



РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

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

РТМ 24.090.33-77

Издание официальное

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-ОО2/3207.

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 при-водах механизмов РТМ 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 при-водах подъемно-транспортных машин мощностью до 50 кВт

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 талиях.

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 изготавливают 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 изготавливают 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 изготавливают 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 бронзы 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)

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

Примечание. $M_{\text{ном}}$ — 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

$$\sigma_H = \frac{22600}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{M_{2\text{HE}} K_K}{d_w}} \leq [\sigma_H] \text{ кгс/см}^2, \quad (2)$$

где d_2 — делительный диаметр червячного колеса, см^{*};

d_w — начальный диаметр червяка, см;

$M_{2\text{HE}}$ — расчетный (эквивалентный) крутящий момент на колесе, кгс·м;

$[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение, кгс/см².

5.1.2. Межосевое расстояние

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

где K_K — 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_K

Условия расположения пятна контакта	K_K
Хорошо приработанные (при постепенном повышении нагрузки) передачи	0,8
Начальный контакт на выходном краю эзуба не менее 30% по длине или начальный контакт в середине эзуба 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

$$M_{2HE} = M_{2max} \cdot K_d, \quad (4)$$

где K_d - коэффициент долговечности (табл. 3).

Таблица 3

Коэффициент K_d

Механизмы	Режим работы механизма по правилам Госгортехнадзора	Группы режимов по РС 5138-75	Материал венца червячного колеса	
			Бр.ОНФ и Бр.ОФ 10-1	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.ОФ 10-1 определяют по формуле

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]^0 K_{HN} \text{ кгс/см}^2, \quad (5)$$

где $[\sigma_H]^0$ - допускаемое напряжение для числа циклов $N = 10^7$ (табл. 4);

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

Таблица 4

Допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$, кгс/см²

Материал червяка	Червячное колесо			$[\sigma_H]^0$ и $[\sigma_H]$ при скоростях скольжения $V_{ск}$, м/с					$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_I$	$[\sigma_F]_M$				
	Материал (способ отливки)	Механические свойства, кгс/см ²			0,25 и ме-нее	0,5	1,0	2,0	4,0 и бо-лее						
		предел теку-сти σ_t	предел прочности на растя-жение σ_b	предел прочности на изгиб (для чу-гунна) σ_{bH}											
Закален-ная сталь $HRC \geq 45$	Бр.ОНФ (центробеж-ная)	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			
	СЧ18-36 (в землю)	-	18	36	2500	2200	1800	-	-	480	300	1100			
Улуч-шенная сталь $HB < 350$	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

$$V_{ск} = \frac{d_{w1} \cdot n_1}{1910 \cdot \cos \gamma_w} \text{ м/с,}$$

где n_1 - частота вращения червяка, об/мин;

γ_w - начальный угол подъема, град;

d_{w1} - 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

$$\sigma_F = \frac{160 \cdot Y_H \cdot M_{2max} \cdot \cos \gamma}{m \cdot d_{w1} \cdot d_2} \leq [\sigma_F] \text{ кгс/см}^2, \quad (6)$$

где Y_H - коэффициент прочности зубьев для червячных колес.

Определяют по табл. 6 в зависимости от

$$\bar{Z}_v = \bar{Z}_2 / \cos^3 \gamma;$$

γ - делительный угол подъема;

$[\sigma_F]$ - допускаемое номинальное напряжение изгиба зубьев, кгс/см².

Таблица 6

Коэффициент Y_H

$\bar{Z}_v = \bar{Z}_2 / \cos^3 \gamma$	30	32	36	40	45	50	60	70
Y_H	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)

$$m = \sqrt{\frac{160 y_h M_{2\max} \cos \gamma}{z_2 (q + 2x) [\sigma_f]}} \text{ см.} \quad (7)$$

5.2.4. Допускаемое номинальное напряжение изгиба $[\sigma_f]$ при расчете на выносливость определяют по формулам:
при работе одной стороной зуба

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

при работе двумя сторонами зуба

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

При расчете на прочность при действии пиковой нагрузки

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

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.

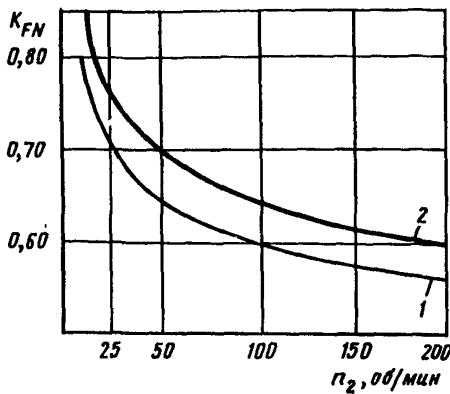
Для механизмов с ручным приводом $K_{FN} = 1$.

