

Таблица 3 – Координаты исходного профиля эволютных зацеплений при $k=3$

$X_i(k=3)$	Y_i			
	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=18^\circ$	$\alpha=16^\circ$	$\alpha=15^\circ$
0,1	0,03668	0,033699	0,0290	0,02821
0,2	0,07806	0,069749	0,06318	0,05956
0,3	0,12320	0,111285	0,10110	0,09404
0,4	0,17116	0,156740	0,14028	0,13244
0,5	0,22476	0,203762	0,18260	0,17241
0,6	0,27837	0,253918	0,22884	0,21630
0,7	0,33762	0,306426	0,27821	0,26254
0,8	0,39969	0,363636	0,33072	0,31191
0,9	0,46455	0,423981	0,38401	0,36364
1,0	0,53417	0,487461	0,44054	0,41849

Таблица 4 – Координаты исходного профиля эволютных зацеплений при $k=4$

$X_i(k=4)$	Y_i			
	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=18^\circ$	$\alpha=16^\circ$	$\alpha=15^\circ$
0,1	0,036834	0,032915	0,02878	0,0269
0,2	0,076802	0,068966	0,06113	0,0577
0,3	0,119906	0,108150	0,09395	0,09156
0,4	0,166144	0,150047	0,13558	0,1266
0,5	0,213166	0,194357	0,17319	0,1642
0,6	0,264890	0,240596	0,21552	0,2019
0,7	0,318182	0,288401	0,25940	0,2458
0,8	0,373824	0,33934	0,30564	0,2896
0,9	0,431035	0,392633	0,35345	0,3348
1,0	0,492947	0,448276	0,40439	0,3837

Выводы. По приведенным в таблицах значениям можно изготовить инструмент для нарезания зубьев эволютного зацепления методом обката. Выбор значения коэффициента разновидности определяется из неравенства [1] $k \leq z \sin 2\alpha / 4$.

Список литературы: 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник Харьковского национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.10, т.2. – С.99-102.

Поступила в редколлегию 03.06.09

А.П. ПОПОВ, д.т.н., зав. каф. МКМ НУК им. С.О. Макарова, г. Николаев
Ю.Н. КИПРЕЕВ, к.т.н., профессор каф. МКМ НУК им. С.О. Макарова

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Виконано рішення контактної задачі стосовно зубчастих передач із профільне модифікованими зубами. Отримано рівняння контактних напружень і розмірів ділянки деформації. Установлено високу навантажувальну здатність зубчастої передачі, що розглядається.

The solution of contact problem conformably to toothed gearing with profile – modified tooth has been carried out. The equations of area deformation size have been obtained. High load capacity of mentioned gearing has been ascertained.

Актуальность проблемы. Повышение нагрузочной способности, срока службы, снижение весогабаритных показателей и улучшение виброакустических характеристик зубчатых передач является актуальной проблемой, успешное решение которой обеспечивает современный уровень редукторостроения. Указанная проблема является неразрывной составной частью всех научных программ и задач в любой отрасли машиностроения, выпускающей зубчатые передачи различного назначения.

Анализ последних исследований. Наиболее полно исследования по данной проблеме изложены в [1-8]. Указанные работы посвящены разработкам новых методов расчета и новых технических решений, направленных на кардинальное повышение эффективности зубчатых передач. Однако эти решения и разработки не задевают профильной модификации, которая выполнена одновременно на нескольких участках сопряженных пар зубьев. В связи с этим в данной работе впервые предпринята попытка решения указанной задачи.

Цель работы – разработка практического метода расчета напряжений и нагрузочной способности зубчатой передачи [5] с равнопрочным зацеплением эвольвентных зубьев по контактными напряжениями.

Изложение основного материала. Основой для решения вышеуказанной задачи является впервые разработанная и не имеющая аналогов методология теоретических исследований контактной прочности упруго кратких полупространств с начальным линейным или точечным касанием, ограниченных произвольными поверхностями [1].

Методология, в отличие от известных решений Герца и других авторов, базируется на установленной причинно-следственной связи между функциями контактных деформаций и напряжений, суть которой заключается в том, что функция контактных напряжений является отображением (следствие) функции контактных деформаций (причина).

При решении задачи напряжения определяются на рабочих поверхностях зубьев, а силы трения не учитываются. Материал зубьев принимается однородным и изотропным. Кроме того, при сжатии зубьев нормальной силой в зоне контакта возникают лишь упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука.

