РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МАШИНЫ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ. ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ. МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

РТМ 24.090.33-77

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Всесоюзным научно-исследовательским и проектно-конструкторским институтом подъемно-транспортного машиностроения, погрузочно-разгрузочного и складского оборудования и контейнеров (ВНИИПТмаш)

Директор А. Х. Комашенко
Заведующий отделом стандартизации А.С.Оболенский
Заведующий отделом управления качеством и унифицированных узлов ПТМ В. Н. Березин
Руководители темы и исполнители И. О. Спицына, З. М. Зорина, П. С. Зак

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ ВПО "Союзподъемтрансмаш"

Главный инженер В. К. Пирогов

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого и транспортного машиностроения

ВВЕДЕН в действие распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 4 апреля 1977 г. № ВП-002/3207.

© Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по тяжелому и транспортному машиностроению, 1979

УДК 621.833.38 Группа Г15

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МАШИНЫ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

РТМ 24.090.33-77

Вводится впервые

Распоряжением Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 4 апреля 1977 г. № ВП-002/3207 утвержден в качестве рекомендуемого.

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на червячные цилиндрические и глобоидные передачи механизмов подъемно-транспортных машин с машинным и ручным приводом и устанавливает методы расчета на прочность их элементов.

Угол скрещивания осей червяка и червячного колеса равен 90°.

В РТМ использованы термины, определения, обозначения в соответствии с ГОСТ 16530-70 и ГОСТ 18498-73.

Определение геометрических параметров червячных передач выполнено по рекомендациям ГОСТ 19650-74 и ГОСТ 17696-72.

1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

1.1. Червячные передачи целесообразно использовать в приводах механизмов ПТМ в случае необходимости:

обеспечения компактности;

реализации больших передаточных чисел при относительно малых габаритах;

передачи движения на валы, оси которых взаимно перпендикулярны;

плавной и бесшумной работы привода машины.

1.2. Червячные передачи рекомендуется применять в приводах подъемно-транспортных машин мощностью до 50 кВт

Издание официальное № 76037454 Перепечатка воспрещена

предпочтительно при повторно-кратковременных режимах работы.

1.3. Цилиндрические червячные передачи преимущественно устанавливают в приводах механизмов передвижения и поворота кранов, подвесных конвейеров, в ручных лебедках и талях.

Глобоидные червячные передачи используются в лебедках пассажирских и грузовых лифтов, приводе механизма передвижения кранов.

1.4. Глобоидные передачи с венцом червячного колеса из оловянистых бронз имеют большую нагрузочную способность и более высокий КПД по сравнению с цилиндрическими при одинаковых габаритах.

2. МАТЕРИАЛЫ

2.1. Венцы колес ответственных глобоидных и цилиндрических червячных передач изготовляют из оловянистой бронзы Бр.ОФ10-1 или оловянно-никелевой бронзы Бр.ОНФ.

Для тихоходных червячных передач при скорости скольжения до 2 м/с применяют алюминиево-железистые бронзы Бр.АЖ9-4Л (ГОСТ 493-54).

При скорости менее 1 м/с, а также для передач с ручным приводом применяют серые чугуны марок СЧ15-32, СЧ18-36 (ГОСТ 1412-70).

2.2. Червяки изготовляют из углеродистых и легированных сталей марок 45 (ГОСТ 1050-74), 20Х, 40Х, 40ХН, 38ХГН, 35ХМА, 12ХН3А (ГОСТ 4543-71).

2.3. Твердость поверхностей витков цилиндрических червяков должна быть не менее HRC 45. После закалки до HRC 45-50 или цементации и закалки до HRC 50-56 рабочие поверхности необходимо шлифовать и полировать.

Червяки из улучшенной стали используют в тихоходных и малонагруженных передачах, обычно с чугунным червячным колесом.

2.4. Глобоидные червяки изготовляют из улучшенных до твердости HRC 32-35 легированных сталей марок 40Х, 40ХН, 38ХГН, 35ХМА по ГОСТ 4543-71.

3. ВИДЫ РАСЧЕТОВ

3.1. В РТМ расчет прочности зацеплений червячных цилиндрических и глобоидных передач приведен раздельно.

3.2. РТМ предусматривает следующие виды расчетов:

расчет поверхностей зубьев червячного колеса по контактным напряжениям. Для цилиндрических червячных передач это расчет на выносливость (для червячных колес из бронз Бр.ОНФ и Бр.ОФ10-1) или на заедание (из Бр.АЖ9-4Л или чугуна). Для глобоидных передач – расчет на износ;

расчет на прочность зубьев по напряжениям изгиба. Для глобоидных передач – на срез;

расчет на прочность и жесткость тела червяка;

расчет КПД передачи;

расчет передач на нагрев.

3.3. Расчеты на прочность по контактным напряжениям являются основными.

3.4. Расчет на прочность по напряжениям изгиба (среза) является проверочным; для червячных передач с ручным приводом – основным (проектным).

4. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

4.1. При определении расчетных нагрузок в качестве исходной величины принимают наибольший крутящий момент на червячном колесе M_{2max}.

4.2. Для механизмов транспортирующих машин M_{2max} – момент наибольший из длительно действующих.

Для механизмов кранов M_{2max} – наибольший момент рабочего состояния, действующий в механизме подъема при торможении на спуске, в механизме передвижения и поворота при пуске или в период тормозного выбега (приложение 1 справочное).

4.3. В предварительных расчетах M_{2max} для кранов можно принимать по табл. 1.

Таблица 1

Расчетные значения M_{2max}

Механизм	Тип двигателя	M_{2max}	№ формулы
Подъема	Крановый постоянного и переменного тока	$1,3 \cdot M_{ном} \cdot U$	(1)

Продолжение табл. 1

Механизм	Тип двигателя	M_2	№ формулы
Передвижения, поворота	Крановый, короткозамкнутый	$3{,}0 \cdot M_{ном} \cdot u$	(1)
	Крановый постоянного тока, переменного с контактными кольцами	$2{,}5 \cdot M_{ном} \cdot u$	
	Асинхронный двигатель общепромышленного типа	$1{,}7 \cdot M_{ном} \cdot u$	

Примечание. $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя привода механизма;
u – передаточное число червячной передачи.

5. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1. Расчет поверхностей зубьев на выносливость или заедание.

5.1.1. Расчетное напряжение в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \frac{22600}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{M_{2HE} K_к}{d_{w_1}}} \leqslant [\sigma_H] \text{ кгс/см}^2, \qquad (2)$$

где d_2 – делительный диаметр червячного колеса, см*;
d_{w_1} – начальный диаметр червяка, см;
M_{2HE} – расчетный (эквивалентный) крутящий момент на колесе, кгс·м;
$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, кгс/см^2.

