

M_H	5383,284	6859,572	31995,547	244416,51	246812,196
Число ступеней n	6				
u_Σ	191,1	270,76	1509,7	10506,9	10546
$u_1 = \sqrt[n]{u_\Sigma}$	2,4	2,543	3,387	4,68	4.683
M_H	9124,913	10259,051	34755,796	222925.341	223771.295

Таблица 3 – Оптимальные значения ступеней и соответствующие диапазоны передаточных отношений

Число ступеней механизма n	1	2	3	4	5	6
Диапазон передаточного отношения u_Σ	2,4 ...8	8,1 ...46,485	46,656 ...269,774	279,106 ...1507,118	1514,369 ...10435,527	$\geq 10506,9$
Диапазон передаточного отношения u_1	2,4 ...8	2,846 ...6,818	3,6 ...6,4615	4,054 ...6,2307	4,3256 ...6.3636	4,68 ...8

Выводы. Получена целевая функция оптимизации массы многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ с одинаковыми передаточными отношениями его ступеней с учетом обеспечения контактной прочности зубчатых зацеплений. Выполнено исследование поведения целевой функции оптимизации и определены оптимальные числа ступеней механизма в зависимости от его общего передаточного отношения.

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып.33. – С.202-207. 4. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-е), 1977. – 536с. 5. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование. Учебн. пособие для вузов. В 2-х ч. – Ч.1 Расчеты / Н.П. Нестерова, А.П. Коваленок, О.Ф. Тищенко и др.; под ред. О.Ф. Тищенко. – М.: Высшая школа, 1978. – 328с. 6. Абрамов В.Т. Определение весовых и инерционных характеристик элементов планетарных механизмов / В.Т. Абрамов // Теория механизмов и машин. Респ. межвед. научн.-техн. сборник. – Вып.32.– Харьков: Вища школа, изд-во при Харьк. ун-те, 1982. – С.85-87. 7. Кирдяшов Ю.Н., Иванов А.Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-е), 1973. – 351с. 8. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1988. – 640с.

Поступила в редколлегию 03.04.2013

УДК 621.833.6

Оптимальное число ступеней многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ / В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, А.В. Шехов, В.Т. Абрамов // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – №40(1013). – С.70-75. – Бібліогр.: 8 назв.

Розглянуто методику знаходження оптимального числа ступінь багатоступінчатого планетарного механізму в залежності від його загального передаточного відношення з урахуванням умов контактної міцності.

Ключові слова: планетарний механізм, контактна міцність.

The method of finding the optimal number of planetary transmissions of structure drive as function transmission ratio from conditions of contact strength is considered.

Keywords: planetary mechanism, contact strength.

УДК 621.833+515.2

Н.В. МАТЮШЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";

В.А. БЕРЕЖНОЙ, старший преподаватель каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ"

АРОЧНЫЕ ЗУБЬЯ С ЦИКЛОИДАЛЬНОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ФОРМОЙ

В статье получено уравнение поверхности зубьев цилиндрических передач Новикова ДЛЗ с циклоидальной формой по длине, нарезанных резцовой головкой

Ключевые слова: алочные зубья, цилиндрическая передача, зацепление Новикова, циклоида.

Актуальность задачи. Зубчатые передачи целесообразно разделить на цилиндрические и все остальные. Наиболее распространенными являются эвольвентные цилиндрические передачи. Однако, одним из возможных путей обеспечения дальнейшего прогресса в редукторостроении является применение передач с зацеплением Новикова, обладающих повышенной нагрузочной способностью и улучшенными гидродинамическими условиями контактирования.

Особую заботу в передачах Новикова составляет то обстоятельство, что они могут быть только косозубыми. Этот фактор существенно сдерживает их широкое внедрение, не смотря на то, что по другим параметрам оно имеет несомненные преимущества. Появление больших осевых усилий резко отрицательно сказывается на работе подшипников, а также на конструкцию корпуса редуктора. Шевронное исполнение зубчатых колес с зацеплением Новикова сильно влияет на увеличение в осевом направлении габаритов редуктора.