Рассматриваемая зубчатая передача предусматривает одновременную профильную модификацию сопряженной пары зубьев 1 и 2 (рисунок 1,а) соответственно на участках 3, 4 и 5 шестерни и на участках 6 и 7 колеса. При этом участки эвольвентных кривых ножек зубьев 1, 2 и прилегающих к полюсу зацепления заменены прямолинейными участками 3, 4 и 7, длина которых в 1,1...1,3 раза превышает ширину участка контакта. Участки 5 и 6, прилегающие к вершинам зубьев шестерни и колеса, очерчены кривыми с радиусами ρ_{1m} и ρ_{2m} в пределах расстояний $(0,25...0,35)m$, отдаленных от вершин указанных зубьев, где m – модуль зацепления.

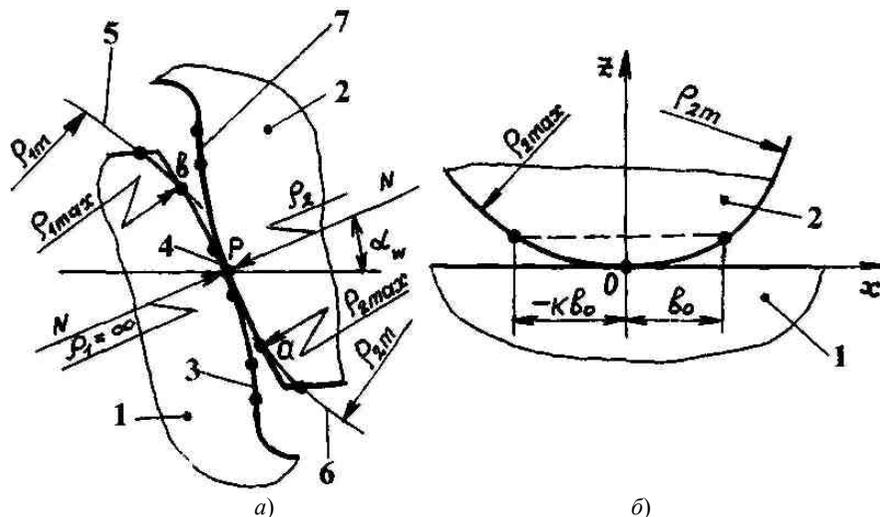


Рисунок 1 – Сопряженная пара зубьев в полюсе зацепления (а) и расчетная модель контакта зубьев на входе в зацепление (б)

При этом на выходе зубьев из зацепления (точка b) эвольвентная кривая бокового профиля зуба 1 пересекается с кривой 5, которая характеризует фланкированную часть зуба. На входе зубьев в зацепление (точка a) эвольвентная кривая плавно сопряжена с кривой 6 модифицированного участка зуба.

Рассматриваемая задача, как следует из приведенных выше пояснений, характеризуется тремя расчетными моделями контакта. На входе зубьев в зацепление (рисунок 1,б) в качестве расчетной выступает модель контакта жестко соединенных друг с другом полуцилиндров с радиусами ρ_{2m} и ρ_{2max} . Максимальные контактные напряжения в данном случае при коэффициентах

Пуассона $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и модулях упругости материалов $E_1 = E_2 = E$ находятся по формуле [2]:

$$\sigma_{aH} = \frac{0,836}{\sqrt{\rho_{2m} + \sqrt{\rho_{2max}}} \sqrt{b_w}} \sqrt{EF_n}, \quad (1)$$

где F_n – нормальная сила, которая действует на сопряженную пару зубьев; b_w – длина зубьев.

В полюсе зацепления (точка p) в качестве расчетной принята модель контакта цилиндра, очерченного радиусом ρ_2 , с плоскостью, где $\rho_2 = mz_2 \sin \alpha_w / 2$; z – число зубьев колеса; α_w – угол зацепления. В соответствии с формулой Герца напряжения в точке p будут иметь вид

$$\sigma_H = \frac{0,418}{\sqrt{\rho_2}} \sqrt{EF_n}. \quad (2)$$

На выходе зубьев из зацепления (точка b) в качестве расчетной рассматривается модель контакта жестко соединенных друг с другом полуцилиндра и сегмента, с плоскостью (рисунок 2,б). Они характеризуются радиусами кривизны ρ_{1m} и ρ_{1max} .