5.1.2. Межосевое расстояние

$$a_w = \left(1 + \frac{z_2}{q+2x}\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{8000}{[\sigma_H] \cdot \frac{z_2}{q+2x}}\right)^2 M_{2HE} \cdot K_к} \text{ см}, \qquad (3)$$

где $K_к$ – коэффициент качества (табл. 2);
z_2 – число зубьев червячного колеса;
q – коэффициент диаметра червяка;
x – коэффициент смещения червяка.

---

* Определение геометрических параметров приведено в приложении 2 справочном.

Таблица 2

Коэффициент $K_к$

Условия расположения пятна контакта	$K_к$
Хорошо приработанные (при постепенном повышении нагрузки) передачи	0,8
Начальный контакт на выходном краю зуба не менее 30% по длине или начальный контакт в середине зуба не менее 65% по длине. Наибольший прогиб червяка $(0,005–0,01)m$, мм (m – модуль)	1,0
Предыдущие условия начального контакта не соблюдены	1,25

5.1.3. M_{2HE} определяют по формуле

$$M_{2HE} = M_{2max} \cdot K_g, \qquad (4)$$

где K_g – коэффициент долговечности (табл. 3).

Таблица 3

Коэффициент $K_д$

Механизмы	Режим работы механизма по правилам Госгортехнадзора	Группы режимов по РС 5138-75	Материал венца червячного колеса	
			Бр.ОНФ и Бр.ОФ10-1	Бр. АЖ9-4Л и серый чугун
Крановые	Легкий	1, (2)	0,4	0,63
	Средний	2, 3	0,5	0,71
	Тяжелый	4, 5	0,63	0,8
	Весьма тяжелый	6	0,8	0,9
Транспортирующих машин	–	–	1,0	

5.1.4. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для венцов червячных колес из бронз Бр.ОНФ и Бр.ОФ10-1 определяют по формуле

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]^o K_{HN} \quad кгс/см^2, \qquad (5)$$

где $[\sigma_H]^o$ – допускаемое напряжение для числа циклов $N = 10^7$ (табл. 4);

K_{HN} – коэффициент, учитывающий уменьшение сопротивления выносливости с ростом числа циклов нагружения (табл. 5);

Таблица 4

Допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$, кгс/см^2

Материал червяка	Червячное колесо: Материал (способ отливки)	Механические свойства, кгс/см^2: предел текучести $\sigma_т$	предел прочности на растяжение $\sigma_в$	предел прочности на изгиб (для чугуна) $\sigma_{вн}$	$[\sigma_H]^0$ и $[\sigma_H]$ при скоростях скольжения $V_{ск}$, м/с: 0,25 и менее	0,5	1,0	2,0	4,0 и более	$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_{-1}$	$[\sigma_F]_м$
Закаленная сталь HRC ≥ 45	Бр.ОНФ (центробежная)	17	29	–	4000					810	570	1350
	Бр.ОФ10-1 (в кокиль)	15	26	–	3700					720	520	1200
	Бр.ОФ10-1 (в землю)	12	20	–	2800					500	360	960
	Бр.АЖ9-4Л (в землю)	20	40	–	–	–	4000	3200	–	1000	800	1600
Улучшенная сталь HB < 350	СЧ18-36 (в землю)	–	18	36	2500	2200	1800	–	–	480	300	1100
	СЧ15-32 (в землю)	–	15	32	2000	1800	1400	–	–	430	270	900

Таблица 5

Коэффициент K_{HN}

Частота вращения червячного колеса, n_2, об/мин	200	100	75	40	20	10 и менее
K_{HN}	0,7	0,75	0,8	0,85	0,92	1,0

Для венцов червячных колес из бронзы Бр. АЖ9-4Л и чугунов $[\sigma_H]$ выбирают по табл. 4 в зависимости от скорости скольжения $V_{ск} = \frac{d_{w_1} \cdot n_1}{1910 \cdot \cos \gamma_w}$ м/с,

где n_1 – частота вращения червяка, об/мин;

γ_w – начальный угол подъема, град;

d_{w_1} – начальный диаметр червяка, см.

5.2. Расчет на прочность по напряжениям изгиба.

5.2.1. Для предотвращения излома зубья проверяют:

на выносливость при изгибе от действия нагрузки M_{2max};

на прочность от действия кратковременных перегрузок $M_{2пик}$, не учитываемых в расчете на выносливость.

5.2.2. Напряжения изгиба зубьев червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{160 \cdot y_н \cdot M_{2max} \cdot \cos\gamma}{m \cdot d_{w_1} \cdot d_2} \leq [\sigma_F] \text{ кгс/см}^2, \qquad (6)$$

где $y_н$ – коэффициент прочности зубьев для червячных колес. Определяют по табл. 6 в зависимости от $z_v = z_2 / \cos^3\gamma$;

γ – делительный угол подъема;

$[\sigma_F]$ – допускаемое номинальное напряжение изгиба зубьев, кгс/см^2.

Таблица 6

Коэффициент $y_н$

$z_v = z_2/\cos^3\gamma$	30	32	36	40	45	50	60	70
$y_н$	1,76	1,71	1,62	1,55	1,48	1,45	1,40	1,36

5.2.3. Модуль (для червячных передач с ручным приводом)

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{160\, y_н M_{2max} \cos\gamma}{z_2 (q + 2x)[\sigma_F]}} \text{ см.} \qquad (7)$$

5.2.4. Допускаемое номинальное напряжение изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на выносливость определяют по формулам:

при работе одной стороной зуба

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_{FN} \quad \text{кгс/см}^2; \qquad (8)$$

при работе двумя сторонами зуба

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_{-1} K_{FN} \quad \text{кгс/см}^2. \qquad (9)$$

При расчете на прочность при действии пиковой нагрузки

$$[\sigma_F] \leq [\sigma_F]_M \quad \text{кгс/см}^2, \qquad (10)$$

где $[\sigma_F]_0, [\sigma_F]_{-1}, [\sigma_F]_M$ – пределы выносливости по изгибу при работе одной и двумя сторонами зуба, и предельное напряжение по изгибу (табл. 4);

K_{FN} – коэффициент, учитывающий уменьшение сопротивления выносливости с ростом числа циклов нагружения.

Для червячных передач механизмов кранов K_{FN} определяют по табл. 7, механизмов транспортирующих машин по графикам черт. 1.

Для механизмов с ручным приводом $K_{FN} = 1$.

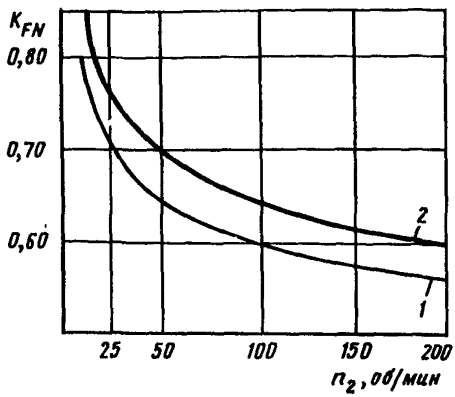
Таблица 7

Коэффициент K_{FN} для кранов

Режим работы механизма	Легкий (1, 2)	Средний (2, 3)	Тяжелый (4, 5)	Весьма тяжелый (6)
K_{FN}	1,0	0,90	0,85	0,80

Примечание. В скобках указаны примерные группы режимов работы по РС 5138-75 "Техника безопасности. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы".

