

W_{ϕ} й x_{ϕ} , що пов'язане зі зменшенням зони зачеплення й зі збільшенням навантажень на зубці.

На основі формул (2) і (3) для трихвильової передачі знаходимо різницю коефіцієнтів зміщення вихідних контурів жорсткого й гнучкого коліс:

$$x_d = \frac{\tan \left[\arccos \left(\frac{m}{m_g} \cos \alpha \right) \right] - \tan \alpha}{\tan \alpha} \quad (12)$$

Використовуючи формули (9) і (10), можна визначити x_d для СХЗП із самоустановлювальними ланками:

$$x_d = \frac{\tan \left[\arccos \left(\frac{m_g \cos \alpha}{m_g + (m_g - N_1) + \frac{m_g}{z_1} - \frac{m_g}{z_2}} \right) \right] - \tan \alpha}{\tan \alpha} \quad (13)$$

Як відзначалося раніше, формули (9) і (11) рекомендується використати при визначенні параметрів горизонтально розташованої СХЗП. При виборі параметрів СХЗП із вертикальним розташуванням її осі у формулах (9) і (11) рекомендується замість $0,5 T \cdot z_1^{0,5}$ використати найбільш імовірне значення радіального зазору від похибок виготовлення $-0,25 T \cdot z_1^{0,5}$.

Таким чином, на основі наведених рекомендацій і залежностей можна визначити раціональні значення W_{ϕ} й x_{ϕ} , а також інші параметри СХЗП із урахуванням зазорів від похибок виготовлення й деформації ланок її радіального ланцюга.

Список літератури: 1. Приймаков О.Г. Розрахунок та проектування силових хвильових зубчастих передач. – Харків: Вид-во ХУПС ім. І. Кожедуба, 2004. – 216с. 2. Полетучий А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов. – Харьков: Изд-во НАКУ "ХАИ" им. Н.Е. Жуковского, 2005. – 675с. 3. Маргулис М.В., Волков Д.П. Размерно-функциональный анализ тяжело нагруженных высокомоментных волновых зубчатых передач// Вестник машиностроения. – 1985. – №8. – С.9–13.

Надійшла до редколегії 05.05.10

Р.В. ПРОТАСОВ, аспирант каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", г. Харьков
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., с.н.с. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНОЙ КРИВОЙ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Вживання перспективного евольютного зачеплення з опукло-увігнутих контактом дозволяє зменшити контактну напругу і габарити передачі. Але, зі зменшенням розмірів зубчастого колеса, збільшуються згинні напруги в зубцях передачі. Величина цієї напруги залежить від радіусу перехідної кривої. Отримані рівняння перехідної кривої дозволять будувати скінченно-елементні моделі зубців з метою аналізу їхньої НДС.

Application perspective evolute gearing with convex-concave contact allows to decreasing contact stress and transmission gabarits. However, with decrease of gear sizes, bending stress in teeth is increase. These stresses depend on fillet curve radius. The gained equations of fillet curve will allow to build is teeth finite-element models for the purpose of the analysis their stress-strain state.

Актуальность задачи. Одним из ограничивающих факторов при уменьшении габаритов зубчатых колес с любым из наиболее широко известных видов зацепления (эвольвентного, циклоидального и зацепления Новикова), является изгибная прочность зуба. Эвольютное зацепление, предложенное А.И. Павловым [1, 2], имеет выпукло-вогнутый контакт и, вследствие этого, повышенную контактную прочность. Однако, обеспечив малые габариты передачи по условиям контактной прочности $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$, мы можем получить колеса, зубья которых не отвечают условию изгибной прочности $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$. Поэтому для эвольютной передачи важно получить методику оценки не только контактных, но и изгибных напряжений.

Постановка задачи. Основным геометрическим фактором, влияющим на изгибную прочность зуба, является форма переходной кривой, соединяющей рабочий профиль последнего с поверхностью впадин. Знание ее параметров необходимо как при традиционном подходе к расчету зубьев на изгиб, аналогичном стандартной методике ГОСТ 21354-87 [3], так и для построения объемных моделей зубьев, служащих основой для анализа НДС методом конечных элементов. Поэтому сформулируем следующую задачу.