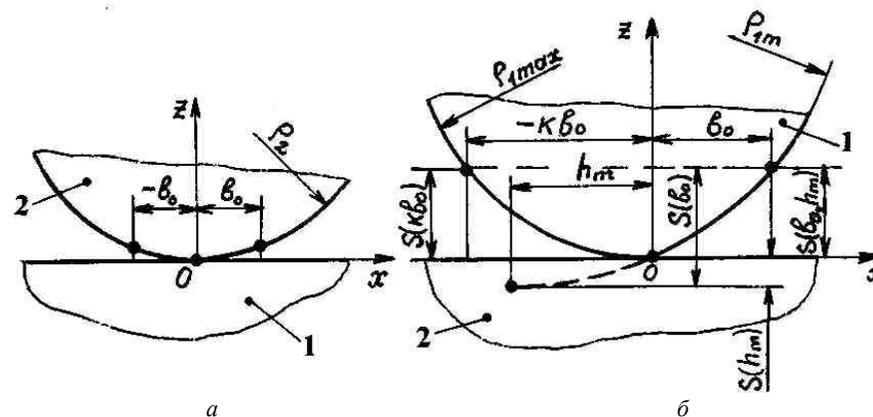


Рисунок 2 – Расчетные модели контакта зубьев в полюсе зацепления (а) и на выходе из зацепления (б)

Рассмотрим решение плоской задачи относительно рисунка 2,б в общем случае, полагая $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$. Методология теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых тел предусматривает определение двух функций контактных деформаций. Для получения первой функции обратимся

к рисунку 2, б, согласно которому выразим зазор между зубьями 1 и 2 до нагружения в точке $x = b_0$ либо в точке $x = \kappa b_0$, а именно:

$$S(b_0, h_m) = S(b_0) - S(b_0, h_m) = \frac{(b_0 + h_m)^2}{2\rho_{1m}} - \frac{h_m^2}{2\rho_{1m}} = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}}; \quad S(\kappa b_0) = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}},$$

где b_0 – полуширина участка контакта дело от оси z ; $\alpha_m = h_m/b_0$ – коэффициент; h_m – параметр, определяющий сегментоид с радиусом ρ_{1m} ; κ – коэффициент, характеризующий несимметричное расположение участка контакта относительно оси z , причем $1 < \kappa \leq 2$.

В соответствии с выражениями $S(b_0, h_m)$ и $S(\kappa b_0)$ уравнения функций контактных деформаций слева $W_n(x)$ и дело $W_n(x)$ от оси z будут иметь вид [1]:

$$W_n(x) = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{\kappa^2 b_0^2}}; \quad (3)$$

$$W_n(x) = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}}. \quad (4)$$

В связи с тем, что в начале координат $x = 0$ максимальные значения функций (3) и (4) одинаковы, запишем равенство

$$\frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}} = \frac{(1 + 2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}},$$

исходя из которого, определим зависимость для расчета коэффициента

$$\kappa = \sqrt{\frac{(1 + 2\alpha_m)\rho_{1\max}}{\rho_{1m}}}. \quad (5)$$

Определив функции (3) и (4), перейдем к нахождению вторых равнозначных им функций контактных деформаций. При этом принимаем, что при упругом сжатии зубьев 1 и 2 (рисунок 2, б) с начальным линейным контактом их сближение под действием силы F_n в пределах $S(b_0, h_m) = S(\kappa b_0)$ подчиняется в пределах упругости гипотезе Винклера. В связи с этим запишем [1]:

$$W_n(x) = A \cdot \omega_n(x); \quad (6)$$

$$W_n(x) = A \cdot \omega_n(x), \quad (7)$$

где A – коэффициент постели, мм²/Н; $W_n(x)$, $W_n(x)$ – функции удельной нагрузки в пределах ширины участка контакта соответственно слева и слева от

оси z , Н/мм.

Для использования функций (6) и (7) в следующих решениях задачи необходимо найти выражение для определения коэффициента постели A . С этой целью запишем зависимость, которая характеризует взаимосвязь между упругими перемещениями зубьев W и возникающими при этом напряжениями σ в виде [1]

$$W = C_m \sigma, \quad (8)$$

где C_m – некоторый размерный параметр, мм/МПа.