Значения K_{FN} для транспортирующих машин



Черт. 1

6. РАСЧЕТ ГЛОБОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

6.1. Расчет на износ

6.1.1. Прочность поверхностей зубьев определяется несущей способностью червячного колеса по износу.

6.1.2. Допустимый момент на валу червячного колеса $[M_{2и}]$ определяют по кривым черт. 2 в зависимости от частоты вращения червяка n_1 и межосевого расстояния a при условии:

скорость изнашивания зубьев колеса

$$\omega_{и2} \leqslant 5 \cdot 10^{-10} a \quad \text{мм/об};$$

передача модифицированная (ГОСТ 9369-66);

передаточное число передачи $10 \leqslant u \leqslant 63$;

материал венца червячного колеса - оловянистая бронза;

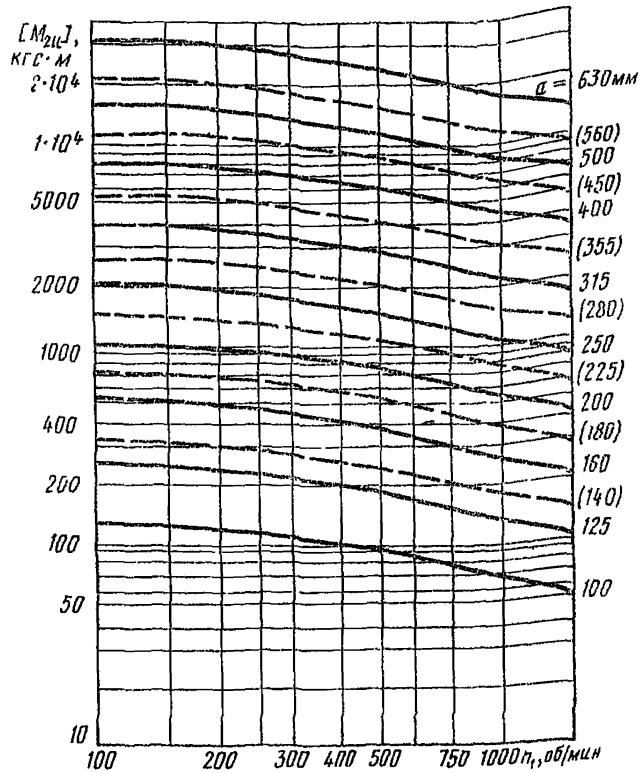
степень точности не ниже 7-Ш по ГОСТ 16502-70.

6.1.3. Условия обеспечения прочности

$$[M_{2и}] \geqslant M_{2max} \cdot K_р \quad \text{кгс} \cdot \text{м} \qquad (11)$$

где $K_р$ - коэффициент режима (табл. 8).

Значения $[M_{2И}]$



Черт. 2

Таблица 8

Коэффициент $K_р$

Условия работы	$K_р$
Круглосуточная постоянная спокойная работа	1,00
Непрерывная работа в течение 8–10 ч в сутки с толчками и ударами. Кратковременные перегрузки на 25% до 15 мин	1,20
Непрерывная круглосуточная работа с ударной нагрузкой и кратковременными перегрузками на 100% до 0,5 мин	1,35
Повторно-кратковременная работа при относительной продолжительности включения (ПВ):	
До 0,16	0,63
Св. 0,16 до 0,25	0,71
Св. 0,25 до 0,4	0,8
Св. 0,4	0,9

6.1.4. При скорости изнашивания колеса $\omega'_{и2}$ не равной $5 \cdot 10^{-10} \cdot a$ мм/об допускаемый момент на валу червячного колеса $[M_{2и}]'$ определяют из выражения

$$[M_{2и}]' = [M_{2и}] \sqrt[4]{\frac{\omega'_{и2}}{5 \cdot 10^{-10} \cdot a}} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где $[M_{2и}]$ – момент по графикам черт. 2.

6.1.5. Допустимая скорость изнашивания зависит от величины предельно-допустимого износа зубьев (∇ мм) за заданный срок службы Т, ч

$$\omega_{и2} = \frac{\nabla}{T \cdot 60 \cdot n_2} \text{ мм/об},$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса.

6.1.6. Для глобоидных червячных передач механизмов передвижения и поворота допускается износ до заострения зубьев на головке до 0,1m.

Для червячных передач редукторов привода лифта предельная величина износа определяется допустимой величиной окружного люфта червяка в зависимости от назначения лифта.

6.1.7. Для не модифицированной глобоидной передачи допустимый момент на валу червячного колеса $[M_{2и}]''$ определяют по формуле

$$[M_{2и}]'' = [M_{2и}] \cdot \frac{1,2}{1,06 + 0,024\sqrt{u - 6}}.$$

6.1.8. Для передач со степенью точности ниже 7-Ш по ГОСТ 16502-70 значения $[M_{2и}]$ по черт. 2 следует уменьшить на 25%.

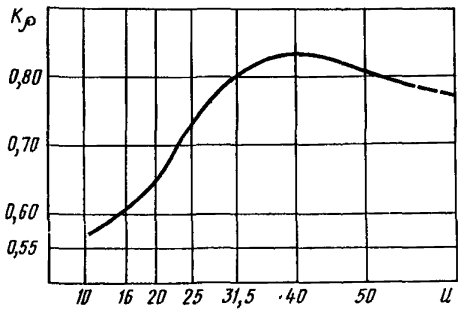
6.1.9. Допустимость действия наибольшего крутящего момента M_{2max} с точки зрения отсутствия на поверхности зубьев пластической деформации можно проверить по формуле

$$\sigma_H = 2 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{M_{2max}}{K_\rho \cdot a^3}} \leqslant [\sigma_H]_M \text{ кгс/см}^2, \qquad (12)$$

где K_ρ – коэффициент приведенного радиуса кривизны (черт. 3);

$[\sigma_H]_M$ – предельное контактное напряжение кгс/см^2 (σ_T – предел текучести оловянистой бронзы, см. табл. 4). $[\sigma_H]_M \leqslant 6\sigma_T$,

Значения K_ρ (по данным Г. Д. Федорова)



Черт. 3

6.2. Расчет на срез зубьев червячного колеса.

6.2.1. Напряжение среза зубьев в опасном сечении

$$\tau_{ср} = \frac{400 M_{2max}}{d_2 K_c F_{ср} \cos\gamma} \leqslant [\tau_{ср}] \text{ кгс/см}^2, \qquad (13)$$

где M_{2max} – наибольший крутящий момент, кгс·м;

d_2 – диаметр расчетной окружности, см*;

K_c – расчетный обхват;

γ – угол подъема витка червяка, град;

$F_{ср}$ – площадь среза определяют по формуле

$$F_{ср} \cong 1{,}57 \beta m + \frac{1{,}8 \beta m}{\cos\gamma} tg\left[\frac{180}{z_2}(1{,}1 K_c - 1)\right] \text{ см}^2,$$

где β – ширина венца колеса, см;

m – модуль, см;

z_2 – число зубьев колеса.

