

На частоте

$$\omega^2 = \frac{k_0 I_0 R_3}{Mab - Jc^2}$$

возможно зануление перекрестных связей, то есть, энергообмен между парциальными системами не происходит. Таким образом, введение упругой связи между движениями по координатам y_1 и y_2 , достигаемой путем введения рычажных механизмов для преобразования относительных движений подвески, дает возможность к поиску и разработке рациональных конструктивных решений.

Литература

1. Ермошенко, Ю.В. Управление вибрационным состоянием в задачах виброзащиты и виброизоляции // Дис. канд. техн. наук. – Иркутск: ИрГУПС, 2003. – 196 с.
2. Банина, Н. В. Структурные методы динамического синтеза колебательных механических систем с учетом особенностей физической реализации обратных связей // Дисс. канд. техн. наук. – Иркутск: ИрГУПС, 2006. – 192 с.
3. Елисеев, С.В., Резник, Ю.Н., Хоменко, А.П., Засядко, А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Читин. гос. ун-т, Иркут. гос. ун-т путей сообщ. – Иркутск : Изд-во Иркут. гос. ун-та, 2008. – 523 с. – ISBN 978-5-9624-0291-8.
4. Упырь, Р.Ю. Динамика механических колебательных систем с учетом пространственных форм соединения элементарных звеньев. // Дисс. канд. техн. наук. – Иркутск: ИрГУПС, 2009. – 189 с.
5. Грачева Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути. – М.: Транспорт, 1968. – 207 с.

УДК 621.833

А.М. Долотов, В.И. Молчанов*

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С КОЛЕСАМИ ИЗ КАПРОЛОНА

В статье рассматриваются вопросы создания, исследования и применения червячных передач с колесами из капролона. Приводятся сведения о физико-механических свойствах капролона, работоспособности металлополимерных червячных передач и новых типах исходных червяков. Излагается методика расчета капролоновых червячных колес на изломную прочность, обобщен опыт их использования в различных отраслях техники.

Ключевые слова: капролон, червячные передачи, прочность.

Таблица 1

Показатель	Капролон В (ТУ 6-05-983-73)
Плотность ρ , кг/м ³	1150...1160
Температура плавления $T_{пл}$, °С	220...225
Теплостойкость по Мартенсу T_M , °С	75...76(60...75*)
Теплостойкость по ВИКА T_v , °С	190..220
Предел прочности, МПа:	
при растяжении σ_p	90..95
при сжатии $\sigma_{сж}$	100...110
при изгибе σ_i	120...150
Относительное удлинение	
при разрыве $\epsilon_{отн}$, %	6...20
Модуль упругости при растяжении E_p , ГПа	2,060...2,310
Ударная вязкость кДж/м ² :	
без надреза	100...150
с надрезом	4...6
Твердость по Бринеллю HB , МПа	200...250
Водопоглощение за 24 ч Vn_{24} , %	1,5...2,0
Водопоглощение максимальное Vn_{max} , %	6...7

* Температура размягчения при изгибе

Свойства капролона и определение допускаемых напряжений

Основные свойства капролона В как конструкционного материала приведены в таблице 1. Колеса из капролона менее чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа, лучше прирабатываются, наматывания материала на червяк не наблюдается. Однако область применения червячных передач с колесами из капролона ограничивается их относительно невысокой несущей способностью ($T_2 = 160...210\text{Нм}$), лимитируемой изгибной выносливостью зубьев [1].

Допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{FR} = \frac{K_{FP} \cdot \sigma_{Flim}}{S_F} Y_n Y_b Y_r Y_x, \quad (1)$$

где σ_{Flim} – условный предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений для исходной передачи, Нм. Его значения, определенные эквивалентно, следует принимать 44,7 и 45,4 МПа,

соответственно, для передач с исходным червяком по ГОСТ 19036-81 (зуб колеса нормальной толщины) и утоненным витком червяка (зуб колеса утолщенный).

Коэффициент K_{FP} характеризует отношение условных пределов изгибной выносливости для проектируемой и исходной передач, т. е. $K_{FP} = \sigma^*_{Flim} / \sigma_{Flim}$. При этом, если $\sigma^*_{Flim} > \sigma_{Flim}$, то значение коэффициента K_{FP} принимается равным 1.

