МПа | Предел текучести σ_T , МПа | Предел временного сопротивления σ_B , МПа |
|------------------------|----------------|---------------------------------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------------------|
| БрОНФ | Центробежный | 35 | 0,98 | 170 | 290 |
| БрО10Н1Ф1 | Центробежный | 25 | 0,98 | 165 | 285 |
| БрО10Ф1 | В кокиль | 12 | 0,75 | 200 | 245 |
| БрО10Ф1 | В песок | 12 | 0,75 | 140 | 215 |
| БрО10Ц2 | В кокиль | 8 | 1,00 | 250 | 300 |
| БрО10Ц2 | В песок | 8 | 1,00 | 160 | 250 |
| БрО5Ц5С5 | В кокиль | 8 | 0,88 | 90 | 200 |
| БрО5Ц5С5 | В песок | 8 | 0,88 | 80 | 150 |



8. Безоловянные бронзы и латуни (группа II)

| Обозначение материалов | Способ отливки | Допустимая скорость скольжения [v] _{ск} , м/с | Модуль упругости E·10 ⁻⁵ , МПа | Предел текучести σ _T , МПа | Предел временного сопротивления σ _B , МПа |
|------------------------|----------------|--------------------------------------------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------------------------|
| БрА10Ж4Н4 | Центробежный | 5 | 1,15 | 280 | 700 |
| БрА10Ж4Н4 | В песок | 5 | 1,15 | 280 | 650 |
| БрА10ЖЗМц1,5 | В кокиль | 5 | 0,95 | 220 | 550 |
| БрА10ЖЗМц1,5 | В песок | 5 | 0,95 | 220 | 450 |
| БрА9ЖЗЛ | Центробежный | 5 | 1,2 | 200 | 500 |
| БрА9ЖЗЛ | В кокиль | 5 | 1,2 | 195 | 490 |
| БрА9ЖЗЛ | В песок | 5 | 1,2 | 195 | 390 |
| ЛАЖМц66-6-3-2 | Центробежный | 4 | 0,95 | 330 | 500 |
| ЛАЖМц66-6-3-2 | В кокиль | 4 | 0,95 | 295 | 450 |
| ЛАЖМц66-6-3-2 | В песок | 4 | 0,95 | 260 | 400 |

9. Чугуны (группа III)

| Обозначение материалов | Способ отливки | Допустимая скорость скольжения [v] _{ск} , м/с | Модуль упругости E·10 ⁻⁵ , МПа | Предел прочности при изгибе σ _{вн} , МПа |
|------------------------|----------------|--------------------------------------------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| СЧ 15 | Любой | 3 | 1,0 | 320 |
| СЧ 18 | Любой | 2 | 1,1 | 360 |
| СЧ 28 | Любой | 2 | 1,1 | 480 |

Стоимость оловянной бронзы примерно в 8 раз дороже чугуна, безоловянной бронзы – в 5 раз дороже чугуна.

1.8. Коэффициент полезного действия

Потери мощности в червячном редукторе происходят в зацеплении, опорах, манжетных уплотнениях и при размещивании масла. При наличии вентилятора часть мощности затрачивается на его привод. Основная доля потерь мощности происходит в зацеплении и опорах. Для оценки КПД редуктора можно использовать формулу для пары винт-гайка скольжения

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi_1)}$$

10. Значения коэффициента c

| Твердость поверхности червяка | Группа материалов венца червячного колеса | | |
|-------------------------------|-------------------------------------------|-----|------|
| | I | II | III |
| ≥ 45 HRC | 1 | 1,6 | 1,65 |
| < 45 HRC | 1,3 | – | – |

где φ₁ – приведенный угол трения, найденный экспериментально с учетом потерь в опорах при смазывании минеральными маслами.

Приведенный угол трения зависит от материалов червяка и червячного колеса, твердости и качества обработки рабочей поверхности червяка, сорта смазочного материала, а также скорости скольжения в зацеплении v_{ск}. При наличии вентилятора следует учесть дополнительные потери мощности на его привод [3]. Приведенный угол трения для приработанных и качественно изготовленных передач можно найти по формуле, которая получена путем аппроксимации опытных данных, приведенных в [3]:

$$\varphi_1 = 0,05c / \sqrt{v_{ск} + 0,4}$$

где v_{ск} – скорость скольжения, м/с, c – определяют по табл. 10.

Для червячных передач ZT приведенный коэффициент трения снижают на 20 % в связи с более благоприятным направлением вектора скорости скольжения относительно контактных линий по сравнению с передачами с линейчатым профилем червяков. Применение синтетических смазочных материалов с легирующими присадками уменьшает приведенный угол трения на 10...17 %.

2. Критерии работоспособности и допускаемые напряжения

Основным критерием работоспособности червячных передач являются износостойкость и в меньшей мере изгибная прочность зубьев червячного колеса.

Для рабочих поверхностей зубьев червячных колес из оловянных бронз характерно усталостное выкрашивание, для других материалов – задиры и заедание. В очень редких случаях наблюдались усталостные поломки витков или тела червяка, а также разрывы венцов червячного колеса по впадине.

При проектировании червячных передач необходимо выполнить следующие условия в обычно принятых обозначениях:

1. σ_H ≤ [σ]_H – условие контактной прочности поверхности зубьев червячного колеса (износ, намазывание, заедание, заDIR, смятие).

2. σ_F ≤ [σ]_F – условие прочности зубьев червячного колеса на изгиб (деформация или поломка зубьев в



результате значительного износа, накопления усталостных повреждений или перегрузок).

3. $y \leq [y]$ – условие достаточной изгибной жесткости вала червяка, где y – максимальный прогиб под действием сил в зацеплении.

4. $t \leq [t]$ – условие допустимости рабочей температуры.

5. $\sigma_H \leq [\sigma]_{H_{max}}$; $\sigma_F \leq [\sigma]_{F_{max}}$ – прочность зубьев колеса при действии кратковременных перегрузок при пусках и остановках с большими инерционными массами.

6. При высоких требованиях к надежности червячной передачи проводят расчеты на отсутствие заедания и на заданный ресурс (при наличии статистических данных, полученных при испытаниях в конкретных условиях) [1].

2.1. Контактная прочность зубьев червячного колеса

Расчет по контактным напряжениям червячных передач проводят по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} \frac{K F_n}{l_\Sigma \rho_{np}}}, \quad (7)$$

где E_1, E_2 – модуль упругости соответственно материала червяка и материала зубьев колеса; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона; F_n – нормальная сила в зацеплении; l_Σ – суммарная длина контактной линии; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны поверхностей в точке контакта; K – коэффициент нагрузки. Для стальных червяков $E_1 = (2,1...2,15)10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,3$; для венцов червячного колеса в зависимости от марки бронзы $E_2 = (0,73...1,2)10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,25...0,33$. Заметим, что многие допущения (такие как отсутствие в контакте касательных напряжений и смазки, статическое нагружение и др.), принятые при выводе этой формулы, в реальной червячной передаче не выполняются. Поэтому большое значение отводится выбору проверенных практикой допускаемых напряжений.

Все качественно изготовленные червячные передачи с линейчатым профилем витков обладают примерно одинаковой несущей способностью. В целях упрощения и унификации расчетных формул рассматривают зацепление в полюсе при $x = 0$, полагая, что витки червяка в нормальном сечении имеют трапецеидальную форму, а зуб колеса очерчен эвольвентой. Для передач с червяками ZT вводят уточняющие коэффициенты.

Как и в зубчатых передачах вводят коэффициент

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}},$$

который учитывает упругие свойства материалов. Суммарную длину контактной линии определяют по приближенной формуле

$$l_\Sigma \approx 1,3 d_{w1} / \cos \gamma_w. \quad (8)$$

Приведенный радиус кривизны в расчетной точке B (см. рис. 6) контакта определяют по зависимости

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_{v2}},$$

где $\rho_1 = \infty$ – радиус кривизны прямолинейного профиля витка червяка; ρ_{v2} – радиус кривизны профиля зуба колеса. Тогда с учетом (6) получим приведенный радиус кривизны в контакте:

$$\rho_{np} = \rho_{v2} = 0,5 d_2 \frac{\sin \alpha_n}{\cos^2 \gamma_w}.$$

Подставив в формулу (7) выражения для Z_E, l_Σ, ρ_{np} и F_n из формулы (2), после преобразования получаем

$$\sigma_H = Z_E Z_H \frac{\cos \gamma_w}{d_2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 K T_2}{1,3 d_{w1}}}. \quad (9)$$

Здесь, как и в зубчатых передачах введен коэффициент, учитывающий форму сопряженных в контакте поверхностей $Z_H = \sqrt{2 / (\cos \alpha_n \sin \alpha_n)}$. При $\alpha_n = 20^\circ$ коэффициент $Z_H = 2,5$.