6.3. Допускаемое напряжение среза для бронз

$$[\tau_{ср}] = 0{,}5 \sigma_в \text{ кгс/см}^2,$$

($\sigma_в$ – предел прочности при растяжении, по табл. 4).

---

* Определение геометрических параметров дано в приложении 3 справочном.

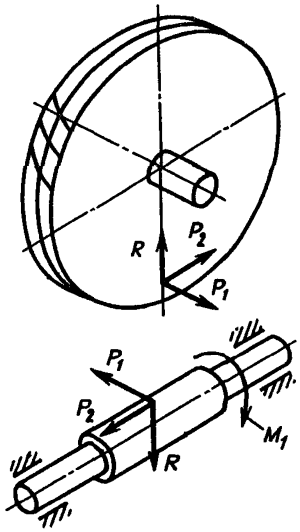
7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ТЕЛА ЧЕРВЯКА

Расчет распространяется на цилиндрические и глобоидные червячные передачи.

7.1. Силы в зацеплении.

Результирующую сил, действующих в зацеплении, определяют по трем составляющим (черт. 4):

Силы в червячном зацеплении



Черт. 4

окружной силе на червячном колесе, равной осевой силе на червяке

$$P_2 = \frac{2M_2}{d_2} \text{ кгс;} \qquad (14)$$

окружной силе на червяке, равной осевой силе на червячном колесе

$$P_1 = \frac{2M_1}{d_{w_1}} = P_2 tg(\gamma \pm \rho) \text{ кгс,} \qquad (15)$$

(минус при ведущем червячном колесе);

радиальной силе, раздвигающей червяк и червячное колесо

$$R = P_2 \, tg\alpha \text{ кгс}, \qquad (16)$$

где M_2 и M_1 – крутящие моменты на червячном колесе и червяке;

d_2 и d_{w_1} – начальный диаметр червячного колеса и червяка. Для глобоидных червячных передач следует подставлять расчетный диаметр d_2 и d_1;

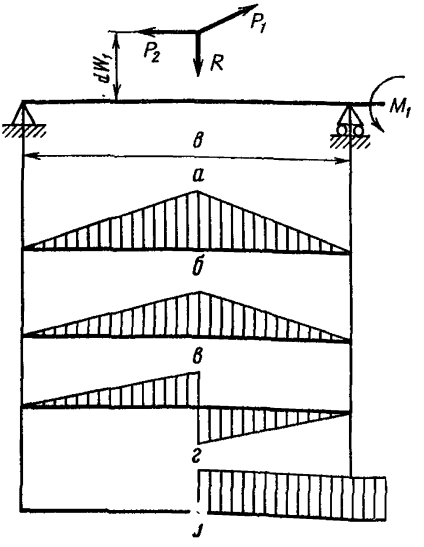
α – угол давления. Для цилиндрических червячных передач $\alpha \approx 20^0$; глобоидных $\alpha \approx 12^0$; глобоидных с начальным локализованным контактом $\alpha \approx 16^0$;

ρ – угол трения (табл. 9).

7.2. Расчет на прочность

7.2.1. Расчетная схема и эпюры изгибающих и крутящих моментов приведены на черт. 5.

Расчетная схема (а) и эпюры изгибающих моментов от силы P_1 (б), R (в) и P_2 (г) и крутящего момента M_1 (д)



Черт. 5

Таблица 9

Значения f и ρ

Скорость скольжения $v_{ск}$, м/с	Венец червячного колеса из Бр.ОНФ или Бр.ОФ10-1		Венец червячного колеса из Бр.АЖ9-4Л или серого чугуна		Червячное колесо из серого чугуна	
	Твердость витков червяка					
	не менее HRC 45				менее НВ 350	
	f	ρ	f	ρ	f	ρ
0,01	0,110 (0,146)	6°17′ (8°17′)	0,180 (0,169)	10°12′ (9°35′)	0,190	10°45′
0,10	0,080 (0,128)	4°34′ (7°16′)	0,130 (0,149)	7°24′ (8°30′)	0,140	7°58′
0,50	0,055 (0,100)	3°09′ (5°43′)	0,090 (0,120)	5°09′ (6°51′)	0,100	5°43′
1,00	0,045 (0,085)	2°35′ (4°53′)	0,070 (0,103)	4°00′ (5°53′)	0,090	5°09′
1,50	0,040 (0,076)	2°17′ (4°21′)	0,065 (0,092)	3°43′ (5°17′)	0,080	4°34′
2,00	0,035 (0,069)	2°00′ (3°57′)	0,055 (0,084)	3°09′ (4°49′)	–	–
4,00	0,024 (0,054)	1°22′ (3°07′)	–	–	–	–
8,00	0,018 (0,041)	1°02′ (2°20′)	–	–	–	–

Примечание. В скобках указаны значения f и ρ при ведущем червячном колесе.

7.2.2. Напряжение изгиба в средней плоскости передачи

$$\sigma_и = \frac{M_{итах}}{0{,}1 d_{f1}^3} \text{ кгс/см}^2, \qquad (17)$$

где $M_{итах}$ – наибольший изгибающий момент в средней плоскости передачи

$$M_{итах} = \frac{\sqrt{(P_1 \ell)^2 + (R\ell + P_2 d_{w1})^2}}{4} \text{ кгс·см};$$

d_{f_1} – диаметр впадин червяка (приложение 2 и 3),

d_{w_1} – начальный диаметр червяка (для глобоидного червяка $d_{w_1}=d_1$).

7.2.3. Напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{1max}}{0,2d_{f_1}^3} \text{ кгс/см}^2, \qquad (18)$$

где M_{1max} – наибольший крутящий момент на червяке, кгс·см.

7.2.4. Коэффициент безопасности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geqslant 1,4, \qquad (19)$$

где n_σ – коэффициент безопасности по напряжениям изгиба

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_и \cdot K_\sigma}, \qquad (20)$$

n_τ – коэффициент безопасности по напряжениям кручения

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau K_\tau}, \qquad (21)$$

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости материала червяка при изгибе и кручении;

K_σ, K_τ – коэффициенты концентрации изгиба и кручения у основания витка;

K_σ = 1,2–1,35, соответственно для $80 \leqslant a_w < 420$ (или a);

$K_\tau = 1+0,6\,(K_\sigma - 1)$.

7.3. Расчет на жесткость.