Выражения контактных напряжений на каждой из рабочих поверхностей зубьев в соответствии с законом Гука представим следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\varepsilon E_1}{1 - \nu_1^2} = \frac{E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}; \\ \sigma_2 &= \frac{\varepsilon E_2}{1 - \nu_2^2} = \frac{E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{L}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где ΔL – абсолютная величина деформации; L – некоторый линейный размер, который принимается равным ширине участка контакта, т.е. $L = \kappa b_0 + b_0 = (1 + \kappa)b_0$ [1].

В соответствии с уравнением (8) и выражениями (9), считая $\sigma = \sigma_1$ и $\sigma = \sigma_2$, найдем расчетные зависимости для упругих перемещений зубьев:

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1}\sigma_1 = \frac{2C_{m1}E_1}{1 - \nu_1^2} \cdot \frac{\Delta L}{(1 + \kappa)b_0}; \\ W &= 2C_{m2}\sigma_2 = \frac{2C_{m2}E_2}{1 - \nu_2^2} \cdot \frac{\Delta L}{(1 + \kappa)b_0}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

С учетом равенства $W = \Delta L$ из уравнений (10) найдем зависимости размерных параметров:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{(1 + \kappa)(1 - \nu_1^2)b_0}{2E_1}; \\ C_{m2} &= \frac{(1 + \kappa)(1 - \nu_2^2)b_0}{2E_2}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Объединив зависимости (11) и выражения для определения средних контактных напряжений $\sigma_m = F_n / ((1 + \kappa_0)b_0 b_w)$, получим уравнения контактной податливости каждого из зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\kappa 1} &= \frac{C_{m1}\sigma_m}{F_n} = \frac{1-v_1^2}{2E_1b_w}; \\ \delta_{\kappa 2} &= \frac{C_{m2}\sigma_m}{F_n} = \frac{1-v_2^2}{2E_2b_w}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Затем, умножив ширину участка контакта на суммарную податливость зубьев, определяемую из уравнений (12), представим в конечном виде выражение для определения коэффициента постели

$$A = (1+\kappa)b_0(\delta_{\kappa 1} + \delta_{\kappa 2}) = \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \frac{(1+\kappa)b_0}{2bw}. \quad (13)$$

На основе выражений функций (3) и (4) и равнозначных им функций (6) и (7) с учетом найденной зависимости (13), запишем основное уравнение напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев

$$\begin{aligned} A \left[\int_{-\kappa b_0}^0 \omega_{\text{л}}(x) dx + \int_0^{b_0} \omega_{\text{п}}(x) dx \right] &= A(F_{n1} + F_{n2}) = AF_n = \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \frac{(1+\kappa)b_0 F_n}{2bw} = \\ &= \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}} \int_{-\kappa b_0}^0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{\kappa^2 b_0^2}} dx + \frac{(1+2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}} \int_0^{b_0} \sqrt{1 - \frac{x^2}{(1+2\alpha_m)b_0^2}} dx = \frac{\pi b_0^3}{8\rho_{\text{пр}}}, \end{aligned}$$

исходя из которого, представим уравнение параметра

$$b_0 = 1,128 \sqrt{\frac{(1+\kappa)\rho_{\text{пр}}F_n}{b_w} \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}, \quad (14)$$

где $\rho_{\text{пр}} = 2\rho_{1m}2\rho_{1\max} / \left[\kappa^3\rho_{1m} + (1+2\alpha_m)\sqrt{1+2\alpha_m}\rho_{1\max} \right]$ – приведенный условный радиус кривизны сопряженной пары зубьев.

Функции удельной нагрузки $\omega_{\text{л}}(x)$ и $\omega_{\text{п}}(x)$, входящие в уравнения (6) и (7), выразим через функции контактных напряжений:

$$\left. \begin{aligned} W_{\text{л}}(x) &= Ab_w\sigma_{\text{л}}(x); \\ W_{\text{п}}(x) &= Ab_w\sigma_{\text{п}}(x), \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

где $\omega_{\text{л}}(x) = b_w\sigma_{\text{л}}(x)$ и $\omega_{\text{п}}(x) = b_w\sigma_{\text{п}}(x)$.