Имея аналитическое уравнение активного участка профиля рейки и сопряженного ей профиля зуба шестерни [4] построить профиль закругленного участка инструментальной рейки и соответствующую ему переходную кривую.

Уравнения профиля инструментальной образующей рейки и переходной кривой зуба шестерни. Профили зубьев при нарезании по методу обката содержат три характерных участка (рисунок 1): *a-a*, являющийся огибающим по отношению к профилю зубьев инструмента; *b-c* – очерченный по

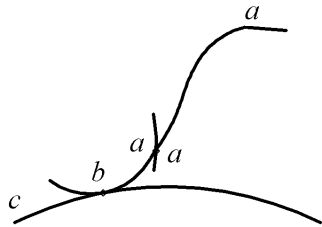


Рисунок 1 – Характерные участки зуба шестерни при нарезании по методу обката

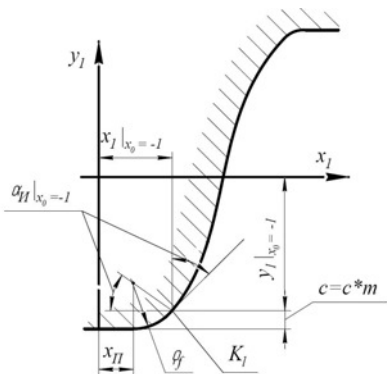


Рисунок 2 – Радиус закругления вершины и прямолинейный участок зуба производящей инструментальной рейки

используем уравнение боковой поверхности эволютного зуба рейки, заданным в явном виде $y = f(x)$ [2]:

$$\left. \begin{aligned} x_0 \in (-1, 1); \\ y_0(x_0) = C_1 x_0 + C_2 x_0^3 + C_3 x_0^5 + \dots + C_n x_0^n \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Найдем тангенс угла, составленного касательной к рабочему профилю, проведенной из точки K_l к вертикальной оси x :

$$\operatorname{tg} \alpha_H |_{x_0=-1} = y'_0. \quad (3)$$

Каждому эволютному профилю будет соответствовать свое значение угла $\alpha_H |_{x_0=-1}$, которое определяется по формуле:

$$\alpha_H |_{x_0=-1} = (\arctg(C_1 + 3C_2 \cdot (-1)^2 + 5C_3 \cdot (-1)^4 + \dots + nC_n \cdot (-1)^{n-1}) \cdot 180 / \pi). \quad (4)$$

дуге окружности и представляющий дно впадины; участок профиля a - b , соединяющий участки a - a и b - c , очерчен по так называемой переходной кривой.

Переходные кривые образуются закруглением на вершине зуба инструмента радиусом ρ_f или его острием (если закругление отсутствует). Для обеспечения радиального зазора в зацеплении головку зуба производящей инструментальной рейки удлиняют на величину $c = c^* m$. Радиус закругления и радиальный зазор связаны зависимостью [5]:

$$\rho_f = \frac{c^* m}{1 - \sin(\alpha_H |_{x_0=-1})}, \quad (1)$$

где $\alpha_H |_{x_0=-1}$ – угол, образуемый касательной к рабочему профилю рейки, проведенный из крайней нижней точки профиля K_l , имеющей координаты $K_l(x_0 = -1, y_0 |_{x_0=-1})$ (см. рисунок 2).

Для нахождения угла $\alpha_H |_{x_0=-1}$ воспользуемся уравнением боковой поверхности эволютного зуба рейки, заданным в явном виде $y = f(x)$ [2]:

Учитывая, что угол $\alpha_H |_{x_0=-1}$ не является константой для эволютных передач, для обеспечения необходимого радиального зазора в каждом конкретном случае мы будем получать свое значение ρ_f , в отличие от эвольвентного зацепления, для которого $\alpha_H = \text{const}$ и величина $c = c^* m$ зависит только от модуля. Теоретически возможен случай, когда даже при максимально возможном значении ρ_f , соответствующем полностью скругленному дну впадины (отсутствует участок b - c на рисунке 1), радиальный зазор будет недостаточен для свободного относительного движения вершины зуба в сопряженной впадине. Этот вопрос требует дальнейших дополнительных исследований.