Прогиб червяка в осевом сечении

$$f \approx \frac{\ell^3 \sqrt{P_1^2 + R^2}}{48 E_1 J_ф} \text{ см}, \qquad (22)$$

где ℓ – расстояние между опорами ($\ell \approx 0,9\,d_2$), см;

P_1, R – силы, кгс (см. черт. 4);

E_1 – модуль упругости стального червяка. $E_1 = 2,15 \cdot 10^6$ кгс/см^2;

$J_ф$ – экваториальный момент инерции фиктивного цилиндрического стержня эквивалентного червяку по деформации

$$J_ф = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64}\left(0{,}36 + 0{,}64\,\frac{d_{a_1}}{d_{f_1}}\right) \text{ см}^4,$$

d_{a_1}, d_{f_1} – диаметры вершин и впадин витков червяка, см.

Допустимый прогиб $[f] \approx (0{,}005 - 0{,}01)\,m$ мм.

8. РАСЧЕТ КПД ПЕРЕДАЧИ

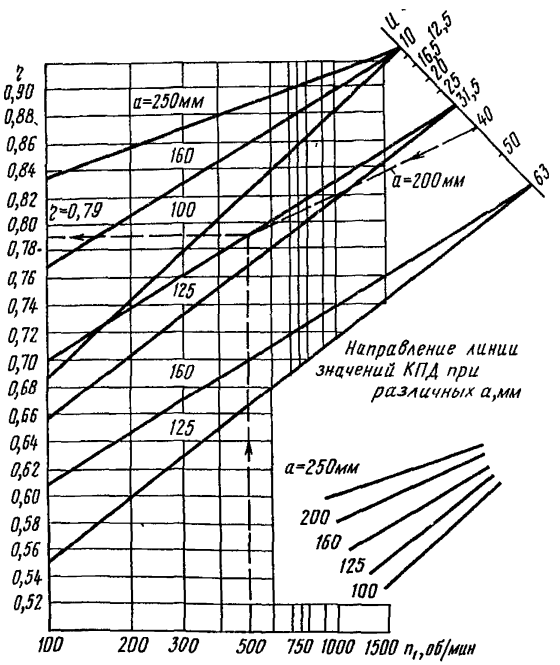
8.1. Общий коэффициент полезного действия червячной передачи определяют по формуле:

$$\eta = \eta_з \cdot \eta_п \cdot \eta_р\,, \qquad (23)$$

где $\eta_з, \eta_п, \eta_р$ – коэффициенты потерь в зацеплении, опорах и на разбрызгивание смазки.

Номограмма для определения КПД глобоидных передач (пример: a = 200 мм, u = 40; n_1 = 500 об/мин, η = 0,79)

1 – нереверсивные; 2 – реверсивные



Черт. 6

8.2. Коэффициент потерь в зацеплении (КПД зацепления) определяют по формулам:

червяк ведущий

$$\eta_{з12} = \frac{tg\,\gamma_w}{tg(\gamma_w+\rho)}; \qquad (24а)$$

червячное колесо ведущее

$$\eta_{з21} = \frac{tg(\gamma_w-\rho)}{tg\,\gamma_w}, \qquad (24б)$$

где γ_w – начальный угол подъема (для глобоидной передачи γ – угол подъема витка червяка);

ρ – угол трения,

f – коэффициент трения скольжения.

Значения ρ и f в зависимости от скорости скольжения для червячных передач приведены в табл. 9.

8.3. Средние значения КПД цилиндрических червячных передач с учетом потерь в опорах составляют 0,65–0,80; 0,83–0,87; 0,89–0,91 при числе витков червяка соответственно 1; 2; 4.

Номограмма для определения КПД глобоидной передачи при a = 250 мм приведена на черт. 6.

При снижении нагрузки на 50% по сравнению с расчетной допускаемой потери в червячной передаче $(1-\eta)$ увеличиваются в 1,5 раза.

9. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ НА НАГРЕВ

9.1. Максимально допустимый по нагреву момент на валу червячного колеса $[M_2]_т$ определяют по формуле

$$[M_2]_т \cong \frac{80 K_t F}{n_2 ПВ} \cdot \frac{\eta}{1-\eta} \text{ кгс·м}, \qquad (25)$$

где K_t – коэффициент теплоотдачи; при малой циркуляции воздуха в помещении K_t = 7–9 ккал/ч·м^2·град; при интенсивной вентиляции помещения или на открытом воздухе K_t = 12–15 ккал/ч·м^2·град;

n_2 – частота вращения вала червячного колеса, об/мин;

ПВ – относительная продолжительность включения привода (редуктора);

η – КПД редуктора;

F – площадь поверхности охлаждения корпуса передачи

$$F \approx 20 a_w^2 + K_{реб} \cdot F_{реб} \ м^2,$$

где

$a_w (a)$ – межосевое расстояние, м;

$F_{реб}$ – площадь поверхности ребер, $м^2$;

$K_{реб}$ – коэффициент эффективности ребер; $K_{реб} = 0,5$ при горизонтальном расположении ребер; $K_{реб} = 1$ при вертикальном.

9.2. Допустимое время непрерывной работы передачи до достижения предельной температуры масла ($t_м \leqslant 90^0$) приближенно определяют по формуле:

$$T \cong \frac{(G_р C_р + G_м C_м)(t_м - t_в)}{0,9 M_{2max} n_2 \frac{1-\eta}{\eta} - K_t F t_{ср.изб}} \ ч, \qquad (26)$$

или

$$T = \frac{(0,12 G_р + 0,4 G_м) \cdot 70}{0,9 M_{2max} n_2 \frac{1-\eta}{\eta} - 35 K_t F} \ ч,$$

где $G_р$ и $G_м$ – вес редуктора и масла, кгс,

$C_р$ – теплоемкость металла, $C_р = 0,12$ ккал/кг·град;

$C_м$ – теплоемкость масла, $C_м = 0,4$ ккал/кг·град;

M_{2max} – наибольший передаваемый крутящий момент, кгс·м;

$t_м$ и $t_в$ – температура масла и окружающего воздуха;

$t_{ср.изб}$ – средняя избыточная температура масла

$$t_{ср.изб} = 0,5 (t_м - t_в).$$

10. СМАЗКА

Рекомендуемые марки масел для червячных передач приведены в табл. 10. Там же указаны примеры их применения.