После несложных преобразований окончательно получим формулу проверочного расчета по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 98 \frac{Z_E \cos \gamma_w}{d_2} \sqrt{\frac{K T_2}{d_{w1} \xi_z}} \leq [\sigma]_H, \quad (10)$$

в которую дополнительно введен коэффициент

$$\xi_z = 1,06 + 0,06 v_{ck} \leq 1,65,$$

учитывающий повышенную нагрузочную способность передач ZT в зависимости от скорости скольжения v_{ck} , м/с. В этих передачах при прочих равных условиях контактные напряжения меньше (за счет увеличенного приведенного радиуса кривизны в контакте).



те зуба колеса с вогнутой рабочей поверхностью витка червяка) и более благоприятные условия для режима жидкостной смазки, что уменьшает износ и увеличивает нагрузочную способность и КПД. Уточненная методика расчетов передач с червяками ZT [5] показывает хорошее совпадение результатов расчета с каталожными данными для редукторов, изготовленных фирмой FLENDER. Расчетная нагрузочная способность этих передач, выполненная по рассматриваемой методике, получается несколько заниженной.

В стандартных передачах угол γ_w может изменяться (с учетом допустимых значений коэффициента смещения червяка x) в пределах $2,26...42,9^\circ$. Коэффициент Z_F может изменяться от 137 до $155 \text{ МПа}^{0,5}$.

2.2. Изгибная прочность зубьев червячного колеса

Точный расчет изгибной прочности зубьев червячного колеса в связи с переменной формой сечений зуба по ширине колеса и дуговой формой его основания весьма сложен. Поэтому проверку прочности зубьев червячного колеса на изгиб проводят приближенно с использованием формулы для зубьев цилиндрических колес

$$\sigma_F = \frac{K F_{t2} Y_{F2}}{m l_\Sigma} \leq [\sigma]_F,$$

где Y_{F2} — коэффициент формы зуба; l_Σ — суммарная длина контактной линии.

С точки зрения изгибной прочности зубья червячного колеса имеют более благоприятную дуговую форму по сравнению с зубьями косозубого цилиндрического колеса, что увеличивает их прочность на 30...40%. С учетом (8) можно записать

$$\sigma_F = \frac{K F_{t2} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3 m d_{w1}} \leq [\sigma]_F.$$

Коэффициент формы зуба Y_{F2} находят в зависимости от приведенного числа зубьев z_{v2} [см. формулу (5)] следующим образом:

$$Y_{F2} = 1,24 + 100 / (0,38 z_{v2} + 2,6)^2.$$

2.3. Изгибная жесткость вала червяка

Для уменьшения концентрации нагрузки в зацеплении необходимо обеспечить достаточную изгибную жесткость вала червяка путем ограничения его максимального прогиба у под действием сил в зацеплении F_{R1} и F_{t1} :

$$y = \frac{\sqrt{F_{R1}^2 + F_{t1}^2} l^3}{48 E J_x} \leq [y],$$

где l — расстояние между опорами червяка (в предварительных расчетах можно принять $l \approx 0,9 d_2$);

11. Предельные допускаемые напряжения при перегрузках

| Группа материала | Предельное контактное напряжение $[\sigma]_{H \max}$ | Предельное напряжение изгиба $[\sigma]_{F \max}$ |
|------------------|------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| I | $4 \sigma_T$ | $0,8 \sigma_T$ |
| II | $2 \sigma_T$ | $0,8 \sigma_T$ |
| III | $1,6 \sigma_{\text{вн}}$ | $0,75 \sigma_{\text{вн}}$ |

$[y] = (0,005...0,008)m$ — допускаемое значение прогиба червяка; J_x — момент инерции сечения фиктивного стержня, эквивалентного по изгибной жесткости валу червяка

$$J_x = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,36 + 0,64 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right).$$

В зарубежной практике для расчетов принимают $l \approx 1,5 a_w$, $[y] = d_{w1} / 1000$.

Наибольшее влияние на прогиб вала червяка оказывают диаметр впадин витков d_{f1} и расстояние между опорами l , в меньшей степени — наружный диаметр червяка d_{a1} .

2.4. Расчет передачи на кратковременную пиковую нагрузку

Проверку передачи на кратковременную пиковую нагрузку T_n производят, определяя допустимый коэффициент перегрузки по контактным и изгибным напряжениям, предельные значения которых приведены в табл. 11. Общая циклическая продолжительность перегрузок для материалов I группы не должна превышать $5 \cdot 10^4$.

Коэффициент допустимой перегрузки по контактным напряжениям

$$K_{H \text{ пер}} = \frac{T_n}{T_{\max}} = \left(\frac{[\sigma]_{H \max}}{\sigma_H} \right)^2.$$

$$K_{F \text{ пер}} = \frac{T_n}{T_{\max}} = \frac{[\sigma]_{F \max}}{\sigma_{F2}}.$$

Здесь T_{\max} — номинальный момент (см. рис. 5), которому соответствуют расчетные контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_{F2} .

Окончательно коэффициент допустимой перегрузки по вращающему моменту

$$K_{\text{пер}} = \min(K_{H \text{ пер}}, K_{F \text{ пер}}).$$

2.5. Тепловой расчет

Червячные передачи имеют относительно низкий КПД, поэтому для них актуален тепловой расчет.



В зависимости от режима работы рассматривают три случая. Режим длительной работы при установившемся тепловом равновесии, режим повторно-кратковременного включения и режим кратковременной непрерывной работы до достижения предельно допустимой температуры.

Режим длительной работы. Рабочую температуру находят из уравнения теплового баланса. Количество теплоты, Вт, которое выделяется в единицу времени в редукторе

$$W_1 = 10^3 P_1 (1 - \eta),$$

где P_1 – мощность на червяке, кВт; η – КПД редуктора.

Количество теплоты, Вт, отведенной за то же время от корпуса в окружающее пространство, приблизительно определяется зависимостью

$$W_2 = K_T (t_m - t_o) A (1 + \psi),$$

где K_T – коэффициент теплопередачи корпуса редуктора, Вт/(м²·°C); t_m – температура корпуса редуктора, °C; t_o – температура окружающей среды, °C; A – площадь поверхности корпуса, обдуваемого воздухом, м²; ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла через лапы крепления редуктора к металлической плите или раме. Из равенства $W_1 = W_2$ получаем

$$t_m = \frac{10^3 P_1 (1 - \eta)}{K_T A (1 + \psi)} + t_o \leq [t],$$

где $[t]$ – предельно допустимая температура масла, °C.

Номинальная мощность, кВт, на червяке может быть определена по формуле

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{9550 \eta},$$

где T_2 – номинальный вращающий момент на червячном колесе, Н·м; n_2 – частота вращения червячного колеса, мин⁻¹.

Для определения рабочей температуры числовые значения в проектировочном расчете принимают: $K_T = 12 \dots 18$ Вт/(м²·°C) – при естественном охлаждении корпуса редуктора; $\psi = 0,3$ для редуктора на металлическом основании. Если основание, на котором установлен редуктор, не металлическое или редуктор навесной (с полым выходным валом), то принимают $\psi = 0$. Минимальную площадь поверхности редуктора A , м², можно предварительно вычислить в зависимости от межосевого расстояния a_w , мм:

$$A = 15 (a_w / 1000)^{1,7}.$$

Обычно температуру окружающей среды принимают равной $t_o = 20$ °C; $[t] = 95 \dots 110$ °C при располо-

жении червяка под колесом в масляной ванне. При расположении червяка вне масляной ванны допустимую температуру уменьшают на 20 °C. При искусственном охлаждении корпуса редуктора вентилятором, насаженном на вал червяка, принимают $K_T = 20 \dots 30$ Вт/(м²·°C), большие значения назначают при частоте вращения червяка 1500 мин⁻¹.

В проверочном расчете площадь A вычисляют по чертежу, прибавляя 50 % всей площади поверхности ребер.

Режим повторно-кратковременного включения. Рабочую температуру находят из уравнения теплового баланса

$$\frac{ПВ}{100} W_1 = W_2,$$

где

$$ПВ = \frac{\tau_p}{\tau_p + \tau_n} 100 \%,$$

Здесь τ_p – продолжительность работы в цикле нагружения передачи; τ_n – длительность паузы в цикле нагружения. Если $\tau_p + \tau_n < 10$ мин, то принимают $ПВ = 100 \%$.

Режим кратковременной непрерывной работы. В этом случае из уравнения теплового баланса определяют продолжительность времени τ_p непрерывной работы редуктора до достижения предельно допустимой температуры $[t]$ после длительной паузы (не менее 1 ч).

Количество теплоты, выделяющейся в редукторе за время его непрерывной работы, $Q_1 = W_1 \tau_p$, суммарное количество теплоты, затраченное на нагрев деталей редуктора и масла, $Q_2 = ([t] - t_o) \sum c_i M_i$, где c_i – удельные теплоемкости деталей редуктора и масла с соответствующей массой M_i ; t_o – начальная температура деталей редуктора и масла.