Коэффициент безопасности S_F для полиамидных червячных колес следует принимать при постоянной нагрузке равным 2...2,7, знакопеременной – 3...4.

Коэффициент долговечности Y_N определяется по формуле:

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Flimb}}{N_{FE}}},$$

где N_{Flimb} – условное базовое число циклов перемен напряжений, для капролона $N_{Flimb} = 10^6$; N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений. Так как большинство червячных передач работает при длительных нагрузках, близких к постоянным, то $N_{FE} = 60n_2t$, где n_2 – час-

тота вращения червячного колеса, мин^{-1} ; t – время работы на данном режиме за период эксплуатации, ч.

Коэффициент Y_b , учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент), можно принимать для капролоновых колес равным 1,3.

Учет шероховатости переходной поверхности (коэффициент Y_R) и размеров червячного колеса (коэффициент Y_X) производится следующим образом: при шероховатости поверхности $R_Z \leq 40$ мкм $Y_R = 1$, а $Y_X = 1,05 - 0,000125d_2$, где d_2 – делительный диаметр червячного колеса.

Исходные червяки для металлополимерных червячных передач

При выборе рационального исходного червяка для металлополимерной червячной передачи, обеспечивающего ее максимальную несущую способность, необходимо руководствоваться следующими условиями:

- полимерный зуб колеса и металлический виток червяка должны быть равнопрочными по излому;

- переходная кривая у излома зуба должна иметь такой радиус, при котором концентрация напряжений минимальна.

Исходя из указанных особенностей и условий, на основе параметров исходного червяка по ГОСТ 19036-81 были разработаны два исходных червяка ЗА для металлополимерных червячных передач. Один из них имеет утолщенный на величину 0,348 модуля зуб колеса и стандартный угол профиля $\alpha_x = 20^\circ$, а другой – утолщенный на 0,545 модуля зуб при угле профиля $\alpha_x = 15^\circ$ (рис. 1). Переходные кривые у оснований зубьев полностью скруглены с целью уменьшения концентрации напряжений.

Новые исходные червяки обеспечивают возможность повышения изломной прочности пластмассового зуба колеса за счет избыточной прочности металлического витка соответственно на 35 и 12,5

%. Они предназначены для сочетания материалов сталь – капролон в диапазоне рабочих температур при длительной эксплуатации $(-60) \dots (+60)^\circ\text{C}$.

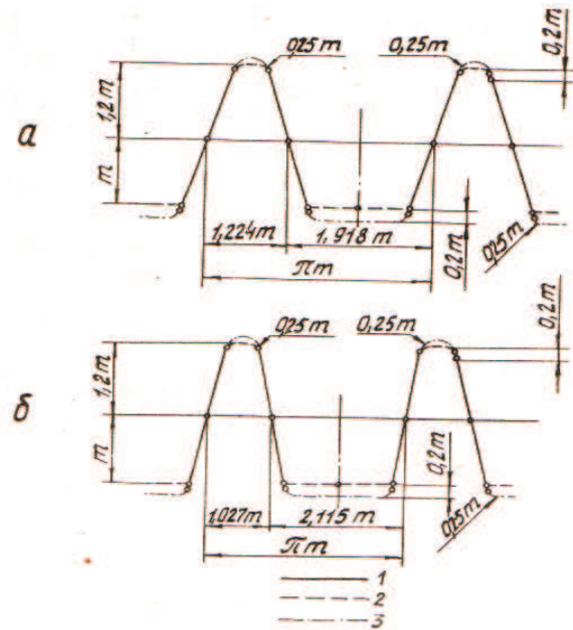


Рис. 1. Исходные червяки для металлополимерных червячных передач: а – с утолщенным зубом при $\alpha_x = 20^\circ$; б – с утолщенным зубом при $\alpha_x = 15^\circ$; 1 – совпадающие контуры витков исходного червяка и исходного производящего червяка, 2 – контур витков исходного червяка, 3 – контур витков исходного производящего червяка.

Расчет зубчатого колеса на прочность при изгибе

В качестве основы расчета передачи принимается расчет на изгибную выносливость червячных передач согласно методическим рекомендациям ВНИИредуктор, построенным аналогично рекомендациям СЭВ РС 2204 и ГОСТ 21354, но имеющий при подобной структуре формул для расчетных и допускаемых напряжений ряд особенностей. Выявленные факторы, существенно влияющие на изгибную выносливость передач с капролоновыми колесами (концентрация напряжений и др.), учитываются в расчете соответствующими дополнительными коэффициентами.