Таблица 10

Масла для червячных передач

Наименование масла	Технические условия (ОСТ, ГОСТ)	Вязкость при 100°С, сСт	Режимы работы
Масло цилиндровое 52 (Вапор)	ГОСТ 6411-52	44-59	Непрерывный и крановый тяжелый и весьма тяжелый

Продолжение табл. 10

Наименование масла	Технические условия (ОСТ, ГОСТ)	Вязкость при 100°С, сСт	Режимы работы
Масло индустриальное тяжелое с присадками ИТП-300	ТУ 38.101.292-72	35,6	
Масло трансмиссионное для редукторов троллейбусов	ТУ 38.101.230-72		Непрерывный и крановый тяжелый и весьма тяжелый
марки З		22-28	
марки Л		28-36	
Масло трансмиссионное для промышленного оборудования (нигрол)			
летнее	ТУ 38.101.529-72	27-34	
зимнее		19-26	Крановый легкий и средний

Масла ИТП-300 и трансмиссионное для промышленного оборудования (летнее) рекомендуются для предпочтительного применения в механизмах кранов.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Справочное

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ТОРМОЗНОГО ВЫБЕГА МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНА

Наибольший момент в зацеплении, действующий со стороны червячного колеса (червячное колесо ведущее) при торможении механизма передвижения, определяют по формуле

$$M_2 = \frac{M_{c_2} J_1 U - M_{c_1} J_2}{J_1 U^2 + J_2 \eta_{21}} U,$$

где M_{c_1} – приведенный к валу червяка статический момент сопротивления $M_{c_1} = M_т + M_о \approx 1,2 M_т$;

$M_т$ – момент тормоза;

$M_о$ – момент сопротивлений в кинематической цепи на участке от червяка до тормоза. $M_о = (0,1-0,15) M_{c_1}$;

M_{c_2} – приведенный к валу червячного колеса статический момент при торможении механизма передвижения с грузом;

η_{21} – КПД передачи при ведущем червячном колесе;

J_1 – момент инерции вала червяка с учетом жестко связанных с червяком масс (двигателя, муфты, тормозного шкива и т.д.);

J_2 – момент инерции червячного колеса с учетом жестко связанных с ним масс.

$$J_2 \approx \frac{9,3\, G v^2 U^2}{n_{дв}^2} \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

где G – вес поступательно движущихся масс, кг;

v – скорость передвижения, м/с;

$n_{дв}$ – частота вращения двигателя, 1/об;

U – передаточное число червячной передачи.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

РАСЧЕТ И ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Формулы и рекомендации для расчета и выбора геометрических параметров цилиндрических червячных передач приведены в табл. 1 приложения 2.

Таблица 1

Расчет параметров
(по ГОСТ 19650-74)

Наименование параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1	2	3
Модуль	m	По ГОСТ 19672-74, табл. 2 приложения 2
Коэффициент диаметра червяка	q	
Передаточное число	u	-
Число витков червяка	z_1	См. табл. 2 приложения 2
Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0{,}5(z_2 + q + 2x)m$
Коэффициент смещения червяка	x	$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5(z_2 + q)$ Рекомендуется принимать в пределах $1 \geq x \geq -1$
Делительный диаметр: червяка	d_1	$d_1 = q\,m$
червячного колеса	d_2	$d_2 = z_2\,m$
Начальный диаметр червяка	d_{w_1}	$d_{w_1} = (q + 2x)m$
Делительный угол подъема	γ	$tg\,\gamma = \frac{z_1}{q}$
Начальный угол подъема	γ_w	$tg\,\gamma_w = \frac{z_1 m}{d_{w_1}}$
Диаметр вершин витков червяка	d_{a_1}	$d_{a_1} = d_1 + 2h_a^* m$
Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^* = 1$
Диаметр червяка по впадине	(d_{f_1})	$d_{f_1} = d_{a_1} - 2h_1$
Высота витка червяка	h_1	$h_1 = h^* m$

Продолжение табл. 1

1	2	3
Коэффициент высоты витка	h^*	Червяк эвольвентный $h^* = 2+0,2\cos\gamma$ Червяк архимедов и др. $h^* = 2,2$

Примечание. В ГОСТ 19650-74 параметра d_{f_1} нет.

Таблица 2

Коэффициент диаметра q в зависимости от модуля m

Модуль m, мм								
2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5
–			8,0					
10,0			10,0					
12,5			12,5					
16,0			16*				16	

* При $z_1 = 1$. Для остальных сочетаний m и q число витков червяка $z = 1, 2$ и 4.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Справочное

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГЛОБОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Формулы для расчета геометрических параметров глобоидных передач приведены в табл. 1 приложения 3.

Таблица 1

Расчет параметров по ГОСТ 17696-72

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и указания
1	2	3
Межосевое расстояние	a	–
Передаточное число	u	–
Число витков червяка	z_1	ГОСТ 9369-66
Число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$ ГОСТ 9369-66
Коэффициент диаметра червяка	q	Выбирается в зависимости от z_2 по табл. 2 приложения 3
Диаметр расчетной окружности: червяка	d_1	$d_1 = \frac{2aq}{q+z_2}$
червячного колеса	d_2	$d_2 = 2a - d_1$
Модуль	m	$m = d_2 / z_2$
Расчетный обхват	K_c	$K_c = z_2 / 10$ Округляется до ближайшего из членов ряда 3,5; 4,5; 5,5...
Угол подъема витка червяка	γ	$tg\,\gamma = d_2 / d_1 \cdot u$
Диаметр вершин витков червяка	d_{a_1}	$d_{a_1} = d_1 + 2h_{a_1}$
Высота головки витка червяка	h_{a_1}	$h_{a_1} = h - h_{a_2}$
Рабочая высота зуба колеса	h	$h = (1{,}4\text{–}1{,}7)m$ или по ГОСТ 9369-66
Высота головки зуба колеса	h_{a_2}	$h_{a_2} = (0{,}3\text{–}0{,}45)h$ или по ГОСТ 9369-66
Диаметр впадин червяка	d_{f_1}	$d_{f_1} = 2(a - R_{f_1})$

Продолжение табл. 1

1	2	3
Радиус впадин червяка (в средней плоскости)	R_{f_1}	$R_{f_1} = 0{,}5d_2 + h_{a_2} + C$
Радиальный зазор	C	$C = (0{,}15\text{–}0{,}25)m$ или по ГОСТ 9369-66
Ширина венца колеса	b	$b = (0{,}6\text{–}0{,}8)d_1$ (округляется до значений по ГОСТ 9369-66)

Таблица 2

Коэффициент диаметра q в зависимости от z_2

z_2	До 40	От 41 до 50	От 51 до 60
q	От 6 до 8	От 7 до 10	От 8 до 11

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1. Проверить правильность выбора параметра цилиндрической червячной передачи механизма вращения штанги штыревого крана Q = 10 т.

Наибольший момент на валу червячного колеса M_{2max} = = 280 кгс·м.

Режим работы легкий. Нагрузка реверсивная.

Параметры передачи:

число витков червяка Z_1 = 1;

число зубьев червячного колеса Z_2 = 37;

модуль m = 8 мм;

межосевое расстояние a_w = 180 мм;

делительный угол подъема γ = 7°07′30″; $\cos\gamma$ = 0,99;

начальный диаметр червяка d_{w_1} = 64 мм;

делительный диаметр червячного колеса d_2 = 296 мм;

частота вращения червяка n_1 = 945 об/мин;

то же червячного колеса n_2 = 26 об/мин.

Материал червяка: сталь 45 ГОСТ 1050-74. Твердость поверхности витка червяка HRC = 45-50; $(\sigma_в)_{серц}$ = 90 кгс/мм^2; σ_{-1} = 38 кгс/мм^2; τ_{-1} = 22 кгс/мм^2.