Количество теплоты, отведенной в окружающую среду при линейном нарастании температуры

$$Q_3 = 0,5 K_T A (1 + \psi) ([t] - t_o) \tau_p.$$

Из равенства $Q_1 = Q_2 + Q_3$ находим время τ_p , с

$$\tau_p = \frac{([t] - t_o) \sum c_i M_i}{W_1 - 0,5 K_T A (1 + \psi) ([t] - t_o)}.$$

Данный режим работы характерен, например, для червячных редукторов приводов механизма открывания и закрывания ворот шлюзов, задвижек, подъема якоря на судах.

В расчетах удельную теплоемкость c_i , Дж/(кг·°C), принимают для чугуна – 550, для бронзы – 400, для стали – 460, для алюминия – 900, для масла – 1670. Массу деталей и объем масла определяют по чертежу.



2.6. Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения выбирают на основании опытных данных в зависимости от материалов зубьев колеса и витков червяка, технологии их получения, термической обработки, скорости скольжения в зацеплении и заданного ресурса, а также расположения червяка в редукторе.

Допускаемые контактные напряжения

Группа I. Оловянные бронзы. Допускаемые контактные напряжения определяют из условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев

$$[\sigma]_H = (0,75 \dots 0,90) \sigma_B C_v K_{HL},$$

где σ_B – временное сопротивление для бронзы при растяжении, МПа; C_v – коэффициент интенсивности изнашивания зубьев колеса; K_{HL} – коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность. Наибольшее значение принимают для червяков, имеющих твердость поверхности $H \geq 45$ НRC. Для червяков с твердостью поверхности $H < 45$ НRC принимают наименьшее значение.

Для вычисления коэффициента интенсивности изнашивания используют формулу

$$C_v = 1,47 - 0,14 v_{ск} + 0,007 v_{ск}^2 \leq 1,33,$$

где $v_{ск}$ – скорость скольжения в зацеплении, м/с.

Коэффициент долговечности K_{HL} при постоянном моменте нагружения в соответствии с опытной кривой усталости

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_K}, \text{ при условии } 0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15,$$

где N_K – суммарное число циклов нагружения зубьев колеса (формула (4)) за весь срок службы. Если расчетные значения коэффициента долговечности K_{HL} выходят за указанные границы, то следует принять предельные из указанных рекомендуемых значений.

При постоянной частоте вращения $N_K = 60 n_2 t_{\Sigma}$, где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин⁻¹; t_{Σ} – заданный расчетный ресурс передачи, ч.

При переменных режимах нагружения коэффициенты долговечности K_{HL} вычисляют по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}, \text{ при условии } 0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15.$$

Здесь N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы при условном постоянном режиме нагружения с моментом T_{max} , равном наибольшему моменту в циклограмме моментов нагружения (при этом кратковременные пиковые моменты не учитывают), $N_{HE} = \mu_H N_K$; μ_H – коэффициент эквивалентности при расчетах на контактную прочность.

Эквивалентное число циклов нагружения при задании режима нагружения циклограммой моментов (см. рис. 5) вычисляют, используя уравнения кривой усталости

$$\sigma_{Hi}^8 N_i = \text{const} = \sigma_{Hmax}^8 N_{HE},$$

где σ_{Hi} – контактное напряжение, соответствующее моменту нагружения T_i на i -м режиме; N_i – число циклов до разрушения, если бы передача работала только с моментом T_i ; σ_{Hmax} – контактное напряжение, соответствующее моменту нагружения T_{max} .

Контактные напряжения σ_{Hi} пропорциональны $\sqrt{T_i}$, поэтому можно записать

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{Hmax}}{\sigma_{Hi}} \right)^8 N_{HE} = \left(\frac{T_{max}}{T_i} \right)^4 N_{HE}.$$

В соответствии с гипотезой линейного суммирования повреждений

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{N_{ui}}{N_i} = 1,$$

где N_{ui} – число циклов нагружения зубьев на i -м режиме.

Подставив в последнюю формулу найденные значения N_i и N_{ui} (формула (3)), находим

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^{i=k} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 n_{2i} t_i.$$

Для типовых режимов нагружения (ГОСТ 21354–87) коэффициенты эквивалентности μ_H вычислены по формуле

$$\mu_H = \frac{N_{HE}}{N_K} = \sum_{i=1}^{i=k} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 \frac{n_{2i} t_i}{\sum_{i=1}^{i=k} n_{2i} t_i},$$

в которой суммирование заменено соответствующими интегралами.

Значения коэффициента эквивалентности μ_H для типовых режимов нагружения приведены в табл. 12.

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни. Допускаемые контактные напряжения, МПа

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 v_{ск},$$

где $v_{ск}$ – скорость скольжения в зацеплении, м/с. Большие значения принимают для стальных червяков с твердостью рабочих поверхностей $H > 45$ НRC.



12. Коэффициенты эквивалентности

| Типовой режим нагружения | | μ_H | μ_F |
|--------------------------|------------------------|---------|---------|
| Обозначение | Наименование | | |
| 0 | Постоянный | 1,000 | 1,000 |
| I | Тяжелый | 0,416 | 0,200 |
| II | Средний равновероятный | 0,200 | 0,100 |
| III | Средний нормальный | 0,121 | 0,036 |
| IV | Легкий | 0,081 | 0,016 |
| V | Особо легкий | 0,034 | 0,004 |

Группа III. Чугуны. Допускаемые контактные напряжения, МПа

$$[\sigma]_H = 175 - 35 v_{ск}$$

Для материалов этой группы применяют только червяки с твердостью рабочих поверхностей $H > 45$ HRC.

Если червяк находится вне масляной ванны (верхнее расположение червяка над колесом), то допускаемые напряжения из-за ухудшения условий смазки для всех материалов понижают на 15 %.

Применение в передаче жидкого синтетического смазочного материала позволяет повысить допускаемые контактные напряжения на 5...10 %, а синтетического смазочного материала с дополнительными легирующими присадками – до 15...20 %.

Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба для зубьев червячного колеса из материалов групп I и II принимают в зависимости от механических свойств материала:

$$[\sigma]_F = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) K_{FL}$$

для материалов группы III:

$$[\sigma]_F = 0,22 \sigma_{вн} K_{FL}$$

где $\sigma_{вн}$ – предел прочности при изгибе, МПа (см. табл. 9); K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете зубьев колеса на изгиб в соответствии с опытной кривой усталости при постоянной нагрузке:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_K} \text{ при условии } 0,54 \leq K_{FL} \leq 1.$$

Если расчетные значения коэффициента долговечности выходят за указанные границы, то принимают предельные из рекомендуемых значений.

При переменных режимах нагружения коэффициент долговечности находят по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}} \text{ при условии } 0,54 \leq K_{FL} \leq 1.$$

Здесь N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения при изгибе, $N_{FE} = \mu_F N_K$; μ_F – коэффициент эквивалентности при расчетах на изгибную прочность. Вычисление N_{FE} и μ_F проводят с использованием соответствующего уравнения кривой усталости

$$\sigma_{Fi}^9 N_i = \text{const} = \sigma_{Fmax}^9 N_{FE}$$

и гипотезы линейного суммирования повреждений так же, как при расчетах на контактную прочность. Отличие состоит в том, что напряжения изгиба σ_{Fi} пропорциональны первой степени вращающего момента T_i . Поэтому расчетные формулы для эквивалентного числа циклов нагружения и коэффициента эквивалентности имеют вид

$$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^{i=k} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 n_{2i} t_i,$$

$$\mu_F = \frac{N_{FE}}{N_K} = \sum_{i=1}^{i=k} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 \frac{n_{2i} t_i}{\sum_{i=1}^{i=k} n_{2i} t_i}.$$

Значения коэффициента эквивалентности μ_F для типовых режимов нагружения приведены в табл. 12.

Если во время работы редуктора нагрузка на зубья изменяет направление (нагрузка реверсивная), то зубья колеса испытывают знакопеременные напряжения изгиба, что снижает их прочность. Поэтому допускаемые напряжения изгиба в этом случае уменьшают на 20 %. Приводы конвейеров, элеваторов вращаются обычно в одном и том же направлении (нагрузка неревверсивная). Несмотря на то, что червячное колесо редуктора грузоподъемного механизма при подъеме и опускании груза вращается в разные стороны, нагрузка на зубья передачи не изменяет направление, т.е. нагрузка не является реверсивной. Зубья редуктора механизма передвижения или поворота подъемного крана в зависимости от направления движения испытывают знакопеременные напряжения изгиба (нагрузка реверсивная).



Стандартные редукторы общемашиностроительного применения рассчитаны на постоянный режим работы с учетом возможной реверсивной нагрузки.