Вводя в уравнение (15) вместо функций $W_{\text{л}}(x)$ и $W_{\text{п}}(x)$ правые части зависимостей (3) и (4), найдем выражения функций контактных деформаций

$$\sigma_{\text{л}}(x) = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2\rho_{1\max}b_w A} \sqrt{1 - \frac{x^2}{\kappa^2 b_0^2}}; \quad (16)$$

$$\sigma_{\text{п}}(x) = \frac{(1+2\alpha_m)b_0^2}{2\rho_{1m}b_w A} \sqrt{1 - \frac{x^2}{(1+2\alpha_m)b_0^2}}. \quad (17)$$

При $x = 0$ в уравнениях (16) и (17) они будут сведены к максимальным и равным друг другу напряжениям, а именно

$$\sigma_{\text{вн}} = \sigma_{\text{лн}} = \sigma_{\text{пн}} = \frac{\kappa^2 b_0^2}{2b_w A \rho_{1\max}} = \frac{(1+2\alpha_m)b_0^2}{2b_w A \rho_{1m}}.$$

В результате подстановки в правую часть последнего уравнения правой части зависимости (14) получим уравнение максимальных контактных напряжений

$$\sigma_{\text{вн}} = 1,128 \frac{\kappa^2}{\rho_{1\max}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{пр}}F_n}{b_w \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}}. \quad (18)$$

При равных механических характеристиках $v_1 = v_2 = v = 0,3$ и $E_1 = E_2$ уравнения (14) и (18) представим в упрощенном виде:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{(1+\kappa)\rho_{\text{пр}}F_n}{b_w}}; \quad (19)$$

$$\sigma_{\text{вн}} = 0,836 \frac{\kappa^2}{\rho_{1\max}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{пр}}EF_n}{(1+\kappa)b_w}}. \quad (20)$$

Объединив выражения (19) и (20) с выражением (5) и зависимостью $\rho_{\text{пр}}$, представим эти уравнения следующим образом:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{\rho_{1m}(\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{(1+2\alpha_m)\rho_{1\max}})}{(1+2\alpha_m)\sqrt{1+2\alpha_m}(\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{\rho_{1\max}})} \sqrt{\frac{F_n}{Eb_w}}}; \quad (21)$$

$$\sigma_{\text{вн}} = 0,836 \frac{\sqrt[4]{1+2\alpha_m}}{(\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{\rho_{1\max}})(\sqrt{\rho_{1m}} + \sqrt{(1+2\alpha_m)\rho_{1\max}})} \sqrt{\frac{EF_n}{b_w}}. \quad (22)$$

Оценим достоверность полученных уравнений (21) и (22). С этой целью примем в них $\rho_{1\max} = \rho_{1m}$. В связи с этим, параметр $h_m = 0$ и коэффициент $\alpha_m = 0$, а указанные уравнения примут вид:

$$b_0 = 1,522 \sqrt{\frac{\rho_{1\max} F_n}{E b_w}}; \quad \sigma_{вн} = 0,418 \sqrt{\frac{E F_n}{b_w \rho_{1\max}}}.$$

Последние уравнения характеризуются расчетной моделью контакта цилиндра (радиус $\rho_{1\max}$) с плоскостью, и они полностью совпадают с известными уравнениями Герца. Если от уравнений (21) и (22) перейти к уравнениям (19) и (20), то при $\rho_{1\max} = \rho_{1m}$ коэффициент $\kappa = 1$, а условный приведенный радиус кривизны $\rho_{np} = \rho_{1\max}/2$, поэтому указанные уравнения также сводятся к двум последним выражениям для расчета b_0 и $\sigma_{вн}$.

В рассматриваемой задаче неизвестными являются радиусы ρ_{1m} и ρ_{2m} модифицированных участков зубьев. Для определения радиуса ρ_{1m} приравняем правые части уравнений (2) и (22), исходя из равенства $\sigma_H = \sigma_{вн}$. В связи с этим получим

$$\rho_{1m} + (1 + \sqrt{1 + 2\alpha_m}) \sqrt{\rho_{1m} \rho_{1\max}} = \sqrt{1 + 2\alpha_m} (4\rho_2 - \rho_{1\max}). \quad (23)$$