Материал венца червячного колеса: бронза Бр.ОФ10-1 (отливка в кокиль).

1. Расчет на выносливость поверхностей зубьев червячного колеса.

1.1. Определяем расчетную нагрузку

$$M_{2HE} = M_{2max} K_g = 280 \cdot 0{,}4 = 112 \text{ кгс·м},$$

K_g = 0,4 (табл. 3).

1.2. Определяем напряжение в полюсе зацепления по формуле (2)

$$\sigma_H = \frac{22600}{d_2}\sqrt{\frac{M_{2HE} \cdot K_к}{d_{w_1}}} = \frac{22600}{29{,}6}\sqrt{\frac{112 \cdot 1}{64}} = 3200 \text{ кгс/см}^2;$$

$K_к$ = 1,0 (табл. 2).

1.3. Определяем допускаемое напряжение по формуле (5)

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]^0 \cdot K_{HN} = 3700 \cdot 0{,}9 = 3300 \text{ кгс/см}^2;$$

$[\sigma_H]^b$ = 3700 кгс/см^2 (табл. 4); K_{HN} = 0,9 (табл. 5).

$\sigma_H < [\sigma_H]$ – условие прочности соблюдено.

2. Проверка прочности по напряжениям изгиба.

2.1. Определяем напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{160 y_н M_{2max} \cos\gamma}{m d_{w_1} d_2} = \frac{160 \cdot 1{,}58 \cdot 280 \cdot 0{,}99}{0{,}8 \cdot 6{,}4 \cdot 29 \cdot 6} =$$

= 465 кгс/см^2;

$y_н$ = 1,58 (табл. 6 для $z_v = \frac{37}{0{,}99^3} \cong 38$).

2.2. Определяем допускаемое напряжение по формуле (9)

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_{-1} \cdot K_{FN} = 520 \cdot 1 = 520 \text{ кгс/см}^2;$$

$[\sigma_F]_{-1}$ = 520 кгс/см^2 (табл. 4);

K_{FN} = 1 (табл. 7);

$\sigma_F < [\sigma_F]_{-1}$ – условия прочности соблюдены.

3. Расчет червяка на прочность.

3.1. Определяем силы в зацеплении (формулы (14), (15), (16))

$$P_2 = \frac{2M_{2max}}{d_2} = \frac{2 \cdot 280 \cdot 100}{29{,}6} = 1900 \text{ кгс};$$

$P_1 = P_2 tg(\gamma + \rho) = 1900 \cdot 0{,}155 = 300$ кгс;

$\rho = 1^\circ 40'$ (табл. 9) для $v_{ск} = \frac{d_{w_1} n_1}{1910 \cos\gamma_w} = 3{,}2$ м/с;

$$R = P_2 \cdot tg\, 20^\circ = 685 \text{ кгс}.$$

3.2. Определяем наибольший изгибающий момент в средней плоскости передачи при $\ell \approx 0{,}9 d_2 \cong 280$ мм.

$$M_{imax} = \frac{\sqrt{(P_1 \ell)^2 + (R\ell + P_2 d_{w_1})^2}}{4} =$$

$$= \frac{\sqrt{(300 \cdot 28)^2 + (685 \cdot 28 + 1900 \cdot 6{,}4)^2}}{4} = 7750 \text{ кгс·см}.$$

3.3. Наибольший крутящий момент (формула (15))

$$M_{1max} = \frac{P_1 d_{w_1}}{2} = \frac{300 \cdot 6{,}4}{2} = 960 \text{ кгс·см}.$$

3.4. Определяем напряжение изгиба в средней плоскости передачи

$$\sigma_и = \frac{M_{и\,max}}{0{,}1 d_{f_1}^3} = \frac{7750}{0{,}1 \cdot 4{,}4^3} = 900 \text{ кг/см}^2;$$

(червяк эвольвентный)

$d_{f_1} = d_1 - 2m - 0{,}4 \cos\gamma$ (приложение 2);

$d_{f_1} = 6{,}4 - 0{,}8 \cdot 2 - 0{,}99 \cdot 0{,}4 = 4{,}4$ см.

3.5. Определяем напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{1\,max}}{0{,}2 d_{f_1}^3} = \frac{960}{0{,}2 \cdot 4{,}4^3} = 57 \text{ кг/см}^2.$$

3.6. Определяем коэффициент безопасности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3{,}1 \cdot 32}{\sqrt{3{,}1^2 + 32^2}} \cong 3 > 1{,}4;$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u K_\sigma} = \frac{3800}{900 \cdot 1{,}35} \cong 3{,}1;$$

$K_\sigma = 1{,}35$ (п. 7.2.6);

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau K_\tau} = \frac{2200}{57 \cdot 1{,}2} \cong 32;$$

$K_\tau = 1{,}2$ (п. 7.2.6).

4. Расчет червяка на жесткость.

Определяем прогиб червяка в осевом сечении

$$f = \frac{\ell^3 \sqrt{P_1^2 + R^2}}{48 E_1 J_ф} = \frac{28^3 \sqrt{300^2 + 685^2}}{48 \cdot 2{,}15 \cdot 10^6 \cdot 28} = 0{,}0056 \text{ см};$$

$$J_ф = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64}\left(0{,}36 + 0{,}64 \frac{d_{a_1}}{d_{f_1}}\right) = \frac{\pi \cdot 4{,}4^4}{64}\left(0{,}36 + 0{,}64 \frac{8}{4{,}4}\right) =$$

$= 28{,}0 \text{ см}^4$,

$d_{a_1} = d_1 + 2m = 6{,}4 + 1{,}6 = 8$ см;

$[f] \cong 0{,}01 m = 0{,}08$.

$f = 0{,}056 < 0{,}08$ – жесткость обеспечена.

5. Определение КПД.

$$\eta \cong \eta_3 = \frac{tg\,\gamma_w}{tg(\gamma_w + \rho)} = \frac{7^\circ 07' 32''}{8^\circ 47' 32''} = 0{,}81;$$

$\rho = 1^\circ 40'$ (табл. 9 для $v_{ск} \cong 3{,}2$ м/с).

6. Проверка редуктора по нагреву.

Максимально допустимый по нагреву момент на валу червячного колеса $[M_2]_т$ равен

$$[M_2]_т = \frac{80 K_t F}{n_2 ПВ} \cdot \frac{\eta}{1-\eta} = \frac{80 \cdot 7 \cdot 0{,}65}{26 \cdot 0{,}16} \cdot \frac{0{,}81}{1 - 0{,}81} =$$

$= 370$ кгс·м,

$K_t = 7$ ккал/ч·м^2 – плохая вентиляция цеха; $F \approx 20 a_w^2 =$ $= 20 \cdot 0{,}18^2 = 0{,}65$ м^2; $n_2 = 26$ об/мин; ПВ $\leq 0{,}16$; $\eta =$ $= 0{,}81$;

$M_{2max} = 280$ кгс·м $< [M_2]_т$.