3. Проектировочный расчет и выбор стандартного редуктора

Чтобы получить формулу для проектировочного расчета по контактной прочности, предварительно принимают для всех видов червяков осредненные значения геометрических параметров, механических свойств и условий работы: $\alpha_w = 20^\circ$; $\gamma_w = 10^\circ$; $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 0,95 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,3$; $\mu_2 = 0,28$; $K = 1,1$. В этом случае $Z_E = 150,6$ МПа^{0,5}. По условию изгибной жесткости вала червяка принимают $d_{w1} = 0,4 a_w$. Учитывая, что в червячной передаче

$$2a_w = d_{w1} + d_2,$$

находим $d_2 = 1,6a_w$. Заменяя в формуле (10) действующее контактное напряжение допусковым и подставив принятые выше значения Z_E , K , γ_w и d_2 , после возведения обеих частей равенства в квадрат, находим

$$[\sigma]_H^2 = \left(\frac{98 \cdot 150,6 \cos 10^\circ}{1,6 a_w} \right)^2 \frac{1,1 T_2}{0,4 a_w \xi_z}. \quad (11)$$

Решив уравнение (11) относительно a_w , мм, получаем формулу для проектировочного расчета

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma]_H^2 \xi_z}}, \quad (12)$$

где T_2 – в Н·м; $[\sigma]_H$ – в МПа. Найденное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего стандартного значения (см. табл. 1).

Далее определяют осевой модуль m и коэффициент диаметра червяка q с округлением до стандартных значений (см. табл. 1):

$$m = (1,3 \dots 1,8) a_w / z_2;$$

$$q = (2a_w - m z_2) / m.$$

Определяют коэффициент смещения червяка

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

с проверкой допустимости найденного значения в зависимости от вида червяка (см. п. 1.2.) и по усло-

виям отсутствия подрезания или заострения зубьев червячного колеса:

$$x_{\min} = 1 - 0,5 z_2 \sin^2 \alpha_x,$$

$$x_{\max} = 0,05 z_2 + 0,36 - 1,375 \alpha_x,$$

где $\alpha_x \approx \arctg(0,36 / \cos \gamma)$ следует подставлять в радианах. В ряде случаев данные условия сужают диапазон рекомендуемых стандартом значений коэффициентов смещения червяка.

Затем определяют все геометрические размеры передачи и проводят проверку выполнения по всем критериям работоспособности. Степень точности передачи назначают по табл. 4.

Для червячных редукторов общемашиностроительного назначения допустимые консольные нагрузки на валах F_K , Н, принимают в зависимости от номинальных вращающих моментов на валу червяка T_1 и колеса T_2 , Н·м.

Для вала червяка

$$F_K = 50 \sqrt{T_1} \quad \text{при } T_1 \leq 25;$$

$$F_K = 80 \sqrt{T_1} \quad \text{при } 25 < T_1 \leq 250;$$

$$F_K = 125 \sqrt{T_1} \quad \text{при } T_1 > 250.$$

Для вала червячного колеса

$$F_K = (100 \dots 250) \sqrt{T_2}.$$

В последнем случае меньшие значения допустимо принимать по согласованию с заказчиком.

3.1. Пример проектировочного расчета

Рассчитать червячный редуктор с номинальным вращающим моментом на червячном колесе $T_2 = 500$ Н·м, передаточным числом $u = 31,5$ и частотой вращения $n_2 = 30$ мин⁻¹. Редуктор предназначен для привода цепного транспортера и установлен на чугунной плите. Ожидаемый коэффициент теплопередачи корпуса редуктора в окружающую среду $K_r = 16$ Вт/(м²·°С); расчетный ресурс передачи $t_z = 8000$ ч; типовой режим нагружения I, без реверса; вид червяка – ZI; расположение – в масляной ванне; возможный коэффициент пиковой перегрузки 2,3; выпуск 10 000 шт. в год. Степень точности изготовления передачи принять равной 7 (см. табл. 4).

Расчет

1. Выбираем число витков червяка в зависимости от передаточного числа u :
 $z_1 = 1$, если $u > 30$,



$z_1 = 2$, если $15 \leq u \leq 30$,
 $z_1 = 4$, если $u < 15$.
 Принимаем $z_1 = 1$.
 2. Определяем число зубьев червячного колеса и уточняем передаточное число
 $z_2 = z_1 u = 1 \cdot 31,5 = 31,5$.
 Принимаем $z_2 = 32$.
 Фактическое передаточное число редуктора
 $u_\phi = z_2 / z_1 = 32 / 1 = 32$.
 Погрешность передаточного числа (допустимо отклонение 4 %)

$$\Delta u = \frac{u - u_\phi}{u} 100\% = \frac{31,5 - 32}{31,5} 100\% = -1,59\%$$

3. Ориентировочное значение скорости скольжения в зацеплении

$$v_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u_\phi \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 32 \sqrt[3]{500} = 3,43 \text{ м/с}$$

4. Выбираем материалы для червяка и червячного колеса:

для червяка:

Материал Сталь 18ХГТ
 с твердостью
 рабочей поверхности
 $H > 45 \text{ HRC}$

Модуль упругости . . . $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Коэффициент

Пуассона. $\mu_1 = 0,3$;

для венца червячного колеса (см. табл. 7):

Материал Бронза
 БрО5Ц5С5
 (литье в кокиль)

Модуль упругости . . . $E_2 = 0,88 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Коэффициент

Пуассона. $\mu_2 = 0,28$

Предел текучести . . . $\sigma_T = 90 \text{ МПа}$

Предел временного
 сопротивления $\sigma_B = 200 \text{ МПа}$

Предельно допустимая

скорость скольже-

ния $[v_{ск}] = 8 \text{ м/с}$

5. Определяем допускаемые напряжения

5.1. Коэффициент, учитывающий упругие свойства материалов червяка и червячного колеса

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1 - 0,28^2}{0,88 \cdot 10^5} \right)}} = 146,62 \text{ МПа}^{0,5}$$

5.2. Суммарное число циклов нагружения зубьев колеса

$$N_k = 60 n_2 t_\Sigma = 60 \cdot 30 \cdot 8000 = 1,44 \cdot 10^7$$

5.3. Коэффициенты X , μ_H и μ_F выбираем по табл. 6 и 12 для типового режима I:

$$X = 0,77; \mu_H = 0,416; \mu_F = 0,2$$

5.4. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса при расчете на контактную прочность

$$N_{HE} = \mu_H N_k = 0,42 \cdot 1,44 \cdot 10^7 = 5,99 \cdot 10^6$$

5.5. Коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5,99 \cdot 10^6}} = 1,07 \quad (0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15)$$

5.6. Определяем коэффициент интенсивности изнашивания

$$C_v = 1,47 - 0,14 v_{ск} + 0,007 v_{ск}^2 = 1,47 - 0,14 \cdot 3,43 + 0,007 \cdot 3,43^2 = 1,07$$

5.7. Допускаемое контактное напряжение для оловянной бронзы

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_B K_{HL} C_v = 0,9 \cdot 200 \cdot 1,07 \cdot 1,07 = 205,78 \text{ МПа}$$

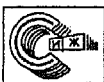
5.8. Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса при расчете на изгибную прочность

$$N_{FE} = \mu_F N_k = 0,2 \cdot 1,44 \cdot 10^7 = 2,88 \cdot 10^6$$

5.9. Коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{2,88 \cdot 10^6}} = 0,89 \quad (0,54 \leq K_{HL} \leq 1,0)$$

5.10. Допускаемое напряжение изгиба для зубьев червячного колеса



$$[\sigma]_F = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) K_{FL} =$$

$$= (0,25 \cdot 90 + 0,08 \cdot 200) \cdot 0,89 = 34,23 \text{ МПа.}$$

6. Предварительное определение межосевого расстояния

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma]_F^2}} = 610 \sqrt[3]{\frac{500}{205,43^2}} = 138,91 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 1 $a_w = 140$ мм.

7. Определяем геометрические параметры передачи

7.1. Модуль

$$m_{\min} = 1,3 \frac{a_w}{z_2} = 1,3 \frac{140}{32} = 5,69 \text{ мм,}$$

$$m_{\max} = 1,8 \frac{a_w}{z_2} = 1,8 \frac{140}{32} = 7,88 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 1 $m = 6,3$ мм.

7.2. Предварительно определяем коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{2a_w - m z_2}{m} = \frac{2 \cdot 140 - 6,3 \cdot 32}{6,3} = 12,44.$$

Принимаем по табл. 1 $q = 12,5$.

7.3. Делительный угол подъема витка червяка

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{1}{12,5}\right) = 0,0798 \text{ рад.}$$

7.4. Угол наклона профиля витка в осевом сечении червяка при угле $\alpha_n = 20^\circ = 0,349$ рад

$$\alpha_x = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}\right) =$$

$$= \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} 0,349}{\cos 0,0798}\right) = 0,35 \text{ рад.}$$

7.5. Предельные значения коэффициента смещения червяка из условий отсутствия подрезания и заострения

$$x_{\min} = 1 - \frac{z_2 \sin^2 \alpha_x}{2} = 1 - \frac{32 \sin^2 0,35}{2} = -0,88,$$

$$x_{\max} = 0,05 z_2 + 0,36 - 1,375 \alpha_x =$$

$$= 0,05 \cdot 32 + 0,36 - 1,375 \cdot 0,35 = 1,48.$$

7.6. Коэффициент смещения червяка

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q) = \frac{140}{6,3} - 0,5(32 + 12,5) = -0,028.$$

Коэффициент смещения червяка для вида ZI находится в допустимых пределах ($-1 \leq x \leq 0$).