Найдем аналитическое выражение переходной кривой в случае нарезания колес рейкой с закругленной вершиной [6].

С рейкой свяжем подвижную систему координат (x_1, y_1) . Положение рейки в неподвижной системе координат (x, y) определяется отрезком a . Начало P неподвижной системы координат является одновременно полюсом зацепления.

В положении рейки, изображенном на рисунке 3, контактной точкой закругленной части профиля зуба рейки является K . Точка K_1 закругления будет контактной точкой в таком положении рейки, когда P_1 совпадает с полюсом зацепления, то есть когда $a=0$. Соответственно при таком сдвиге рейки, когда P_2 совпадает с P , контактной точкой станет K_2 .

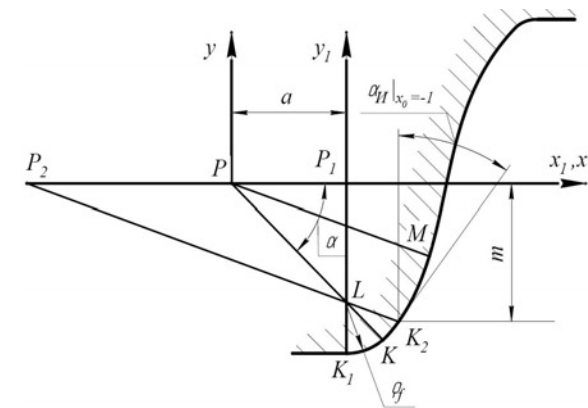


Рисунок 3 – Образование переходной кривой

Нужно заметить, что в некоторых положениях рейки переходная кривая образуется одновременно с рабочей частью профиля зуба шестерни, и у профиля зуба рейки имеются две контактные точки. Так, при смещении рейки на величину a (рисунок 3) помимо контактной точки K на закругленной части профиля, контактной окажется и точка M рабочего участка профиля.

Координаты контактной точки в системе (x_1, y_1) :

$$\begin{cases} x_1 = (L_1 + \rho_f) \cos \alpha - a + x_{II}; \\ y_1 = -(L_1 + \rho_f) \sin \alpha, \end{cases} \quad (5)$$

где L_1 – расстояние от полюса зацепления системы координат (x, y) до центра радиуса закругления рейки:

$$L_1 = \frac{m - \rho_f \sin \alpha_{II} |_{x_0=-1}}{\sin \alpha}. \quad (6)$$

Угол α является величиной переменной и вычисляется по формуле:

$$\alpha = \arctg \left(\frac{m - \rho_f \sin \alpha_{II} |_{x_0=-1}}{a} \right), \quad (7)$$

где a – величина перемещения рейки относительно неподвижной системы координат.

Прямолинейный участок на вершине инструментальной рейки x_{II} (рисунок 2) находится по формуле:

$$x_{II} = x_1 |_{x_0=-1} - \rho_f \cos \alpha_{II} |_{x_0=-1}. \quad (8)$$

где $x_1 |_{x_0=-1}$ – координата активного профиля исходного контура в точке сопряжения с закруглением.

В случае необходимости получения переходной кривой с максимальным радиусом кривизны на вершине инструментальной рейки должен отсутствовать прямолинейный участок x_{II} . Тогда полагаем в зависимости (8) $x_{II} = 0$ и получаем

$$\rho_{f \max} = \frac{x_1 |_{x_0=-1}}{\cos \alpha_{II} |_{x_0=-1}}. \quad (9)$$

В таком случае величину радиального зазора $c = c^* m$ легко определить из формулы (1).