Проектный расчет передачи

Модуль металлической червячной передачи определяется по классической зависимости, преобразованной авторами применительно к металлополимерной в следующий вид:

$$m \geq 31,5 \sqrt[3]{T_2 K_F K_{F\beta} Y_\varepsilon Y_{F\gamma} / q Z_2 Y \sigma_{FP}}, \quad (2)$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Нм, $T_2 = T_1 u \eta$. Здесь T_1 – вращающий момент на червяке, который при заданных передаваемой мощности P , кВт, и частоте вращения червяка n_1 , мин⁻¹, определяется по формуле $T_1 = 9550 P/n_1$ и выражается в Нм, u – передаточное число, η – К.П.Д. червячной передачи.

Далее в формуле (2): K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = K_A K_{Fv} K_{F\tau} K_{F\alpha} K_1$, где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения), принимается равным 1 по ГОСТ 21354; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, для инженерных расчетов рекомендуется принимать $K_{Fv} = 1,1 \dots 1,3$.

Формула для коэффициента $K_{F\tau}$, учитывающего влияние скорости деформирования на величину расчетного напряжения, имеет вид:

$$K_{F\tau} = 1 + K_{n2} (1 - K_E) [1 - \exp(-K_E / K_{n2})],$$

где $K_{n2} = \tau n_2 Z_2 / 60$ – коэффициент, зависящий от частоты вращения колеса n_2 , мин⁻¹, диаметра колеса (числа зубьев Z_0) и времени релаксации капролона τ , с; $K_E = E^*/E^0 (E^0$ и E^* – соответственно мгновенный и длительный модули упругости капролона при растяжении ($E^0 = 2,20$ ГПа и $E^* = 0,70$ ГПа)).

При $K_{n2} \geq 10^{-1}$ $K_{F\tau} = 1$; при $10^{-1} \leq K_{n2} \leq 10^3$ $K_{F\tau}$ изменяется от 1,16 (при $K_E = 0,2$) до 1,24 (при $K_E = 0,5$); при $K_{n2} > 10^3$ $K_{F\tau}$ зависит от K_E следующим образом:

K_E	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$K_{F\tau}$	1,16	1,23	1,23	1,15	1,0

Коэффициент $K_{F\alpha}$ учитывает распределение передаваемой нагрузки между зубьями с приложенной по их высоте контактной нагрузкой в виде треугольника, и его следует принимать в диапазоне 0,5...0,72, ориентируясь на нижние значения. Поправочный коэффициент K_1 ,

учитывающий высокую податливость капролоновых зубьев, принимается по аналогии с коэффициентом $K_{F\alpha}$: $0,5 \leq K_1 \leq 0,72$.

Коэффициент $K_{F\beta} = \sigma_{Fma} / \sigma_F$, учитывающий неравномерность распределения напряжения по длине зуба, зависит в основном от жесткости отдельных участков зуба, а также от исходного червяка, характера контакта и других факторов. Значения коэффициента $K_{F\beta}$ рекомендуется принимать по кривым «а», изображенным на рисунке 2. Эти значения ($K_{F\beta} = 1,15 \dots 1,35$) следует рассматривать как средние в диапазоне чисел зубьев червячного колеса $Z_2 = 28 \dots 40$, часто встречающихся на практике.

Коэффициент Y_{FS} , учитывающий влияние формы зуба и концентрацию напряжений, рекомендуется находить по зависимости:

$$Y_{FS} = Y_{F2} \frac{K_\sigma}{\alpha_\sigma} \varepsilon_F \quad (3)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба для металлических червячных колес, который можно выбирать сначала в виде Y (расчет по номинальным напряжениям) по таблице 2, в зависимости от эквивалентного числа зубьев $Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \gamma$, а затем пересчитывать, используя соотношение $1/Y = \alpha_\sigma Y_{F2}$, где α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, $\alpha_\sigma = 1,72$ [2]. Значение коэффициентного коэффициента концентрации напряжений K_σ для капролона принимают в диапазоне 1,5...1,75. Коэффициент деформационной анизотропии капролона ζ_F при изгибе поперечной силой можно принимать равным 0,82, как и для полиамида П-6.