7.7. Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right) =$$

$$= \arctg\left(\frac{1}{12,5 - 2 \cdot 0,028}\right) = 0,08 \text{ рад.}$$

7.8. Основной угол подъема витка червяка

$$\gamma_b = \arccos(\cos \alpha_n \cos \gamma) =$$

$$= \arccos(\cos 0,349 \cos 0,0798) = 0,358.$$

7.9. Основные размеры червяка: делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 12,5 \cdot 6,3 = 78,75 \text{ мм;}$$

диаметр начального цилиндра

$$d_{w1} = d_1 + 2mx = 78,75 - 2 \cdot 6,3 \cdot 0,028 = 78,4 \text{ мм;}$$

диаметр вершин червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 78,75 + 2 \cdot 6,3 = 91,35 \text{ мм;}$$

диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 78,75 - 2,4 \cdot 6,3 = 63,64 \text{ мм;}$$

ход витка

$$p_{z1} = \pi m z_1 = \pi \cdot 6,3 \cdot 1 = 19,792 \text{ мм;}$$

делительная толщина по хорде

$$s_{a1} = 0,5 \pi m \cos \gamma = 0,5 \pi \cdot 6,3 \cos 0,0798 = 9,865 \text{ мм;}$$

высота до хорды

$$h_{a1} = m + 0,5 s_{a1} \operatorname{tg}\left(0,5 \arcsin\left(\frac{s_{a1} \sin^2 \gamma}{d_1}\right)\right) =$$

$$= 6,3 + 0,5 \cdot 9,865 \operatorname{tg} \times$$

$$\times \left(0,5 \arcsin\left(\frac{9,865 \sin^2 0,0798}{78,75}\right)\right) = 6,302 \text{ мм.}$$

7.10. Основные размеры червячного колеса: делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = m z_2 = 6,3 \cdot 32 = 201,6 \text{ мм;}$$

диаметр вершин зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) =$$

$$= 201,6 + 2 \cdot 6,3(1 - 0,028) = 213,85 \text{ мм;}$$



диаметр впадин зубьев колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1 + 0,2 \cos \gamma - x) = 201,6 + 2 \cdot 6,3(1 + 0,2 \cos 0,08 + 0,028) = 186,14 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{f2} = 186$ мм.

Наибольший диаметр колеса

$$d_{ae2} = d_{a2} + 6 \frac{m}{z_1 + 2} = 213,85 + 6 \frac{6,3}{1 + 2} = 226,45 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{ae2} = 226$ мм.

Ширина колеса

$$b_2 = 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 91,35 = 68,512 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 69$ мм.

7.11. Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = \sqrt{d_{ae2}^2 - (2a_w - d_{a1})^2} + 0,5 \pi m = \sqrt{226^2 - (2 \cdot 140 - 91,35)^2} + 0,5 \pi \cdot 6,3 = 134,344 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 134$ мм.

8. Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям

8.1. Уточняем скорость скольжения

$$v_{ск} = \frac{\pi n_2 u_{\phi} d_{w1}}{60000 \cos \gamma_w} = \frac{\pi 30 \cdot 32 \cdot 78,4}{60000 \cos 0,08} = 3,954 \text{ м/с.}$$

8.2. Уточняем коэффициент интенсивности изнашивания

$$C_v = 1,47 - 0,14 v_{ск} + 0,007 v_{ск}^2 = 1,47 - 0,14 \cdot 3,954 + 0,007 \cdot 3,954^2 = 1,025.$$

8.3. Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = 0,9 \sigma_B K_{HL} C_v = 0,9 \cdot 200 \cdot 1,07 \cdot 1,025 = 196,71 \text{ МПа.}$$

8.4. Определяем коэффициент деформации

$$\varrho = \frac{18q - 70}{\sqrt[3]{z_1}} = \frac{18 \cdot 12,5 - 70}{\sqrt[3]{1}} = 155.$$

8.5. Уточняем коэффициент концентрации нагрузки с учетом приработки

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\varrho} \right)^3 (1 - X) = 1 + \left(\frac{32}{155} \right)^3 (1 - 0,77) = 1,002.$$

8.6. Окружная скорость червячного колеса

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000} = \frac{\pi 201,6 \cdot 30}{60000} = 0,317 \text{ м/с.}$$

8.7. Коэффициент динамичности для скорости $v_2 < 3$ м/с

$$K_v = 1.$$

8.8. Уточняем коэффициент нагрузки

$$K = K_{\beta} K_v = 1,002 \cdot 1,0 = 1,002.$$

8.9. Действующее расчетное контактное напряжение

(для червяков ZI принимаем $\xi_z = 1$)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 98 \frac{Z_E \cos \gamma_w}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_{w1} \xi_z}} = \\ &= 98 \cdot \frac{146,62 \cos 0,08}{201,6} \sqrt{\frac{1,002 \cdot 500}{78,4 \cdot 1}} = 179,6 \text{ МПа,} \\ \sigma_H &< [\sigma]_H = 196,71 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Допустимая длительная недогрузка 20 %.

9. Коэффициент полезного действия передачи

Приведенный угол трения (для $v_{ск} = 3,954$ м/с; $c = 1$ (см. табл. 10))

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 0,05c / \sqrt{v_{ск} + 0,4} = \\ &= 0,05 \cdot 1 / \sqrt{3,954 + 0,4} = 0,024 \text{ рад.} \end{aligned}$$

Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi_1)} = \frac{\operatorname{tg} 0,08}{\operatorname{tg}(0,08 + 0,024)} = 0,769.$$

10. Силы, действующие в зацеплении:

окружная сила на колесе

$$\begin{aligned} F_{t2} &= 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2 + 2mx = \\ &= 2 \cdot 10^3 \cdot 500 / 201,6 - 2 \cdot 6,3 \cdot 0,028 = 4,96 \cdot 10^3 \text{ Н;} \end{aligned}$$

окружная сила на червяке

$$\begin{aligned} F_{t1} &= F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi_1) = \\ &= 4,96 \cdot 10^3 \operatorname{tg}(0,08 + 0,024) = 518 \text{ Н;} \end{aligned}$$

радиальная сила на колесе и червяке

$$\begin{aligned} F_R &= F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma_w = \\ &= 4,96 \cdot 10^3 \operatorname{tg} 0,35 / \cos 0,08 = 1,811 \cdot 10^3 \text{ Н.} \end{aligned}$$

11. Проверяем прочность зубьев червячного колеса на изгиб:

эквивалентное число зубьев червячного колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 32 / \cos^3 0,08 = 32,31;$$



коэффициент формы зуба

$$Y_{F2} = 1,24 + \frac{100}{(0,38 z_{v2} + 2,6)^2} =$$

$$= 1,24 + \frac{100}{(0,38 \cdot 32,31 + 2,6)^2} = 1,69;$$

действующее расчетное напряжение изгиба в зубе червячного колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{K F_{t2} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3 m d_{w1}} =$$

$$= \frac{1,002 \cdot 4,96 \cdot 10^3 \cdot 1,69 \cdot \cos 0,08}{1,3 \cdot 6,3 \cdot 78,4} = 13,13 \text{ МПа},$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F = 34,23 \text{ МПа}.$$

12. Рассчитываем перегрузочную способность передачи по вращающему моменту при действии кратковременной пиковой нагрузки:

допускаемые пиковые контактные напряжения (табл. 11)

$$[\sigma]_{H \max} = 4 \sigma_T = 4 \cdot 90 = 360 \text{ МПа};$$

допускаемый коэффициент перегрузки по контактному напряжению

$$K_{H \text{ пер}} = \left(\frac{[\sigma]_{H \text{ пер}}}{\sigma_H} \right)^2 = \left(\frac{360}{179,6} \right)^2 = 4,018;$$

допускаемые пиковые напряжения изгиба (табл. 11)

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ МПа};$$

допускаемый коэффициент перегрузки по напряжениям изгиба

$$K_{F \text{ пер}} = \frac{[\sigma]_{F \text{ пер}}}{\sigma_F} = \frac{72}{13,13} = 5,485;$$

допустимый коэффициент перегрузки передачи по вращающему пиковому моменту

$$K_{\text{пер}} = \min(K_{H \text{ пер}}; K_{F \text{ пер}}) =$$

$$= \min(4,018; 5,485) = 4,018;$$

допустимый коэффициент перегрузки больше ожидаемого $K_{\text{пер}} = 2,3$.