Для того чтобы найти координаты точки переходной кривой шестерни, нужно воспользоваться формулами перехода:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \cos \varphi_2 + y_1 \sin \varphi_2 + r_2 (\sin \varphi_2 - \varphi_2 \cos \varphi_2); \\ y_2 = -x_1 \sin \varphi_2 + y_1 \cos \varphi_2 + r_2 (\cos \varphi_2 + \varphi_2 \sin \varphi_2). \end{cases} \quad (10)$$

Здесь (x_1, y_1) – координаты контактной точки, φ_2 – угол поворота колеса, соответствующий перемещению a рейки, причем $\varphi_2 = -a/r_2$; знак минус соответствует здесь тому, что направление перемещения a рейки противоположно направлению перемещения, принятому в работе [6].

В качестве примера был рассмотрен профиль рейки с двусторонним зацеплением [7]:

$$y_1 = 0,178105x_1 + 0,195597x_1^3. \quad (11)$$

Согласно зависимости (4), для нахождения α_{II} про дифференцируем уравнение, описывающее профиль зубчатой рейки в относительных координатах и, подставив в (1), найдем радиус скругления вершины зуба. Далее определяем координаты точек профиля скругленной вершины (5) в системе координат (x_1, y_1) и, пользуясь уравнениями перехода (9), строим переходную

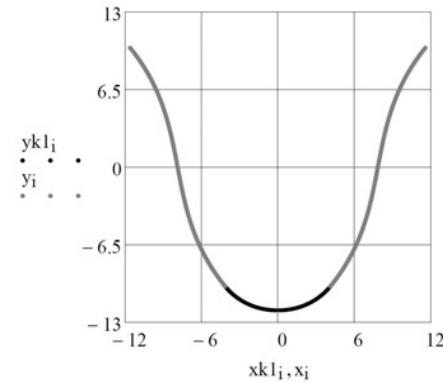


Рисунок 4 – Профиль зуба образующей инструментальной рейки

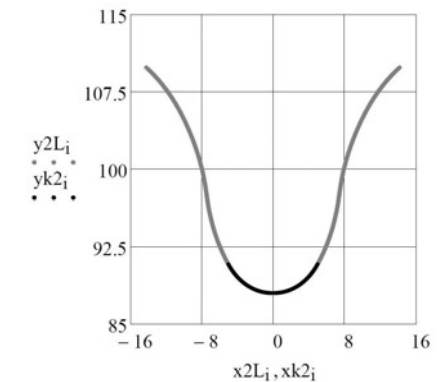


Рисунок 5 – Полный профиль впадины между зубьями шестерни

кривую зуба шестерни в системе координат (x_2, y_2) .

На рисунке 4 показан профиль зуба образующей инструментальной рейки с коэффициентом радиального зазора $c^* = 0,2$ и модулем $m = 10$ мм, а на рисунке 5 – полученный профиль впадины с переходной кривой между зубьями колеса при радиусе начальной окружности $r_2 = 100$ мм.

Выводы.

1. Вследствие наличия в эволютном зацеплении выпукло-вогнутого контакта габариты передачи по условию контактной прочности зубьев могут быть существенно уменьшены. В этом случае на первый план может выйти вопрос изгибной прочности зубьев. Поэтому исследование переходной кривой является важной практической задачей.

2. Предложенная методика позволяет построить впадину между зубьями эволютной передачи, в том числе и полностью скругленную, что наиболее выгодно с точки зрения изгибной прочности зуба.

3. Изменение коэффициента радиального зазора c^* (в данном примере его уменьшение) может привести к интерференции в передаче. Поэтому в дальнейшем будут проводиться исследования, посвященные этой задаче.

4. Полученные уравнения и профили переходных кривых зубьев послужат основой для построения параметрических и конечно-элементных моделей с целью исследования прочностных показателей зацепления.

Список литературы: 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103–106. 3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 4. Протасов Р.В., Устищенко А.В. Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР" – Харьков, 2010. – Вып.19. – С.124–128. 5. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.:Машгиз, 1962 – 531с. 6. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука: 1968. – 584с. 7. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2004. – Вып.30. – С.153–157.