При расчете по максимальным местным напряжениям удобнее сразу использовать следующие значения коэффициента формы зуба Y_{F2} , в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса Z_{V2} :

Z_{V2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
Z_{V2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

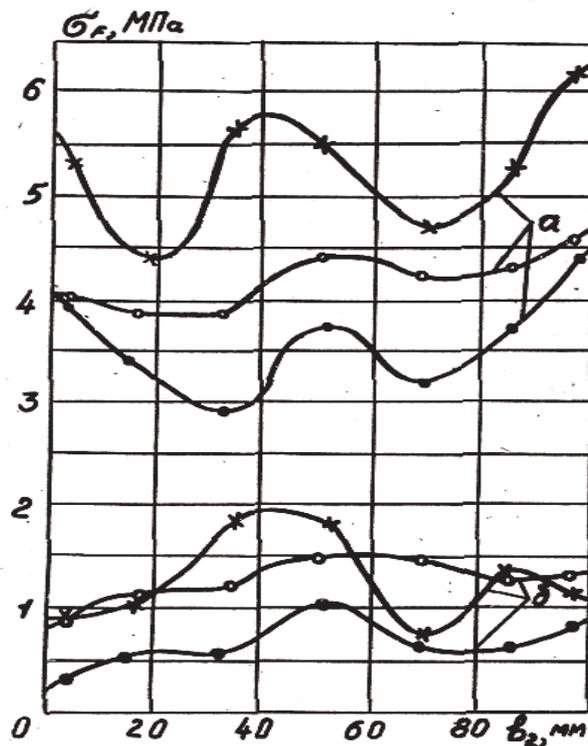


Рис. 2. Эпюры напряжений изгиба от удельной нагрузки. $F_{F12}/l_{\min} = 12,6$ кН/м по длине зуба червячного колеса: а – радиальные; б – тангенциальные; х – нормальный зуб, $\alpha_x = 20^\circ$; ° – утолщенный зуб, $\alpha_x = 20^\circ$; • – утолщенный зуб, $\alpha_x = 15^\circ$.

Таблица 2

Коэффициент формы зуба Y [2]

Коэффициент смещения червяка, x	Значение Y при числе зубьев колеса Z_2 , равном					
	31	40	50	63	80	100
-1	-	-	0,237	0,276	0,306	0,324
0	0,370	0,378	0,380	0,380	0,379	0,378
+1	0,484	0,463	0,451	0,444	0,426	0,416

Примечание: пересчитанный по формуле коэффициент Y_{FS} подставляется в знаменатель подкоренного выражения формулы (2) вместо коэффициента Y .

При расчете на изгибную выносливость зубьев колеса из капролона, когда нагрузка распределена между двумя одновременно зацепляющимися зубьями, считают, что в вершине зуба приложена только некоторая часть полной нагрузки

(по ранее приведенной рекомендации $K_{Fa} = 0,5$); для этого случая принимают коэффициент Y_ζ , учитывающий перекрытие зубьев равным 1.

Значение коэффициента $Y_{F\gamma}$, учитывающего влияние угла наклона зуба на несущую способность косозубого капролонового колеса, принимаются по таблице 3.

Таблица 3

Значение коэффициента $Y_{F\gamma}$

Длительный угол подъема γ , град.	Значения коэффициента $Y_{F\gamma}$ при базовом числе циклов для капролона $N_{Flimb} = 10^6$
5	0,84
10	0,9
15	0,92
20	0,96
25	1,13
30	1,2



Рис. 3. Структура алгоритма расчета минимальной суммарной длины контактных линий передач с червяками ZA.

В формулу (2) входят также:

- q – коэффициент диаметра червяка;
- Z_2 – число зубьев червячного колеса;
- σ_{FR} – допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе, МПа.

Геометрические параметры, входящие в указанную формулу, выбираются из

предварительного проектировочного расчета.

Уточненный расчет суммарной длины контактных линий для передач с червяками ZA

Для расчета червячной передачи на прочность необходимо знать величину минимальной суммарной длины контактных линий. Структура алгоритма расчета представлена на рис. 3.

Форма и расположение контактных линий являются важным критерием работоспособности червячной передачи. Увеличение коэффициента смещения у передач с червяками ZA ведет к значительному уменьшению суммарной длины контактных линий. При уменьшении угла профиля увеличиваются длина поля зацепления, коэффициент перекрытия и, следовательно, суммарная длина контактных линий.

