

С.В. АНДРИЕНКО, аспирант каф. ИКГ ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;
А.И. ПАВЛОВ, д.т.н., профессор каф. ИКГ ХНАДУ "ХАДИ";
А.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший научный сотрудник
каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ОСНОВЕ ПОСТРОЕНИЯ БОБИЛЬЕ

Рабочий профиль зубьев звездочек для приводных втулочно-роликовых цепей обычно описывается дугами окружностей. Такой профиль не соответствует требованиям теории зацеплений, что приводит к неравномерной передаче нагрузки и быстрому износу зубьев. В статье рассмотрен способ нахождения рабочего профиля зубьев звездочки цепной передачи на основе построения Бобилье.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, зуб, износ.

Введение. Актуальность задачи. Как известно [1], основной причиной выхода из строя цепных втулочно-роликовых передач является абразивный износ шарниров цепи. Однако во многих случаях на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа рабочих профилей зубьев звездочек. Это характерно, например, для цепных передач сельскохозяйственного и горного машиностроения, работающих в условиях повышенной запыленности [2], передач со втулочными цепями без роликов, часто применяемых в автомобилестроении. Также проблема абразивного износа актуальна для звездочек ведущих колес гусеничной техники [3]. Поэтому разработка новых профилей зубьев звездочек цепных передач и ведущих колес, обеспечивающих уменьшение проскальзывания ролика (или цевки для гусеничного движителя) и, соответственно снижение интенсивности износа, является актуальной научно-практической задачей современного машиностроения.

Постановка задачи. Рабочий профиль зуба звездочки втулочно-роликовой цепи в настоящее время стандартизован по ГОСТ 591-69 [4]. По этому стандарту он описывается дугами окружностей, которые образуют выпуклый профиль на головке зуба и вогнутый во впадине. Такой профиль не отвечает требованиям теории зацеплений, поэтому при работе происходит неравномерная передача нагрузки и быстрый износ зубьев.

Цепные втулочно-роликовые передачи (также как и цевочные) относятся к передачам зацеплением, особенностью которых является известная заранее форма контактирующей поверхности (круглая) элементов зацепления, принадлежащих одному из тел передачи. Для цевочной передачи это цевочное колесо, а для цепной – это цепь. Еще одной особенностью цепной передачи помимо фаз входа и выхода зуба из зацепления является наличие фазы выстоя. Для осуществления правильного зацепления в передаче должно выполняться не только основное уравнение зацепления [5], но и соблюдаться условие плавного пересопряжения зубьев, которое обеспечивается единством мгновенного центра скоростей шатуна заменяющего четырехзвенного механизма [6, 7] и общей центроидой.

Цель исследований – построение профиля боковой поверхности зуба звездочки цепной передачи, обладающей лучшими рабочими характеристиками

© С.В. Андриєнко, А.І. Павлов, О.В. Устинєнко, 2013

ками по сравнению со стандартным, в частности, меньшим износом. Для решения поставленной задачи воспользуемся последними достижениями в области теории зацеплений, в частности, методом синтеза эволютного зацепления на основе построения Бобилье [8, 9].

Содержание исследований. Как известно [5, 6], построение Бобилье заключается в замене зубчатого зацепления эквивалентным четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом, исследование которого существенно упрощает задачу синтеза зубчатого зацепления.

На рисунке 1 показано построение Бобилье для зацепления в цепной втулочно-роликовой или цевочной передаче. Расстояние KC между точкой

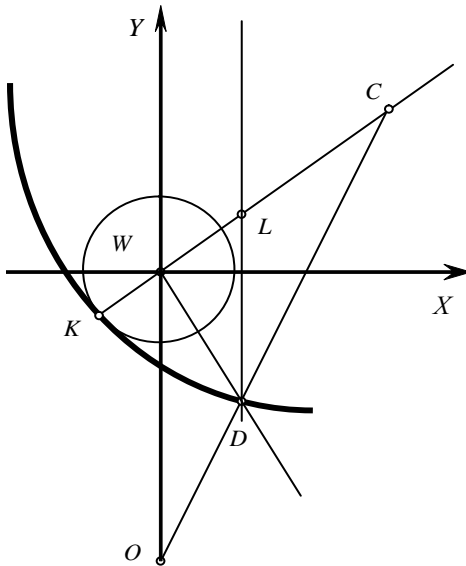


Рисунок 1 – Построение Бобилье для зацепления зуба звездочки с роликом цепи

контакта K и центром кривизны боковой поверхности C состоит из суммы полного расстояния KW и отрезка CW ,