13. Тепловой расчет:

ориентировочное значение площади поверхности редуктора

$$A = 15 (a_w / 1000)^{1,7} = 15 (140 / 1000)^{1,7} = 0,53 \text{ м}^2;$$

подводимая к редуктору мощность

$$P_1 = \frac{\pi n_2 T_2}{30 \eta} = \frac{\pi 30 \cdot 500}{30 \cdot 0,769} = 2043 \text{ Вт};$$

температура корпуса редуктора без искусственного охлаждения

$$t_m = \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A (1 + \psi)} + 20^\circ =$$

$$= \frac{(1 - 0,769) 2043}{16 \cdot 0,53 (1 + 0,3)} + 20^\circ = 62,83^\circ \text{С}.$$

Максимальная допустимая температура нагрева редуктора (масла) при расположении червяка в масляной ванне $[t] = 95 \dots 110^\circ \text{С}$.

После конструкторской проработки корпуса редуктора и определения расстояния между опорами червяка следует проверить его жесткость (по п. 2.4).

3.2. Многовариантный расчет

Ниже приведены результаты многовариантного проектировочного расчета червячного редуктора с исходными данными рассмотренного выше примера по программе, составленной в среде Mathcad. Алгоритм программы применим для расчетов по разным методикам и дает возможность выполнить сравнительный анализ большого числа вариантов и выбрать наилучший по какому-либо критерию.

Многовариантность решений в программе получают в результате перебора всех возможных сочетаний основных геометрических параметров m , q , z_1 , z_2 и x , отвечающих возможностям изготовления передачи и условиям прочности.

Алгоритм расчета содержит три основных этапа.

1. Предварительное определение межосевого расстояния a_w (по формуле (10)) с округлением до стандартного значения. Дополнительно выбираются еще два значения межосевых расстояний (ближайшее меньшее и ближайшее большее по табл. 1).

2. Для трех выбранных значений межосевых расстояний в цикле осуществляется перебор всех возможных геометрических параметров передачи: модулей m , коэффициентов диаметров червяка q и трех значений чисел зубьев червячного колеса: $z_2 - 1$; z_2 и $z_2 + 1$. Для каждого из полученных вариантов проводится проверка возможности изготовления передачи по условиям допустимости значений коэффициента смещения червяка $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$, а также



по условиям контактной прочности $0,8[\sigma]_H \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma]_H$ и изгибной прочности $\sigma_F \leq [\sigma]_F$. В зависимости от исходных данных для одной пары выбранных материалов (червяк – венец червячного колеса) в программе получается от 5 до 16 различных вариантов с выводом на печать основных параметров передачи, достаточных для выбора какого-либо одного варианта.

3. Для выбранного варианта выводятся на печать дополнительные параметры, необходимые для дальнейшего проектирования.

В качестве критерия для выбора варианта наиболее часто принимают массу изделия, которая зависит от межосевого расстояния, и КПД, влияющего на стоимость эксплуатации. При выборе варианта следует отдавать предпочтение вариантам с наименьшим межосевым расстоянием и наибольшим КПД. Осевой модуль m следует выбирать мак-

симальным, а коэффициент диаметра червяка q – минимальным, предпочтительно из первого ряда (см. табл. 1). На стоимость червячной передачи существенно влияет масса бронзового венца, пропорциональная его объему $U_{венц}$. Рабочая температура редуктора в программе определена без учета коэффициента теплопередачи ребер, поэтому после конструктивной проработки корпуса редуктора температуру следует уточнить и, при необходимости, выполнить оребрение корпуса или установить вентилятор.

Сравнительный анализ предварительных результатов расчета, полученных по разработанной программе (рис. 7), показывает, что вариант 14, который был рассмотрен в примере, уступает варианту 7 по межосевому расстоянию (125 мм против 140 мм), КПД (0,812 против 0,769), условному объему венца червячного колеса $U_{венц}$ (0,97 дм³ против

| Номер варианта | a_w | m | q | КПД | $t, ^\circ\text{C}$ | $K_{пер}$ | $U_{венц}$ | $U_{черв}$ | z_2 |
|----------------|-------|-----|------|-------|---------------------|-----------|------------|------------|-------|
| 1 | 125 | 6 | 11,2 | 0,777 | 69,58 | 2,796 | 1,077 | 0,616 | 31 |
| 2 | 125 | 6 | 12 | 0,777 | 69,58 | 2,798 | 1,14 | 0,693 | 31 |
| 3 | 125 | 6,3 | 9 | 0,799 | 63,425 | 2,631 | 1,049 | 0,498 | 31 |
| 4 | 125 | 6,3 | 10 | 0,799 | 63,425 | 2,64 | 1,122 | 0,584 | 31 |
| 5 | 125 | 6 | 10 | 0,788 | 66,36 | 2,698 | 1,036 | 0,521 | 32 |
| 6 | 125 | 6 | 11,2 | 0,788 | 66,36 | 2,704 | 1,077 | 0,616 | 32 |
| 7 | 125 | 6,3 | 8 | 0,812 | 60,097 | 2,465 | 0,97 | 0,415 | 32 |
| 8 | 125 | 6,3 | 9 | 0,812 | 60,097 | 2,487 | 1,049 | 0,498 | 32 |
| 9 | 140 | 6 | 16 | 0,739 | 70,24 | 4,096 | 1,549 | 1,154 | 31 |
| 10 | 140 | 6,3 | 14 | 0,759 | 65,286 | 4,073 | 1,549 | 1,037 | 31 |
| 11 | 140 | 7 | 9 | 0,803 | 54,856 | 3,737 | 1,473 | 0,689 | 31 |
| 12 | 140 | 7 | 10 | 0,803 | 54,856 | 3,751 | 1,553 | 0,809 | 31 |
| 13 | 140 | 6 | 16 | 0,749 | 67,805 | 4,088 | 1,549 | 1,154 | 32 |
| 14 | 140 | 6,3 | 12,5 | 0,769 | 62,834 | 4,018 | 1,482 | 0,878 | 32 |
| 15 | 140 | 6,3 | 14 | 0,769 | 62,834 | 4,021 | 1,549 | 1,037 | 32 |

Обозначения: a_w – межосевое расстояние, мм; m – модуль, мм; q – коэффициент диаметра; $t, ^\circ\text{C}$ – ориентировочная температура масла; $K_{пер}$ – коэффициент допускаемой пиковой перегрузки по моменту; $U_{венц}$ – ориентировочный объем венца червячного колеса, дм³; $U_{черв}$ – условный объем червяка, дм³; z_2 – число зубьев червячного колеса.

Рекомендации по выбору варианта.

Предпочтительные (без скобок) значения межосевых расстояний a_w , осевых модулей m и коэффициентов диаметра q

| a_w , мм | m , мм | q |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| 0; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180) 200; (224); 250; (280); 315 (355); 400; (450); 500 | 1; 1,25; (1,5); 1,6; 2,0; 2,5; (3,0); 3,15; (3,5); 4,0; 5,0; (6,0); 6,3; (7,0); 8,0; 10,0; (12,0); 12,5; 16; 20; 25 | 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; 22,4 |

Следует выбирать вариант с минимальными значениями a_w , q , $U_{венц}$ и $U_{черв}$, с максимальными значениями КПД и m .

Порядковый номер выбранного варианта: 14.

Рис. 7. Результаты предварительного расчета



| | |
|------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Межосевое расстояние | $a_w = 140$ мм |
| Фактическое передаточное число | $u_\phi = 32$ |
| КПД редуктора | $\eta = 0,769$ |
| Ориентировочная температура масла | $t = 62,834$ °С |
| Модуль | $m = 6,3$ мм |
| Коэффициент диаметра червяка | $q = 12,5$ |
| Коэффициент смещения | $x = -0,028$ |
| Делительный угол подъема витка | $\gamma = 4,574^\circ$ |
| Начальный угол подъема витка | $\gamma_w = 4,594^\circ$ |
| Основной угол подъема (ZI) ... | $\gamma_b = 20,495^\circ$ |
| Число зубьев червяка и колеса | $z_1 = 1 \quad z_2 = 32$ |
| Диаметр впадин червяка и колеса | $d_{f1} = 63,638$ мм, $d_{f2} = 186,138$ мм |
| Делительный диаметр червяка и колеса | $d_1 = 78,75$ мм, $d_2 = 201,6$ мм |
| Диаметр вершин витков червяка и колеса | $d_{a1} = 91,35$ мм, $d_{a2} = 213,85$ мм |
| Длина нарезанной части червяка | $b_1 = 134$ мм |
| Ход витка | $p_{z1} = 19,792$ мм |
| Делительная толщина по хорде витка | $s_{a1} = 9,865$ мм |
| Высота до хорды | $h_{a1} = 6,302$ мм |
| Наибольший диаметр колеса .. | $d_{ae2} = 226$ мм |
| Ширина венца колеса | $b_2 = 69$ мм |
| Радиус закругления впадин зубьев червяка и колеса не более | $\rho_f = 1,89$ мм |
| Радиус закругления вершин зубьев червяка и колеса не менее | $\rho_k = 0,63$ мм |
| Окружная сила в зацеплении на колесе | $F_{t2} = 4,96$ кН |
| Окружная сила в зацеплении на червяке | $F_{t1} = 0,518$ кН |
| Радиальная сила в зацеплении | $F_R = 1,811$ кН |
| Вращающий момент на червяке | $T_1 = 20,325$ Н·м |
| Мощность на червяке | $P_1 = 2,043$ кВт |
| Допускаемый коэффициент пиковой перегрузки по моменту | $K_{пер} = 4,018$ |