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_{EN} 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 , и межосевого расстояния a при условии:

скорость изнашивания зубьев колеса

$$W_{и2} \leq 5 \cdot 10^{-10} a \text{ мм/об;}$$

передача модифицированная (ГОСТ 9369-66);

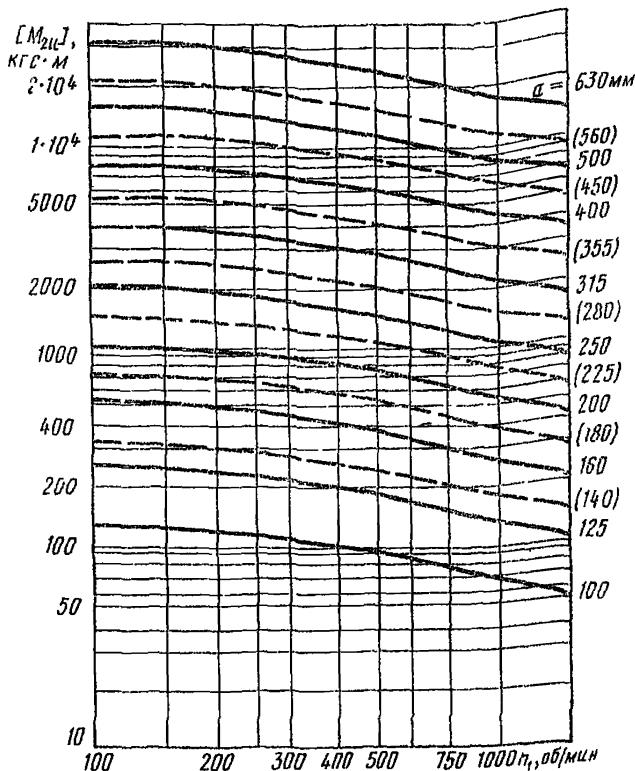
передаточное число передачи $10 \leq i \leq 63$;

материал венца червячного колеса - оловяннистая бронза; степень точности не ниже 7-Ш по ГОСТ 16502-70.

6.1.3. Условия обеспечения прочности

$$[M_{2и}] \geq M_{2max} \cdot K_p \text{ кгс} \cdot \text{м} \quad (11)$$

где K_p - коэффициент режима (табл. 8).

Значения $[M_{2u}]$ 

Черт. 2

Таблица 8

Коэффициент K_p

Условия работы	K_p
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 $W_{И2}'$ не равной $5 \cdot 10^{-10} \cdot a$ мм/об допускаемый момент на валу червячного колеса $[M_{2И}]'$ определяют из выражения

$$[M_{2И}]' = [M_{2И}] \sqrt[4]{\frac{W_{И2}'}{5 \cdot 10^{-10} \cdot a}} \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

где $[M_{2И}]$ — момент по графикам черт. 2.

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

$$W_{И2} = \frac{V}{T \cdot 60 \cdot \pi_2} \text{ мм/об},$$

где π_2 — частота вращения червячного колеса.

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

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

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

где $K\rho$ — коэффициент приведенного радиуса кривизны (черт. 3);

$[\sigma_H]_M$ — предельное контактное напряжение $[\sigma_H]_M \leq 6 \sigma_t$, кгс/см² (σ_t — предел текучести оловяннистой бронзы, см. табл. 4).

Значения K_P (по данным Г.Д. Федорова)



Черт. 3

6.2. Расчет на срез зубьев червячного колеса.

6.2.1. Напряжение среза зубьев в опасном сечении

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

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_{cp} — площадь среза определяют по формуле

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

где β — ширина венца колеса, см;

m — модуль, см;

z_2 — число зубьев колеса.

6.3. Допускаемое напряжение среза для бронзы

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

(σ_B — предел прочности при растяжении, по табл. 4).

[†] Определение геометрических параметров дано в приложении 3 справочном.