$$KC = KW + CW.$$

Эти величины определяются по зависимостям (подробнее см. [7-10]):

$$KC = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}; \quad (1)$$

$$KW = \frac{x}{y} \sqrt{1 + y'^2}; \quad (2)$$

$$CW = \frac{r \cdot \sin \beta}{\cos(\alpha + \beta)}, \quad (3)$$

где x, y – координаты текущей точки контакта профиля зуба и ролика; r – радиус делительной окружности звездочки, α – текущий угол зацепления, β – угол трения в полюсе зацепления:

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + y'^2}}; \quad \sin \alpha = \frac{y'}{\sqrt{1 + y'^2}}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{k}{r - k/f}; \quad \sin \beta = \frac{k}{\sqrt{(r - k/f)^2 + k^2}}.$$

Здесь $k = h \sin \alpha$ – так называемый коэффициент разновидности [8], где h – расстояние между полюсом зацепления W и центром вращения шатуна D заменяющего механизма.

Тогда для отрезка CW можно записать,

$$CW = \frac{rkf \sqrt{1 + y'^2}}{(rf - k) \left[-y' \frac{k}{\sqrt{(r - k/f)^2 + k^2}} \right]}, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения скольжения в зацеплении.

После подстановки всех записанных выше выражений и элементарных преобразований получаем дифференциальное уравнение 2-го порядка

$$\frac{1+y'^2}{y''} = \frac{x}{y'} + \frac{rkf}{(rf-k)(1-Ay')}, \quad (5)$$

где

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r-k/f)^2 + k^2}}.$$

Для удобства решения с помощью программных средств запишем уравнение (5) в форме Коши,

$$y'' = \frac{y' \cdot (1+y'^2) \cdot (rf-k) \cdot (1-Ay')}{x(rf-k)(1-Ay') + y'rkf}. \quad (6)$$

В работе [10] предложено приближенное решение уравнения (6) в виде полинома с помощью программного комплекса Vissim. В качестве начальных условий использовано прохождение кривой, описывающей профиль зуба звездочки, в начальный момент зацепления через полюс зацепления. Значения коэффициента разновидности k выбрано из рекомендаций [7].

За базовые параметры при синтезе и исследовании профиля зуба звездочки были приняты: число зубьев звездочки $z=20$, коэффициент трения скольжения $f=0,2$; коэффициент разновидности $k=-5$. Положительное значение коэффициента разновидности соответствует двояковыпуклому контакту, который приводит к большим значениям контактных напряжений [7]. Аппроксимация профиля в виде полинома 7-й степени, полученная с помощью программного комплекса Vissim, имеет вид

$$y = a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_5x^5 + a_7x^7. \quad (7)$$

Для случая выпукло-вогнутого контакта коэффициенты полинома (7) равны:

$$a_1 = 0,190591; a_2 = -0,624821; a_3 = -0,0755168; a_5 = 0,1561; a_7 = -0,0924764.$$

Наибольшие значения в полученной методом аппроксимации формуле имеют коэффициенты при первой и пятой степенях аргумента. Изменения базовых параметров незначительно влияют на вид графика функции и, соответственно, на ее коэффициенты. Увеличение значений коэффициента разновидности и числа зубьев звездочки ведет к выпрямлению кривой профиля. К такому же эффекту приводит и уменьшение коэффициента трения скольжения.

Также было получено численное решение дифференциального уравнения (6) методом Рунге-Кутты при помощи системы MathCAD [11]. Для нахождения решения использовалась встроенная функция *Rkadapt*, основанная на методе Рунге-Кутты четвертого порядка с адаптивной подстройкой шага интегрирования по требуемой точности решения. На рисунке 2 показаны полученные в результате такого решения рабочие профили зубьев.