Потом, приравняв правые части уравнений (1) и (2) в силу принятого равенства $\sigma_{aH} = \sigma_H$, найдем зависимости для определения радиуса

$$\rho_{2m} = (2\sqrt{\rho_2} - \sqrt{\rho_{2\max}})^2. \quad (24)$$

Заменой $x = \sqrt{\rho_{1m}}$ уравнение (23) легко приводится к канонической форме алгебраического квадратного уравнения $x^2 + px + q = 0$, в котором:

$$p = (1 + \sqrt{1 + 2\alpha_m}) \sqrt{\rho_{1\max}}, \quad (25)$$

$$q = \sqrt{1 + 2\alpha_m} (\rho_{1\max} - 4\rho_2). \quad (26)$$

Корни квадратного уравнения общеизвестны и рассчитываются по формуле

$$x_{1,2} = -0,5p \pm \sqrt{0,25p^2 - q}. \quad (27)$$

Из двух решений (27) условию $\rho_{1m} > \rho_{1\max}$ удовлетворяет одно

$$x = -0,5p - \sqrt{0,25p^2 - q}. \quad (28)$$

Возвращаясь к прежней переменной $\rho_{1m} = x^2$, с учетом решения (28), получим

$$\rho_{1m} = \left(-0,5p - \sqrt{0,25p^2 - q} \right)^2 = 0,25p^2 - q + p\sqrt{0,25p^2 - q}. \quad (30)$$

При расчетах радиуса ρ_{1m} необходимо задаться несколькими значениями коэффициента α_m . С помощью исходных данных рассчитываемого зацепления определяются величины $\rho_{1\max}$, $\rho_{2\max}$ и ρ_2 . Затем при фиксированных значениях коэффициента α_m рассчитываются коэффициент p и свободный член квадратного уравнения q по соответствующим формулам (25) и (26). Далее по зависимости (30) нетрудно рассчитать значения радиуса ρ_{1m} в зависимости от конкретных значений коэффициента α_m . По зависимости (24) рассчитывается значение радиуса ρ_{2m} .

Определим радиусы ρ_{1m} и ρ_{2m} , а также напряжений и нагрузочной способности первой ступени прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления при следующих исходных данных: $z_1 = 50$; $z_2 = 100$; $m = 5$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $b_w = 125$ мм; $F_n = 4 \cdot 10^4$ Н; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_m = 0,1$; $0,25$; $0,5$ и 5 ; $\Delta h_m = 0,3m = 1,5$ мм – высота модифицированных участков зубьев, прилегающих к их вершинам.

По приведенным в [1] зависимостям при $\Delta h_m = 1,5$ мм находим: $\rho_{1\max} = 52,3$ мм; $\rho_{2\max} = 106,7$ мм; $\rho_2 = 85,5$ мм и $\rho_w = 28,5$ мм – приведенный радиус кривизны эвольвентных зубьев в полюсе зацепления.

Задаваясь значениями коэффициента $\alpha_m = 0,1$; $0,25$; $0,5$ и 5 получим: $\rho_{1m} = 135,5$; $141,7$; $154,6$ и $285,5$ мм. По формуле (24) находим $\rho_{2m} = 66,6$ мм. Итак, $\rho_{1m} > \rho_{1\max}$, а $\rho_{2m} < \rho_{2\max}$.

При любом из указанных радиусов ρ_{1m} и соответствующих им величин коэффициента α_m максимальные контактные напряжения $\sigma_{вн}$, найденные по формуле (22), равны 371 МПа, и совпадают со значениями напряжений σ_H и σ_{aH} , найденных по формулам (2) и (1), т.е. $\sigma_H = \sigma_{aH} = \sigma_{вн} = 371$ МПа. Максимальные контактные напряжения, найденные по формуле Герца в полюсе зацепления не модифицированных зубьев равные 642 МПа, и они в $\varphi_k = 642/371 = 1,73$ раза ниже таких в точках a , p , в зубчатой передаче, которая рассматривается. Указанное снижение напряжений исследуемой зубчатой передачи эквивалентно повышению ее погрузочной способности в $\varphi_H = \varphi_k^2 = 3$ раза, что указывает на высокую эффективность предлагаемого технического решения.

Выводы и рекомендации.

1. Впервые выполнено решения контактной задачи применительно к зубчатой передаче с профилльно модифицированными зубьями на входе и вы-

ходе и в полюсе их зацепления. Получены уравнения максимальных контактных напряжений, размеров участка контакта и радиусов кривизны фланкированных участков зубьев.

2. Установлено, что при наличии профильной модификации на нескольких участках рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса существенно снижается величина максимальных контактных напряжений. Указанное снижение напряжений приводит к росту погрузочной способности зубчатой передачи приблизительно в 2...3 раза.