Поступила в редколлегию 05.04.10

УДК 621.825.5/.7

В.О. ПРОЦЕНКО, магістр, аспірант ХНТУ, м. Херсон
В.О. НАСТАСЕНКО, к.т.н., доцент ХДМІ, м. Херсон
М.Е. ТЕРНЮК, д.т.н., директор ІМіС, м. Харків

ПРОГНОЗУВАННЯ РОЗВИТКУ РУХОМИХ ПРУЖНО-КОМПЕНСУЮЧИХ МУФТ З КАНАТНИМИ ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

В статті представлена нова концепція розвитку рухомих пружно-компенсуючих муфт і обґрунтована потреба застосування в якості пружних елементів муфт канатів. Виконане прогнозування розвитку рухомих пружно-компенсуючих муфт з канатними пружними елементами методом морфологічного аналізу, що дозволяє створити ряд їх нових конструкцій.

The new concept of development movable elastic-compensating muffs is presented and the requirement of application as elastic elements muffs ropes is proved in article. Forecasting of development movable elastic-compensating muffs with rope elastic elements a method of the morphological analysis that allows creating a number of their new designs is executed.

Технічний прогрес обумовлює використання високопродуктивних економічних машин, а підвищення продуктивності машин досягається за рахунок збіль-

шення їх експлуатаційних швидкостей, що супроводжується підвищенням динамічних навантажень в приводі. Збільшення економічності машин досягається за рахунок уніфікації, агрегування та побудови машин модульної конструкції.

В даних умовах актуальним є синтез рухомих пружно-компенсуючих муфт підвищеної демпфуючої та компенсуючої здатності. Застосування таких муфт дасть можливість підвищити швидкохідність нових та закласти резерв для модернізації існуючих машин, а також знизити витрати на їх монтаж.

Прогнозування розвитку рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами показало, що сучасні конструкції муфт, у більшості, досягли глобального екстремуму функціональних параметрів, тому подальший розвиток таких муфт, у відповідності до закону прогресивної еволюції техніки, йтиме за рахунок реалізації нового принципу дії.

Новий принцип дії муфт з металевими пружними елементами реалізується за рахунок застосування в якості пружних елементів канатів.

Відомо, що пружні елементи із спресованих дротів [1], та гнучкі вали, що являють собою багатошарові пружини кручення, характеризуються високим конструкційним демпфуванням [2] за рахунок наявності великої кількості контактів, в яких розвивається тертя, що призводить до розсіювання енергії.

Канати суміщають в собі властивості вказаних елементів за рахунок тертя дротів у сталках і сталок між собою та наявності додаткового кручення від вигину [3-7], що робить перспективним їх використання в муфтах.

При цьому муфти з канатними пружними елементами позбавлені багатьох недоліків наявних в існуючих конструкціях муфт з металевими пружними елементами.

Застосування канатів в муфтах надає їм значних переваг, до яких відноситься:

- 1) Висока навантажувальна здатність та довговічність, за рахунок високої міцності канатів.
- 2) Висока компенсуюча здатність, за рахунок високої гнучкості канатів.
- 3) Висока демпфуюча здатність за рахунок тертя дротів у сталках і сталок між собою при згині та крученні канатів.
- 4) Технологічність пружного елемента, оскільки виробництво сталевих канатів централізовано налагоджене багатьма підприємствами.
- 5) Зменшення періодичності та спрощення нагляду і мащення, оскільки мастилом просочене осердя каната.
- 6) Канатні пружні елементи можуть бути виготовлені з неліквідів канатних заводів та утилізовані після відбраковки з вантажопідійомних машин за рахунок застосування в муфтах, що сприятиме зниженню вартості муфт.

Переваги муфт з канатними пружними елементами підтверджують необхідність їх широкого застосування в сучасних конструкціях машин, що потребує пошуку шляхів їх розвитку.

Розв'язання даних проблем являється актуальним та важливим для розвитку техніки і становить головну мету даної роботи.

Однією з найпростіших канатних муфт є конструкція з осьюою центра-