На рис. 4 приведена зависимость величины l'_{min} от коэффициента смещения при углах профиля $\alpha_x = 20$ и 15° .

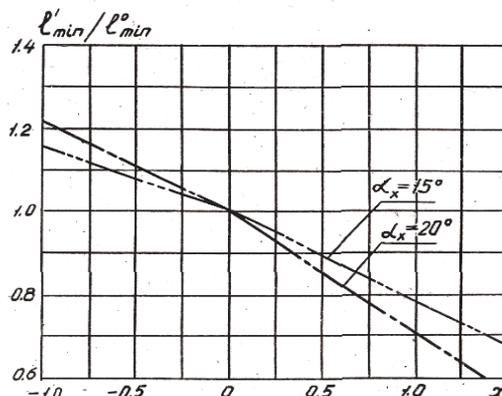


Рис. 4. Зависимость величины l'_{min} , значение которой при $x = 0$ принято равным 1, от коэффициента смещения x и угла профиля α_x .

Определение температуры червячного колеса

Ввиду низкой теплопроводности капролона выделяющееся тело аккумулируется в объеме колеса и вызывает повышение температуры, приводящее к снижению прочности венца и ускоренному выходу передачи из строя.

Температура, возникающая в результате накапливания тела в теле червячного колеса, используется в расчетах на изгиб и при определении перемещений зуба. Источником тепла в объеме зуба являются разогрев от циклического изгиба и контактного сжатия и трение рабочих поверхностей зубьев.

Зависимость для определения максимальной температуры зуба удобно принимать в виде:

$$t_{2\max} = t_a + 10^{-5} n_2 \left(\frac{F_{Fr2}}{l'_{\min}} \right) k_{\phi} c, \quad (4)$$

где t_a – температура окружающей среды вне корпуса редуктора, °С; n_2 – частота вращения колеса, мин⁻¹; k_{ϕ} – коэффициент, характеризующий сдвиг фаз между напряжениями и деформациями, МПа⁻¹, равным $\sin \varphi / E_{\text{дин}}$ (φ – угол сдвига фаз между амплитудами напряжений и деформаций, $E_{\text{дин}}$ – динамический модуль упругости капролона, $E_{\text{дин}} = 3200$ МПа); для конструкционных пластмасс величина коэффициента K_{ϕ} колеблется в пределах $(0,5 \dots 2,5) \cdot 10^{-5}$ МПа⁻¹; c – коэффициент:

$$c = \frac{1}{\lambda} + \frac{k}{\alpha} + \frac{0,2S_f}{2\lambda + \alpha S_f} \left(k + \frac{\alpha}{\lambda_b} \right),$$

$k = 0,4/a$ – коэффициент, мм⁻¹;

a – полуширина площадки контакта по Герцу, мм; λ_b – коэффициент теплопроводности воздуха [$\lambda_b = 2,7 \cdot 10^{-5}$ Дж/(мм с °С)]; λ – коэффициент теплопроводности материала, Дж/(мм с °С); α – коэффициент теплоотдачи, Дж/(мм² с °С); S_f – толщина зуба по окружности впадин, мм.

Количество тепла, передаваемое колесом во внутреннюю полость редуктора, зависит от размеров поверхности, отво-

дящей тепло, разности температур и коэффициента теплоотдачи.

Приняв за эквивалентную модель поверхности, отдающей тепло, площадку длиной πm , движущуюся с окружной скоростью $V_{\text{окр}}$, запишем:

$$\alpha = \frac{1}{20} \frac{\lambda_b}{m} \left(\frac{V_{\text{окр}} m}{\alpha_b} \right)^k,$$

где α – в Дж/(мм² с °С); α_b – коэффициент теплопроводности воздуха ($\alpha_b = 2,7 \cdot 10^{-11}$ мм²/с); для зубчатых колес из полиамидов показатель степени $K = 0,75$. Длительная работа капролона В обеспечивается при $(-60) \dots (+60)$ °С.