Рис. 8. Параметры передачи для варианта 14

| | |
|------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Межосевое расстояние | $a_w = 125$ мм |
| Фактическое передаточное число | $u_\phi = 32$ |
| КПД редуктора | $\eta = 0,812$ |
| Ориентировочная температура масла | $t = 60,097$ °С |
| Модуль | $m = 6,3$ мм |
| Коэффициент диаметра червяка | $q = 8$ |
| Коэффициент смещения | $x = -0,159$ |
| Делительный угол подъема витка | $\gamma = 7,125^\circ$ |
| Начальный угол подъема витка | $\gamma_w = 7,416^\circ$ |
| Основной угол подъема (ZI) ... | $\gamma_b = 21,182^\circ$ |
| Число зубьев червяка и колеса | $z_1 = 1 \quad z_2 = 32$ |
| Диаметр впадин червяка и колеса | $d_{f1} = 35,299$ мм, $d_{f2} = 184,499$ мм |
| Делительный диаметр червяка и колеса | $d_1 = 50,4$ мм, $d_2 = 201,6$ мм |
| Диаметр вершин витков червяка и колеса | $d_{a1} = 63$ мм, $d_{a2} = 212,2$ мм |
| Длина нарезанной части червяка | $b_1 = 133$ мм |
| Ход витка | $p_{z1} = 19,792$ мм |
| Делительная толщина по хорде витка | $s_{a1} = 9,82$ мм |
| Высота до хорды | $h_{a1} = 6,307$ мм |
| Наибольший диаметр колеса .. | $d_{ae2} = 224$ мм |
| Ширина венца колеса | $b_2 = 47$ мм |
| Радиус закругления впадин зубьев червяка и колеса не более | $\rho_f = 1,89$ мм |
| Радиус закругления вершин зубьев червяка и колеса не менее | $\rho_k = 0,63$ мм |
| Окружная сила в зацеплении на колесе | $F_{t2} = 4,96$ кН |
| Окружная сила в зацеплении на червяке | $F_{t1} = 0,796$ кН |
| Радиальная сила в зацеплении | $F_R = 1,821$ кН |
| Вращающий момент на червяке | $T_1 = 19,253$ Н·м |
| Мощность на червяке | $P_1 = 1,936$ кВт |
| Допускаемый коэффициент пиковой перегрузки по моменту | $K_{пер} = 2,465$ |

Рис. 9. Параметры передачи для варианта 7



1,482 дм³), условному объему червяка $U_{\text{черв}}$. Кроме того, вариант 7 удовлетворяет рекомендациям Американской ассоциации производителей зубчатых передач и приводов (AGMA):

$$0,5 a_w^{0,875} \leq d_1 \leq 0,935 a_w^{0,875},$$

$$0,5 \cdot 125^{0,875} = 34,2 < 50,4 < 0,935 \cdot 125^{0,875} = 63,9.$$

Для варианта 14 данный критерий не выполняется:

$$0,5 \cdot 140^{0,875} = 37,7 < 78,75 > 0,935 \cdot 140^{0,875} = 70,6.$$

Для получения более подробных данных, необходимых для дальнейшего проектирования, в программе указывают номер выбранного варианта. В качестве примера на рис. 8 показаны результаты расчета параметров червячной передачи для варианта 14, а на рис. 9 — более предпочтительного варианта 7.

3.3. Выбор стандартного редуктора

При годовом выпуске редукторов менее 10 тыс. шт. проектировать специальный привод экономически нецелесообразно. Выбор готовых стандартных червячных редукторов и мотор-редукторов проводят по расчетному значению вращающего момента на выходном валу T_p , который определяют как произведение номинального крутящего момента T_n на эксплуатационный коэффициент K_Σ . Коэффициент эксплуатации определяют как произведение частных коэффициентов, учитывающих конструктивные и эксплуатационные факторы:

$$K_\Sigma = K_p K_m K_c K_{\text{вк}} K_{\text{сут}}.$$

Коэффициенты, учитывающие конструктивные факторы:

расположение червячной пары в пространстве:

$K_p = 1$ при расположении червяка в масляной ванне;

$K_p = 1 + a_w / 1000$, но не более 1,3 при расположении червяка вне масляной ванны, где межосевое расстояние a_w , мм;

наличие упругих элементов (упруго-компенсирующих муфт или ременных передач) на валах редуктора:

$K_m = 1$ при наличии на концах валов упругих элементов;

$K_m = 1,15$ при наличии упругого элемента на одном из валов;

$K_m = 1,2$ при отсутствии упругих элементов на валах.

Коэффициенты, учитывающие эксплуатационные факторы:

Вид смазочного материала:

$K_c = 1,2$ — минеральное масло;

$K_c = 1$ — синтетическое масло;

$K_c = 0,8$ — синтетическое масло с легирующими присадками;

Число включений передачи в 1 ч:

$K_{\text{вк}} = 1 + N / 300$, но не более 1,4, где N — число включений в 1 ч.

$K_{\text{сут}} = 0,87 + t / 60$, где t — продолжительность работы в часах в течение суток.

В любом случае коэффициент K_Σ не должен превышать 3.

В зарубежной практике выбор готовых червячных редукторов проводят с помощью сервис-фактора ($f.s.$), который учитывает режим эксплуатации: вид нагрузки и ее длительность, число включений в 1 ч, тип приводного двигателя и другие факторы. Номинальные вращающие моменты, указанные в зарубежных и отечественных каталогах, в ряде случаев соответствуют разным условиям, поэтому применение сервис-фактора для отечественных редукторов не всегда оправдано [6].

Цена серийного редуктора примерно пропорциональна межосевому расстоянию. Так, если принять цену отечественного редуктора с межосевым расстоянием 40 мм за единицу, то цена редуктора с межосевым расстоянием 100 мм составляет примерно 2,2 единицы, а редуктора с межосевым расстоянием 160 мм — 3,5 единицы.

4. Современные тенденции проектирования, изготовления и обслуживания червячных передач

4.1. Рекомендации по проектированию червячных передач

Анализ опыта передовых производителей приводной техники позволил выявить следующие тенденции в проектировании и применении червячных передач:

1) использование оловянных бронз при серийном изготовлении независимо от скорости скольжения в зацеплении для улучшения эксплуатационных свойств передачи;

2) применение стальных червяков со шлифованной и полированной рабочей поверхностью с твердостью не менее 50...60 HRC;

3) применение передач с нелинейчатыми червяками (ZK, ZT) для повышения нагрузочной способности, увеличения ресурса и КПД;



4) использование мотор-редукторов (фланцевое крепление электродвигателя к редуктору) для уменьшения габаритных размеров привода;

5) при соединении электродвигателя с червяком по схеме вал-в вал выбор подшипников червяка повышенной точности с увеличением расчетной радиальной нагрузки подшипников, ближайших к валу электродвигателя, по меньшей мере, в два раза;

6) применение навесных редукторов в исполнении "полый вал", при этом исключается применение муфты, плиты или рамы, но необходима реактивная тяга для удержания редуктора от вращения;

7) применение неразъемных корпусов, которые отличаются более высокой жесткостью и простотой, но в некоторой степени усложняют операцию сборки редуктора;

8) применение легких сплавов для изготовления корпусов с межосевыми расстояниями до 100 мм (уменьшение массы и увеличение теплопроводности корпуса);

9) применение цилиндрических передач при передаточных числах более 40 (снижение скорости скольжения в зацеплении);

10) использование в передачах синтетических смазочных материалов с присадками, что существенно увеличивает нагрузочную способность и ресурс;

11) применение для вала червячного колеса радиально-упорных роликовых подшипников (более дорогие шариковые радиально-упорные подшипники не обладают достаточной жесткостью);

12) применение электронных средств плавного пуска и защиты привода от перегрузок;

13) из экономических соображений не рекомендуется проектировать специальные червячные редукторы, если годовой выпуск менее 10 тыс. шт.;

14) не рекомендуется применять передачи с частотой вращения червяка более 1800 мин^{-1} ;

15) не рекомендуется проектировать передачи с ресурсом более 20 000 ч (увеличение габаритных размеров передачи и ее стоимости, ухудшение эксплуатационных свойств со временем);

16) ввиду неизбежной начальной неполноты контакта зубьев в зацеплении необходима приработка червячных передач после изготовления в соответствии с ГОСТ Р 50891-96 в течение 40 ч с нагрузкой $1/2$ от номинальной нагрузки. Зарубежные фирмы рекомендуют проводить обкатку червячных передач в течение 200 ч с нагрузкой $2/3$ от номинальной;

17) при высоких требованиях к надежности редуктора проведение расчетов на отсутствие заедания [1, 2].