Синтезированный профиль зуба звездочки позволяет иметь в зацеплении выпукло-вогнутый контакт, что снижает контактные напряжения. Возрастает коэффициент перекрытия передачи, что приводит к снижению нагрузки на зуб. Также уменьшается удельное скольжение в зацеплении, что позволяет снизить износ и увеличить срок службы передачи.

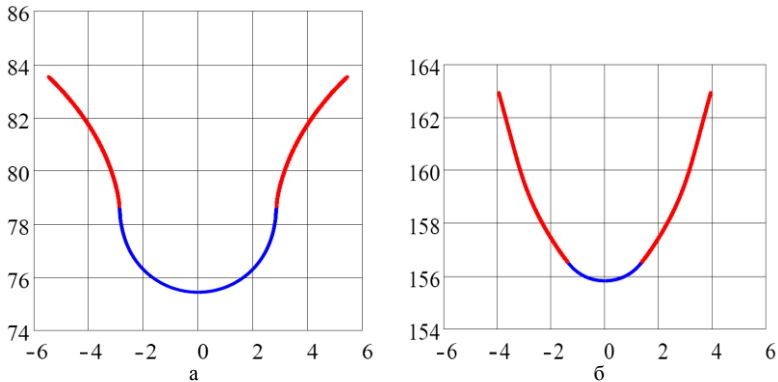


Рисунок 2 – Синтезированные профили зуба звездочки:

а – с двояковыпуклым контактом зуба и цепи; б – с выпукло-вогнутым контактом

Выводы. Предложенный метод построения профиля зуба звездочки цепной передачи позволяет получить зацепление с более высокими качественными характеристиками, обеспечивающими повышение износостойкости и надежности его работы. В дальнейшем планируется провести подробные исследования влияния начальных параметров при синтезе профиля звездочки на ее износостойкость.

Список литературы: 1. *Глуценко И.П.* Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. – Львов: Изд. Львовского ун-та, 1964. – 226с. 2. *Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина.* – М.: КолосС, 2005. – 462с. 3. *Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р.* Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М.: Машиностроение, 1986. – 296с. 4. ГОСТ 591-69. Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 70с. 5. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с. 6. *Павлов А.И.* Обкатная цепная передача // Труды междунар. конф. "MicroCAD-98". – Харьков, 1998. – С.127-129. 7. *Павлов А.И.* Особенности зацеплений с выпукло-вогнутым контактом для силовых зубчатых передач. // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.6, т.1. – С.43-45. 8. *Павлов А.И.* Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 9. *Павлов А.И.* Синтез высоконавантажених передач на основі лінійчастих зубчастих зацеплень з опукло-увігнутим контактом робочих поверхонь: Автореф. дисс. . докт.техн.наук: спец. 05.02.02 – машинознавство. – Луганськ, 2009. – 42с. 10. *Павлов А.И., Чайка Э.Г.* Исследование приведенного радиуса кривизны в нормальном сечении зацепления с выпукло-вогнутым контактом обкатной косозубой цилиндрической зубчатой передачи с помощью программного комплекса VISSIM // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків, 2002. – Вып.2. – С.108-111. 11. *Дьяконов В.П.* Энциклопедия MathCAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832с.

Поступила в редколлегию 25.03.2013

УДК 621.85

Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобиллье / С.В. Андриенко, А.И. Павлов, А.В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.5-8. – Бібліогр.: 11 назв.

Робочий профіль зубців зірочки для приводних втулочно-роликових ланцюгів звичайно описується дужками кіл. Такий профіль не відповідає вимогам теорії зацеплень, що приводить до нерівномірної передачі навантаження та швидкому зносу зубців. В статті розглянутий спосіб знаходження робочого профілю зубців зірочки ланцюгової передачі на основі побудови Бобіліє.

Ключові слова: ланцюгова передача, зірочка, зубець, знос.

The sprocket working profile for tools of sprocket for reducing sleeve-roller sprocket as a rule is described by arches of circles. Such s profile does not meet the requirements the theory of gearings, that results in non-uniform transfer of load and fast teeth deterioration. In paper the way of a finding of tooth working profile for chain drive is considered on the basis of Bobillier construction.

Keywords: chain drive, sprocket, tooth, wear.