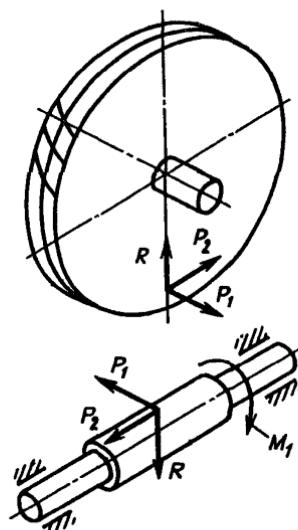
7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ТЕЛА ЧЕРВЯКА

Расчет распространяется на цилиндрические и глобоидные червячные передачи.

7.1. Силы в зацеплении.

Результирующую силу, действующую в зацеплении, определяют по трем составляющим (черт. 4):

Силы в червячном зацеплении



Черт. 4

окружной силе на червячном колесе, равной осевой силе на червяке

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

окружной силе на червяке, равной осевой силе на червячном колесе

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

(минус при ведущем червячном колесе);

радиальной силе, раздвигающей червяк и червячное колесо

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

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 ;

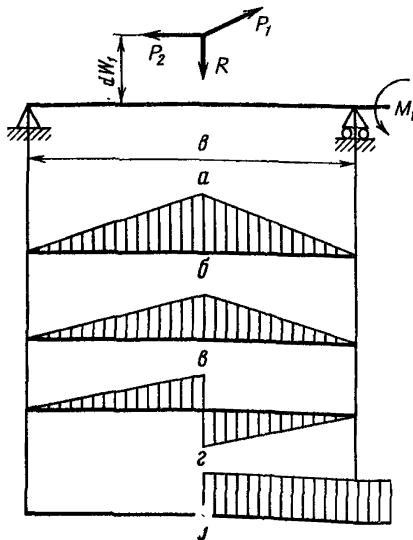
α - угол давления. Для цилиндрических червячных передач $\alpha \approx 20^\circ$; глобоидных $\alpha \approx 12^\circ$; глобоидных с начальным локализованным контактом $\alpha \approx 16^\circ$;

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

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

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

7.2.2. Напряжение изгиба в средней плоскости передачи

$$\sigma_{II} = \frac{M_{Итак}}{0,1d_f^3} \text{ кгс/см}^2, \quad (17)$$

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

$$M_{Итак} = \frac{\sqrt{(P_1\ell)^2 + (R\ell + P_2 d_{w_1})^2}}{4} \text{ кгс.см};$$

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

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

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

7.2.4. Коэффициент безопасности

$$\Pi = \frac{\Pi_\sigma \Pi_\tau}{\sqrt{\Pi_\sigma^2 + \Pi_\tau^2}} \geq 1,4, \quad (19)$$

где Π_σ - коэффициент безопасности по напряжениям изгиба

$$\Pi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u \cdot K_\sigma} \quad (20)$$

Π_τ - коэффициент безопасности по напряжениям кручения

$$\Pi_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau \cdot K_\tau}, \quad (21)$$

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;

$K_\sigma = 1,2-1,35$, соответственно для $80 \leq d_w < 420$ (или A);

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

7.3. Расчет на жесткость.

Прогиб червяка в осевом сечении

$$f \cong \frac{\ell^3 \sqrt{P_1^2 + R^2}}{48E_1 J_\phi} \text{ см}, \quad (22)$$

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/см²;

J_ϕ - экваториальный момент инерции фиктивного цилиндрического стержня эквивалентного червяку по деформации

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

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

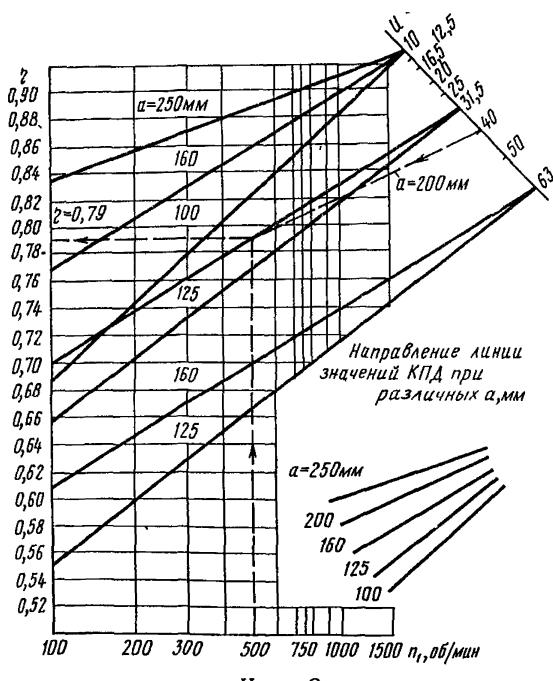
8.1. Общий коэффициент полезного действия червячной передачи определяют по формуле:

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_p, \quad (23)$$

где η_3, η_n, η_p – коэффициенты потерь в зацеплении, опорах и на разбрзгивание смазки.