Пример 2. Определить наибольший допустимый момент на валу червячного колеса цилиндрической червячной передачи (по прочности зацепления) механизма передвижения крана.

Режим работы механизма – средний (ПВ $\approx 0{,}25$).

Параметры передачи:

число витков червяка $z_1 = 1$;

число зубьев червячного колеса $z_2 = 40$;

модуль $m = 6{,}3$ мм;

коэффициент диаметра червяка $q = 10$;

коэффициент смещения червяка $x = +0{,}397$;

частота вращения червяка $n_1 = 750$ об/мин;

Материал венца червячного колеса – бронза Бр.АЖ9-4Л.

1. Определяем эквивалентный момент при расчете на заедание поверхностей зубьев по формуле (2)

$$[M_{2НЕ}] = \left(\frac{d_2 [\sigma_H]}{22600}\right)^2 \frac{d_{w_1}}{K_к}.$$

По формулам табл. 1 приложения 2 определяем:

$$d_2 = m z_2 = 6{,}3 \cdot 40 = 252 \text{ мм};$$

$$d_{w_1} = (q + 2x) m = (10 + 2 \cdot 0{,}397) \cdot 6{,}3 = 68 \text{ мм}.$$

$[\sigma_H]$ определяем по табл. 4 в зависимости от $v_{ск}$

$$v_{ск} = \frac{d_{w1} n_1}{1910 \cos\gamma_w} \approx \frac{6,8 \cdot 750}{1910 \cdot 0,996} \approx 2,7 \text{ м/с};$$

$$tg\gamma_w = \frac{1 \cdot 6,3}{68} = 0,093; \quad \cos\gamma_w = 0,996;$$

$[\sigma_H] \approx 2900$ кгс/см^2.

$K_к = 0,8$ (табл. 2).

$$[M_{2HE}] = \left(\frac{25,2 \cdot 2900}{22600}\right)^2 \cdot \frac{6,8}{0,8} = 88 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

2. Определяем наибольший допустимый момент по формуле (4)

$$[M_{2max}] = \frac{[M_{2HE}]}{K_g} = \frac{88}{0,71} = 125 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

$K_g = 0,71$ (табл. 3).

3. Проверяем передачу на нагрев

$$[M_2]_т = \frac{80 K_t F}{n_2 ПВ} \cdot \frac{\eta}{1-\eta} = \frac{80 \cdot 9 \cdot 0,51}{19 \cdot 0,25} \cdot \frac{0,65}{0,35} =$$

$$= 144 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$K_t = 9$ ккал/ч$\cdot$м$^2\cdot$град (п. 9.1); $F \approx 20 a_w^2 = 20 \cdot 0,16^2 = 0,51$ м^2; $a_w = 160$ мм; $\eta = 0,65$; $n_2 = \frac{750}{40} = 19$ об/мин.

Наибольший допустимый момент передачи

$$[M_{2max}] = 125 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

Пример 3. Определить несущую способность зацепления глобоидной передачи редуктора привода лифтовой лебедки. Работа повторно-кратковременная ПВ $\leq 0,25$.

Параметры передачи:

межосевое расстояние $a = 160$ мм;

передаточное число $u = 56$;

число заходов червяка $Z_1 = 1$;

число зубьев колеса $Z_2 = 56$;

зацепление модифицированное по ГОСТ 9369-66;

степень точности – 7-Ш по ГОСТ 16502-70;

частота вращения червяка $n_1 = 960$ об/мин;

диаметр расчетной окружности $d_2 = 272$ мм;

угол подъема витка червяка $\gamma = 5^{\circ}32'$; $\cos\gamma = 0{,}995$;
ширина венца колеса $b = 34$ мм.
Материал венца червячного колеса – бронза Бр.ОНФ.
$\sigma_в = 29$ кгс/мм^2; $\sigma_т = 17$ кгс/мм^2.

1. Определяем несущую способность по износу
По графикам черт. 2 для $a = 160$ мм и $n_1 = 960$ об/мин

$$[M_{2и}] = 270 \text{ кгс}\cdot\text{м}$$

Наибольший крутящий момент на колесе (формула (11))

$$M_{2max} = \frac{[M_{2и}]}{K_р} = \frac{270}{0{,}71} = 370 \text{ кгс}\cdot\text{м};$$

$K_р = 0{,}71$ (табл. 8).

2. Оценим допустимость действия момента M_{2max} (на отсутствие пластической деформации) по формуле (12)

$$\sigma_н = 2\cdot 10^4 \sqrt{\frac{M_{2max}}{K_\rho a^3}} = 2\cdot 10^4 \sqrt{\frac{370}{0{,}78\cdot 16^3}} =$$

$= 6800$ кгс/см^2;

$K_\rho = 0{,}78$ (черт. 3);

$[\sigma_н]_м = 6\sigma_т = 6\cdot 1700 = 10200$ кгс/см$^2 > \sigma_н$.

Пластическая деформация поверхностей зубьев колеса при действии момента M_{2max} не имеет места.

3. Проверяем прочность зубьев червячного колеса на срез по формуле (13)

$$\tau_{ср} = \frac{400 M_{2max}}{d_2 K_c F_{ср} \cos\gamma} = \frac{400\cdot 370}{27{,}2\cdot 5{,}5\cdot 3{,}65\cdot 0{,}995} =$$

$= 270$ кгс/см^2;

$K_c = \frac{z_2}{10} = \frac{56}{10} = 5{,}6$. Принимаем $K_c = 5{,}5$ по табл. 1 приложения 3;

$$F_{ср} \approx 1{,}57 b_m + \frac{1{,}8 b_m}{\cos\gamma} tg\left[\frac{180}{z_2}(1{,}1 K_c - 1)\right] =$$

$$= 1{,}57 \cdot 3{,}4 \cdot 0{,}485 + \frac{1{,}8 \cdot 3{,}4 \cdot 0{,}485}{0{,}995}\, tg\left[\frac{180}{56}(1{,}1 \cdot 5{,}5 - 1)\right] =$$

$= 3{,}65$ см^2.

$\hat{m} = \frac{272}{56} = 4{,}85$ мм по табл. 1 приложения 3;

$[\tau_{ср}] = 0{,}5\,\sigma_в = 1450$ кгс/см^2; $\tau_{ср} < [\tau_{ср}]$.

Допустимая нагрузка зацепления $M_{2\,max} = 370$ кгс·м.

Подп. к печ. 22/IX-78 г. Формат 60x90 1/16 Печ. л. 2,0 Уч.-изд. л. 1,5
Тираж 600 экз. Зак. инст. 124/78 Зак. тип. 416

ЦНИИТЭИтяжмаш, 129835, ГСП, Москва, И-90, Троицкая ул., 17
Отдел внедрения процессов микрофильмирования
и оперативной печати ЦНИИТЭИтяжмаша



Заказ 124/78

gost.e-ecolog.ru