3. Данная профильная модификация зубьев позволяет в процессе эксплуатации уменьшить ударное нагружение и осуществить плавное зацепление зубьев, что приводит к улучшению виброакустических характеристик зубчатой передачи.

4. Анализ предварительно выполненных исследований указывает на возможность повышения эффективности рассматриваемой зубчатой передачи заменой начального линейного контакта точечным контактом. В связи с этим, в последующем целесообразно провести исследование зубчатой передачи с пространственной точечной системой зацепления зубьев.

Список литературы: 1. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев: Изд-во НУК, 2008. – 580с. 2. Попов А.П. Нагрузочная способность энкайтных зубчатых передач по контактному напряжению // Вестн. Национал. Техн. Университета "ХПИ". – Харьков, 2004. – № 30 – С.61–68. 3. Попов А.П. Нагрузочная способность зацепления Попова А.П. по контактному напряжению // Сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков, 2003. – С.95–104. 4. Попов А.П., Кипреев Ю.Н. Снижение виброакустических характеристик зубчатых передач // Сб. трудов XV Междунар. науч.-техн. конф. "Машиностроение и техносфера XXI века". – Донецк, 2008. – Т.3. – С.104–109. 5. Патент 84606 на винахід. Україна. Зубчаста передача з рівномірним зацепленням евольвентних зубів / О.П. Попов (Україна). – а200611795; Заявл. 09.01.06; Опубл. 10.11.08. Бюл. №21. 6. Патент 81008 на винахід. Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зацеплення евольвентних зубів / О.П. Попов (Україна). – а200507850; Заявл. 08.08.05; Опубл. 21.11.07. Бюл. №19. 7. Патент 29612 на корисну модель. Україна. Зубчаста передача з точковою і трипарною системою зацеплення евольвентних зубів / О.П. Попов (Україна). – а200706154; Заявл. 04.06.07; Опубл. 25.01.08. Бюл. №2. 9. Патент 35343 на корисну модель. Україна. Зубчаста передача з точковою і чотирипарною системою зацеплення евольвентних зубів / О.П. Попов, Ю.М. Кипреев (Україна). – 200805267; Заявл. 22.04.08; Опубл. 10.09.08. Бюл. №17.

Поступила в редколлегию 01.06.09

УДК 621.833.031

А.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., профессор ХГТУСА, г. Харьков
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доцент НТУ "ХПИ", г. Харьков

САМОРЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПАР С ПОЗИЦИЙ ТЕОРИИ ПОВЕРХНОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ

У статті автори розглядають створення загальної методології використання теорії поверхневої міцності стосовно явищ саморегулювання процесів руйнування зубчастих пар під час експлуатації і на стадії проектування.

In the article authors consider the common methodology creation of the use of superficial durability theory in relation to the self-regulation phenomena of toothed pair destruction processes during exploitation and on the stage of planning.

Введение. Теория поверхностной прочности (ПП) представляет собой универсальный и достаточно точный [1...4] инструмент синергетики – науки о структурной приспособляемости вторичных структур триботехнических систем (ТС), например, зубчатых пар.

Целью данной статьи авторы предполагают создание общей методологии использования теории ПП применительно к явлениям саморегулирования процессов разрушения зубчатых пар во время эксплуатации и на стадии проектирования.

1. Явление саморегулирования процессов разрушения зубчатых пар. Явление саморегулирования процессов разрушения и восстановления вторичных структур выявлены с помощью методов электрохимического потенциала, электронной микроскопии, калориметрирования, изменения электромагнитных параметров поверхностных слоев [1]. Закономерности этого явления состоят в свойстве термодинамической системы трения (начиная с момента окончания приработки – после периода релаксации) поддерживать сколь угодно долго стационарность всех термодинамических и структурных параметров.

В результате исследований были установлены явления стационарности и минимальности теплового потока [1, 2] (рисунок 1), стационарности установившейся относительной площади вторичных структур и субмикрорельефа [2, 3], стационарности электродного потенциала, определяющего физико-химическую активность поверхности [1]. Эти явления объясняют известный факт стационарности микрорельефа (исследования М.М. Хрущева и П.Е. Дьяченко).

В результате исследования механизма нормального износа и условий возникновения повреждаемости установлены следующие основные условия