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

1 – нереверсивные; 2 – реверсивные



Черт. 6

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

$$\eta_{z12} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}; \quad (24a)$$

червячное колесо ведущее

$$\eta_{z21} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_w - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma_w}, \quad (24b)$$

где γ_w - начальный угол подъема (для глоноидной 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 глоноидной 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 $[M_2]_t$ определяют по формуле

$$[M_2]_t \cong \frac{80 K_t F}{\pi_2 \text{ПВ}} \cdot \frac{\eta}{1 - \eta} \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (25)$$

где K_t - коэффициент теплоотдачи; при малой циркуляции воздуха в помещении $K_t = 7-9$ ккал/ч·м²·град; при интенсивной вентиляции помещения или на открытом воздухе $K_t = 12-15$ ккал/ч·м²·град;

π_2 - частота вращения вала червячного колеса, об/мин;

ПВ - относительная продолжительность включения привода (редуктора);

η - КПД редуктора;

F – площадь поверхности охлаждения корпуса передачи

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

где

a_w – межосевое расстояние, м;

$F_{\text{реб}}$ – площадь поверхности ребер, м²;

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

9.2. Допустимое время непрерывной работы передачи до достижения предельной температуры масла ($t_m \leq 90^\circ$) приблизенно определяют по формуле:

$$T \approx \frac{(G_p C_p + G_M C_M)(t_m - t_b)}{0,9 M_{2\max} \pi_2 \frac{1-\eta}{\eta} - K_t F t_{\text{ср.изб}}} \text{ ч}, \quad (26)$$

или

$$T = \frac{(0,12 G_p + 0,4 G_M) \cdot 70}{0,9 M_{2\max} \pi_2 \frac{1-\eta}{\eta} - 35 K_t F} \text{ ч},$$

где G_p и G_M – вес редуктора и масла, кгс;

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

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

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

t_m и t_b – температура масла и окружающего воздуха;

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

$$t_{\text{ср.изб}} = 0,5(t_m - t_b).$$

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°C, 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 ⁰ С, сСт	Режимы ра- боты
Масло индустриальное тяжелое с присадками ИТП-300	ТУ 38.101.292-72	35,6	
Масло трансмиссионное для редукторов трол- лейбусов марки З марки Л	ТУ 38.101.230-72	22-28 28-36	Непрерывный и крановый тя- желый и весь- ма тяжелый
Масло трансмиссионное для промышленного оборудования (нигрол) летнее зимнее	ТУ 38.101.529-72	27-34 19-26	Крановый лег- кий 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

$$M_2 = \frac{M_{c2} J_1 U - M_{c1} J_2}{J_1 U^2 + J_2 \eta_{21}} U,$$

где M_{c1} - приведенный к валу червяка статический момент сопротивления $M_{c1} = M_T + M_O \approx 1,2M_T$;

M_T - момент тормоза;

M_O - момент сопротивлений в кинематической цепи на участке от червяка до тормоза. $M_O = (0,1-0,15)M_{c1}$;

M_{c2} - 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 щкива и т.д.);

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

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

где G - вес поступательно движущихся масс, кг;

U - скорость передвижения, м/с;

$\pi_{\text{дв}}$ - 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	$d_1 = qm$
червячного колеса	d_2	$d_2 = z_2 m$
Начальный диаметр червяка	d_{w1}	$d_{w1} = (q + 2x)m$
Делительный угол подъема	γ	$tg \gamma = \frac{z_1}{q}$
Начальный угол подъема	γ_w	$tg \gamma_w = \frac{z_1}{d_{w1}}$
Диаметр вершин витков червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^*m$
Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^* = 1$
Диаметр червяка по впадине	(d_{f1})	$d_{f1} = d_{a1} - 2h_1$
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 \bar{d}_f , нет.