4.2. Технология изготовления основных деталей червячных редукторов

К основным деталям относят корпус, червяк и червячное колесо. В условиях единичного и мелкосерийного производства корпусные детали обрабатывают на универсальных расточных станках. Червяки нарезают на универсальных токарных станках, шлифуют на резьбошлифовальных станках или с помощью специальных приспособлений к токарным станкам. Червячные колеса нарезают резцами-летучками или на зубофрезерных станках.

В серийном производстве корпусные детали обрабатывают на универсальном или специализированном оборудовании с автоматическим поворотом и фиксацией без дополнительных наладочных операций. Червяки обрабатывают вихревыми головками обязательно с последующей термообработкой до высокой твердости. Для венцов червячных колес используют только оловянную бронзу с обработкой червячными фрезами на зубофрезерных станках.

В условиях крупносерийного производства для обработки корпусных деталей используют специальные двухшпиндельные станки. Червяки накатывают на роликовых станах в холодную или с нагревом токами высокой частоты. Заготовки венцов червячных колес получают методами точного литья.

4.3. Регулирование подшипников и зацепления червячного редуктора

От качества выполнения операции по регулировке зацепления во многом зависят эксплуатационные свойства червячной передачи: КПД, ресурс, передаваемый момент и т.д. Существует несколько способов регулирования зацепления червячного зацепления, цель которых — совместить среднюю плоскость червячного колеса с осью вращения червяка, чтобы получить в зацеплении надлежащую площадь и расположение начального пятна контакта. Прежде всего, необходимо отрегулировать осевой зазор или "осевую игру" подшипников качения червяка и червячного колеса, так как в противном случае получить правильное зацепление не представляется возможным. Валы червячных колес обычно устанавливают на радиально-упорных роликовых подшипниках. Регулируемые радиаль-



но-упорные подшипники считаются правильно отрегулированными, если при перемещении вала в осевом направлении из одного крайнего положения в другое осевой зазор находится в рекомендуемых пределах (чтобы при установившемся тепловом режиме этот зазор был бы близок к нулю). Осевой зазор определяют по справочникам в зависимости от диаметра подшипников, расстояния между опорами и температурного режима работы.

Для регулировки зацепления в индивидуальном и мелкосерийном производстве на витки червяка наносят тонкий слой краски (берлинской лазури по ТУ 6-10-1282-73), затем проворачивают червяк, чтобы червячное колесо сделало не менее одного оборота, и визуально контролируют размеры и расположение пятна контакта на зубьях колеса. Пятно должно располагаться в середине зуба. Смещая колесо в осевом направлении "на пятно" с помощью набора металлических прокладок под крышками подшипников или с помощью резьбовых деталей, добиваются необходимого расположения пятна на зубьях колеса. Данный метод достаточно трудоемок и неточен (по существу это селективная сборка, а размеры пятна в значительной степени зависят от толщины нанесенного слоя краски). Лучшие результаты дает контроль пятна, если краску нанести на два рядом расположенных зуба колеса и провернуть колесо на 10...15 оборотов. В лабораторных условиях применяют контроль пятна после окисления поверхности зубьев колеса специальными растворами и проворачивания передачи под нагрузкой, составляющей 10...20 % от номинальной. В этом случае пятно видно достаточно отчетливо, но растворы токсичны и на окисление требуется 15...20 минут. Применяют также контроль пятна по "блику" после приработки.

В условиях крупносерийного производства используют специальные сборочные стапелы с автоматическими операциями замера зазоров и вычисления размеров для наборов компенсаторов. В последнем случае требуется повышенная точность изготовления базирующих поверхностей деталей и вычисление размеров компенсаторов. В ряде случаев при достаточно высокой точности изготовления базирующих поверхностей деталей возможна сборка без регулировочных операций.

Рекомендуемая в некоторых литературных источниках регулировка зацепления со смещением пятна контакта в сторону окружной скорости червяка для неревверсивных передач себя не оправдала.

Опыт показал, что некоторое повышение КПД и нагрузочной способности после непродолжительной работы исчезает [3].

4.4. Смазывание и техническое обслуживание

Наиболее распространенным способом смазывания червячных передач является окунание червяка (червячного колеса) в масляную ванну (картерное смазывание). Погружение червяка осуществляют на глубину, равную высоте витка, и до половины диаметра при непрерывной работе. Колесо при верхнем расположении червяка погружают на глубину от высоты зуба до четверти диаметра. При повторно-кратковременной работе передачи зацепление должно быть в масле. Для специальных редукторов с межосевым расстоянием более 200 мм применяют смазку поливанием с использованием масляного насоса. При скорости скольжения в зацеплении до 6 м/с применяют масло И-Г-С-320, при скорости скольжения свыше 2 до 10 м/с – И-Г-С-220, при скорости свыше 10 м/с желательно применять струйную смазку под давлением с использованием масел с пониженной вязкостью, например И-Г-С-32. В последние годы в связи с созданием новых полужидких пластических и синтетических смазочных материалов, обладающих повышенной надежностью и долговечностью, область применения традиционных минеральных масел сокращается. Например, синтетическое масло "Трансол-100" обладает высокой термомеханической и химической стабильностью и водостойкостью, хорошими противоизносными и противозадирными свойствами. Температурный диапазон от $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$... $+120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Без замены масло обеспечивает работу редукторов в течение расчетного ресурса. Синтетическое масло *Mobil Geygoyle HE* разработано для тяжело нагруженных червячных передач. Применение синтетических масел с легирующими присадками повышает нагрузочную способность и ресурс передачи до 20 %. Смазку пластичными смазочными материалами применяют для редукторов с межосевыми расстояниями до 80 мм.

Обслуживание редукторов сводится обычно к проверке чистоты дренажных отверстий, контролю уровня масла, температуры масла и подшипниковых узлов, а также состояния уплотнительных устройств. После ввода редуктора в эксплуатацию рекомендуется заменить масло после первых 100...150 ч работы, а затем в соответствии с регла-



ментом, установленным для условий эксплуатации редуктора и марки масла.

Библиографический список

1. **Машиностроение.** Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка: Т. IV-1 / Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др.; под общ. ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

2. **Левитан Ю.В., Обморнов В.П., Васильев В.И.** Червячные редукторы. Справочник. Л.: Машиностроение, 1985. 168 с.

3. **Часовников Л.Д.** Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). М.: Машиностроение, 1969. 486 с.

4. **Фомин М.В.** Определение коэффициентов эквивалентности для переменных режимов нагружения зубчатых передач и подшипников качения // Справочник. Инженерный журнал. 2007. № 8. С. 39–48.

5. **Передачи червячные с червяком типа ZT.** Расчеты на прочность и заедание. Методические рекомендации. М.: НИИМаш, 1984. 104 с.

6. **Попов П.К.** Предпосылки пересмотра ГОСТ Р 50891–96 в свете различий в порядке выбора редукторов общемашиностроительного применения отечественного и зарубежного производства // Справочник. Инженерный журнал. 2007. № 1. С. 2–8.



РЕЗЬБОНАКАТЫВАНИЕ. (Библиотека технолога)

А.В. Киричек, А.Н. Афонин

2009. – 312 с. ISBN 978-5-94275-428-0

Цена 550 р.

В книге описаны существующие резьбы и способы их изготовления, приведены конструкция и основные характеристики резьбонакатного оборудования и технологической оснастки для накатывания резьб, конструкция и методики проектирования резьбонакатного инструмента, технология накатывания резьб, требования к заготовкам под накатывание и режимам обработки.

Книга предназначена для инженерно-технических работников и специалистов промышленных предприятий, может быть полезна студентам, аспирантам и научным работникам.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромьинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

ООО "Издательство Машиностроение", 107076, Москва, Стромьинский пер., 4
Учредитель ООО "Издательский дом "Спектр". E-mail: handbook@mashin.ru, sizhpost@rambler.ru
Интернет: www.mashin.ru, www.handbook-j.ru

Телефоны редакции журнала: (499) 268-36-54, 269-49-98, факс (499) 268-85-26, 269-48-97
Художник Подживотов К.Ю. Дизайнер Свиридова Н.А. Технический редактор Журкина С.А.
Корректоры Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.

Сдано в набор 03.02.2011 г. Подписано в печать 14.04.2011 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2,94. Уч.-изд. л. 3,30. Заказ 192.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика". 142110, Подольск, Московская обл., ул. Кирова, д. 15.

Перепечатка материалов из журнала "Справочник. Инженерный журнал" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Справочник. Инженерный журнал" обязательна