Определение расчетного напряжения

В общем виде условие прочности при расчете зубьев на выносливость при изгибе имеет вид $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

Приняв за основу зависимость В.П. Матвиенко для расчета местного напряжения при изгибе зубьев для червячных передач с капролоновыми венцами и внеся в нее соответствующие коррективы, получили:

$$\sigma_F = \frac{0,5W_n \Gamma_{\min} \cos^2 \gamma_w \cos \alpha_n}{q_1 m^2} K_{F_b} Y_{FS} Y_E Y_{F_y}, \quad (5)$$

где W_n – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий, Н/мм; γ_w – начальный угол подъема, град.; α_n – угол профиля в нормальном сечении, град.;

$q_1 = q_2 + 2x$ – коэффициент диаметра червяка; x – коэффициент смещения червяка; m – осевой модуль, мм; l'_{\min} – минимальная суммарная длина контактных линий, с учетом поправки $0,5 \leq K_1 \leq 0,72$: $l'_{\min} = l'_{\min}/K_1$. Здесь K_1 выбирается преимущественно по нижним значениям.

Прогнозирование долговечности полимерных зубьев и оценка несущей способности передачи

Прогнозирование долговечности зубьев открывает пути к постановке задач оптимизации металлополимерных передач и повышению их качества. Для полимерных зубьев червячных колес, работающих в условиях циклического нагружения, а вследствие этого и при повышенных тем-

пературах, эта проблема особенно актуальна.

При анализе напряженно-деформированного состояния полимерных изделий, в частности зубьев червячных колес, следует учитывать как поля напряжений, так и поля температур. Этот комплексный учет может быть осуществлен через показатели долговечности, например, ресурс.

Расчет долговечности червячных передач с колесами из капролона в известных пределах следует производить на основе положений термофлуктуационной теории прочности [3]. Расчетная зависимость, усовершенствованная авторами применительно к циклическому деформированию, имеет вид:

$$L_h^* = \tau_0 \exp\left(\frac{U_0 - \gamma_p \sigma_{F \text{ lim}}}{KT^*}\right), \quad (6)$$

где τ_0 – постоянная независимая от природы материала, она составляет 10^{-12} с. Величина U_0 имеет смысл энергии активации, для капролона $U_0 = 188 \cdot 10^6$ Дж/моль К. Постоянная Больцмана $K = 8,314 \cdot 10^3$ Дж/(моль К) известна как физическая постоянная. Коэффициент γ_p зависит от структуры материала, он называется структурно-чувствительный коэффициент и получен авторами для капролона экспериментальным путем. Его значение $\gamma_p = 0,67 \cdot 10^7$ Дж/(моль К · МПа). Это значение определяет эффективность действия напряжения $\sigma_{F \text{ lim}}$, приводящего к снижению активации процесса разрушения капролонового зуба. Значение температуры T^* , °К, берут по результатам испытаний червячных пар с колесами из капролона. Например, для пары сталь 40х – капролон В, испытанной в течение 380

ч при нагрузке $T_2 = 150$ Н м, установившаяся температура масла в редукторе РЧУ – 80, в зоне оснований зубьев, была равна $T^* = 341$ °К [1].

Оценка несущей способности передачи производится с помощью коэффициента разрушающей нагрузки C_F , принимаемого за критерий работоспособности. Сравнивая значение C_F с предельным значением $C_{F \text{ lim}} = 40$ МПа ($C_F \leq C_{F \text{ lim}}$), полученным для основного червяка экспериментальным путем, судят о возможности применения капролона. Значение C_F находится по формуле:

$$C_F = \frac{F_{F12} S^*}{l'_{\text{min}} m}, \quad (7)$$

где F_{F12} – расчетная окружная сила на колесе, Н; S^* – коэффициент расчетной толщины зуба, который для исходных червяков по ГОСТ 19036-81, утолщенных зубьев колеса при $\alpha_x = 20$ и 15° принят соответственно равным 1; 1,348 и 1,545; m – модуль, мм; l'_{min} – минимальная суммарная длина контактных линий, мм.

Литература

1. Молчанов, В. И. Метод расчета зубьев на выносливость при изгибе для червячных передач с колесами из капролона: Автореф. дисс. канд. тех. наук / МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 1993. – 15 с.
2. Часовников, Л. Д. Передачи зацеплением / Л.Д. Часовников. – М.: Машиностроение, 1969. – 486 с.
3. Ратнер, С. Б. Физическая механика пластмасс / С.Б. Ратнер, В.П. Ярцев. – М.: Химия, 1992. – 320 с.