Таблица 2

Коэффициент диаметра \bar{d} 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 $\bar{Z}_f = 1$. Для остальных сочетаний m и \bar{d} число витков — червяка $\bar{Z} = 1,2$ 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	$tq \gamma = d_2/d_1 \cdot u$
Диаметр вершин витков червяка	d_{a_1}	$d_{a_1} = d_1 + 2ha_1$
Высота головки витка червяка	ha_1	$ha_1 = h - ha_2$
Рабочая высота зуба колеса	h	$h = (1,4-1,7)m$ или по ГОСТ 9369-66
Высота головки зуба колеса	ha_2	$ha_2 = (0,3-0,45)h$ 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}	$R_{f_1} = 0,5 d_2 + h_{a_2} + C$
Радиальный зазор	C	$C = (0,15-0,25) m$ или по ГОСТ 9369-66
Ширина венца колеса	θ	$\theta = (0,6-0,8) d_1$ (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

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 $\gamma = 7^{\circ}07'30''$; $\cos \gamma = 0,99$;

начальный диаметр червяка $d_{w1} = 64$ мм;

делительный диаметр червячного колеса $d_2 = 296$ мм;

частота вращения червяка $\Pi_1 = 945$ об/мин;

то же червячного колеса $\Pi_2 = 26$ об/мин.

Материал червяка: сталь 45 ГОСТ 1050-74. Твердость поверхности витка червяка HRC = 45-50; $(\sigma_b)_{\text{серц}} = 90$ кгс/мм²; $\sigma_{-1} = 38$ кгс/мм²; $\sigma_{-f} = 22$ кгс/мм².

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

1. Расчет на выносливость поверхностей зубьев червячного колеса.

1.1. Определяем расчетную нагрузку

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

$K_g = 0,4$ (табл. 3).

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

$$\sigma_H = \frac{22600}{d_2} \sqrt{\frac{M_{2HE} \cdot K_k}{d_{w1}}} = \frac{22600}{29,6} \sqrt{\frac{112 \cdot 1}{64}} = 3200 \text{ кгс/см}^2.$$

$K_k = 1,0$ (табл. 2).

1.3. Определяем допускаемое напряжение по формуле (5)

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

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

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

2. Проверка прочности по напряжениям изгиба.

2.1. Определяем напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{160 y_H M_{2max} \cos \gamma}{m d_{w_1} d_2} = \frac{160 \cdot 1,58 \cdot 280 \cdot 0,99}{0,8 \cdot 6,4 \cdot 29 \cdot 6} = \\ = 465 \text{ кгс/см}^2;$$

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

2.2. Определяем допускаемое напряжение по формуле (9)

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

$$[\sigma_{F-1}] = 520 \text{ кгс/см}^2 \text{ (табл. 4); } \\ K_{FN} = 1 \text{ (табл. 7);}$$

$\sigma_F < [\sigma_{F-1}]$ - условия прочности соблюдены.

3. Расчет червяка на прочность.

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

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

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

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

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

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

$$M_{imax} = \frac{\sqrt{(P_1 \ell)^2 + (R \ell + P_2 d_{w_1})^2}}{4} = \\ = \frac{\sqrt{(300 \cdot 28)^2 + (685 \cdot 28 + 1900 \cdot 6,4)^2}}{4} = 7750 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

3.3. Наибольший крутящий момент (формула (15))

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

3.4. Определяем напряжение изгиба в средней плоскости передачи

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

(червяк эвольвентный)

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

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

3.5. Определяем напряжение кручения

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

3.6. Определяем коэффициент безопасности

$$\pi = \frac{\pi_B \pi_T}{\sqrt{\pi_B^2 + \pi_T^2}} = \frac{3,1 \cdot 32}{\sqrt{3,1^2 + 32^2}} \approx 3 > 1,4;$$

$$\pi_B = \frac{6 \cdot 1}{6u K_B} = \frac{3800}{900 \cdot 1,35} \approx 3,1;$$

$$K_B = 1,35 \text{ (п. 7.2.6);}$$

$$\pi_T = \frac{\tau_1}{\tau K_T} = \frac{2200}{57 \cdot 1,2} \approx 32;$$

$$K_T = 1,2 \text{ (п. 7.2.6).}$$

4. Расчет червяка на жесткость.

Определяем прогиб червяка в осевом сечении

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

$$J_\phi = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64} (0,36 + 0,64 \frac{d_{a_1}}{d_{f_1}}) = \frac{\pi \cdot 4,4^4}{64} (0,36 + 0,64 \frac{8}{4,4}) = 28,0 \text{ см}^4,$$

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

$$[f] \approx 0,01 \pi = 0,08.$$

$$f = 0,056 < 0,08 - \text{жесткость обеспечена.}$$

5. Определение КПД.

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

$\rho = 1^{\circ}40'$ (табл. 9 для $U_{ck} \approx 3,2$ м/с).

6. Проверка редуктора по нагреву.

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

$$[M_2]_T = \frac{80K_t F}{\Pi_2 \text{ПВ}} \cdot \frac{\eta}{1 - \eta} = \frac{80 \cdot 7 \cdot 0,65}{26 \cdot 0,16} \cdot \frac{0,81}{1 - 0,81} = 370 \text{ кгс} \cdot \text{м},$$

$K_t = 7$ ккал/ч \cdot м² – плохая вентиляция цеха; $F \approx 20 a_w^2 = 20 \cdot 0,18^2 = 0,65$ м²; $\Pi_2 = 26$ об/мин; ПВ $\leq 0,16$; $\eta = 0,81$;

$$M_{2max} = 280 \text{ кгс} \cdot \text{м} < [M_2]_T.$$

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

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

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 $\Pi_1 = 750$ об/мин;

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

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

$$[M_{2HE}] = \left(\frac{d_2 [b_H]}{22600} \right)^2 \frac{d_{w1}}{K_K}.$$

По формулам табл. 1 приложения 2 определяем:

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

$$d_{w1} = (q + 2x)m = (10 + 2 \cdot 0,397) \cdot 6,3 = 68 \text{ мм}.$$

$[b_H]$ определяем по табл. 4 в зависимости от U_{ck}

$$v_{\text{ск}} = \frac{d_{w_1} n_1}{1910 \cos \gamma_w} \approx \frac{6,8 \cdot 750}{1910 \cdot 0,996} \approx 2,7 \text{ м/с};$$

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

$$[\sigma_H] \approx 2900 \text{ кгс/см}^2, \\ K_K = 0,8 \text{ (табл. 2).}$$

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

2. Определяем наибольший допустимый момент по формуле (4)

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

$$K_g = 0,71 \text{ (табл. 3).}$$

3. Проверяем передачу на нагрев

$$[M_2]_T = \frac{80 K_t F}{n_2 \text{ПВ}} \cdot \frac{2}{1 - \gamma} = \frac{80 \cdot 9 \cdot 0,51}{19 \cdot 0,25} \cdot \frac{0,65}{0,35} = \\ = 144 \text{ кгс} \cdot \text{м,}$$

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

Наибольший допустимый момент передачи

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

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

Параметры передачи:

межосевое расстояние $a = 160 \text{ мм}$;

передаточное число $U = 56$;

число заходов червяка $Z_1 = 1$;

число зубьев колеса $Z_2 = 56$;

зачепление модифицированное по ГОСТ 9369-66;

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

частота вращения червяка $n_1 \approx 960 \text{ об/мин}$;

диаметр расчетной окружности $d_2 = 272 \text{ мм}$;

угол подъема витка червяка $\gamma = 5032'$; $\cos \gamma = 0,995$;
ширина венца колеса $b = 34$ мм.

Материал венца червячного колеса — бронза Бр.ОНФ.

$$\sigma_b = 29 \text{ кгс/мм}^2, \quad \sigma_T = 17 \text{ кгс/мм}^2.$$

1. Определяем несущую способность по износу

По графикам черт. 2 для $a = 160$ мм и $\pi_1 = 960$ об/мин

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

Наибольший крутящий момент на колесе (формула (11))

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

$$K_p = 0,71 \text{ (табл. 8).}$$

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

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

$$= 6800 \text{ кгс/см}^2;$$

$$K_p = 0,78 \text{ (черт. 3);}$$

$$[\sigma_H]_M = 6 \sigma_T = 6 \cdot 1700 = 10200 \text{ кгс/см}^2 > \sigma_H.$$

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

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

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

$$= 270 \text{ кгс/см}^2;$$

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

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

Стр. 32 РТМ 24.090.33-77

$$= 1,57 \cdot 3,4 \cdot 0,485 + \frac{1,8 \cdot 3,4 \cdot 0,485}{0,995} \ tg \left[\frac{180}{56} (1,1 \cdot 5,5 - 1) \right] = \\ = 3,65 \text{ см}^2.$$

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

$$[\tau_{cp}] = 0,5 \sigma_f = 1450 \text{ кгс/см}^2; \quad \tau_{cp} < [\tau_{cp}].$$

Допустимая нагрузка зацепления $M_{2max} = 370 \text{ кгс} \cdot \text{м.}$

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-ФО, Троицкая ул., 17
Отдел внедрения процессов микрофильмирования
и оперативной печати ЦНИИТЭИтяжмаша



Заказ 124/78