Алочные зубья в настоящее время являются реальным резервом для дальнейшего повышения эффективности зубчатых передач. В ранее применявшихся алочных передачах не использовались в полной мере все заложенные в них резервы. Одна из основных причин такого положения заключалась в отсутствии систематизированной научно-обоснованной методики геометрических расчетов. Использование передач Новикова с алочной формой зубьев предполагает всесторонний анализ и учет особенностей влияния продольной формы зуба на геометрические характеристики. Поэтому настоящая задача является актуальной.

Цель работы. Вывод уравнения активной поверхности алочного, с циклоидальной формой по длине, зуба цилиндрических передач Новикова ДЛЗ, нарезанных резцовой головкой.

Решение. Общий вид уравнения поверхности [1] алочного зуба имеет вид

$$\begin{cases} x(\mu, \varphi) = R_{oz} \sin \left(\varphi + \arctg \left(\frac{x(\mu)}{y(\mu)} \right) \right); \\ y(\mu, \varphi) = R_{oz} \cos \left(\varphi + \arctg \left(\frac{x(\mu)}{y(\mu)} \right) \right); \\ z(\mu, \varphi) = f(\mu, \varphi). \end{cases}$$

Функция $R_{oz} = \sqrt{x^2(\mu) + y^2(\mu)}$ – радиус цилиндра, определяемый точкой

$\tilde{M}(x(\mu); y(\mu))$, которая является текущей точкой срединного профиля зуба колеса. Этот профиль получен как огибающая однопараметрического семейства (μ – параметр) мгновенных положений исходного контура режущего инструмента. В зависимости от вида функции $f(\mu, \varphi)$ получаем ту или иную форму активной поверхности арочного зуба колеса.

Рассмотрим случай, когда при зубонарезании используют специальные резцовые головки, в которых резцы установлены группами так, что окончательное формообразование каждой впадины между зубьями на заготовке осуществляется резцами только одной группы. При этом инструменту сообщается вращение вокруг своей оси и поступательное движение, согласованное с вращением заготовки, а подача врезания производится вдоль оси инструмента (рисунок 1).

Найдем уравнение поверхности арочного зуба колеса, если производящая рейка имеет зубья, очерченные в продольном направлении по циклоиде.

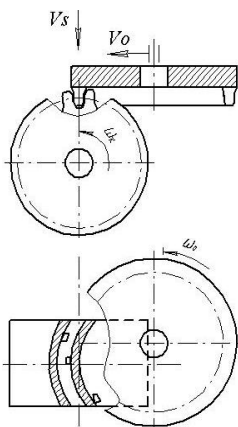


Рисунок 1 – Метод нарезания арочных зубьев

уравнение обыкновенной циклоиды имеет вид:
в параметрическом виде

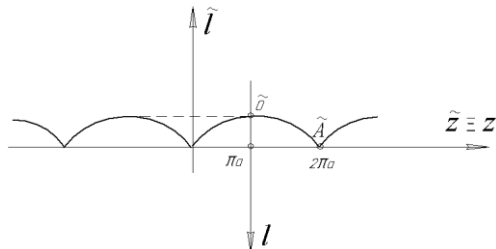


Рисунок 2 – Обыкновенная арка и связь систем координат

$$\begin{cases} \tilde{z} = a(t - \sin t); \\ \tilde{l} = a(1 - \cos t), \end{cases}$$

– уравнение обыкновенной циклоиды в системе координат $(\tilde{z}; \tilde{l})$; a – параметр циклоиды (рисунок 2).

В явном виде уравнение обыкновенной циклоиды имеет вид

$$\tilde{z} = \pm \arccos\left(1 - \frac{\tilde{l}}{a}\right) - \sqrt{2\left(\frac{\tilde{l}}{a}\right) - \left(\frac{\tilde{l}}{a}\right)^2} + 2\pi k, \\ (k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots).$$

В системе координат $(z; l)$, связанной с системой координат $(\tilde{z}; \tilde{l})$ уравнениями

$$\begin{cases} l = -\tilde{l}; \\ z = \tilde{z} - \pi a, \end{cases}$$

$$\begin{cases} z = a(-\pi + t - \sin t); \\ l = a(-1 + \cos t), \end{cases} \quad (1)$$

в явном виде

$$z = -\pi a \pm a \arccos \left(1 + \frac{l}{a} \right) - \sqrt{-2 \left(\frac{l}{a} \right) - \left(\frac{l}{a} \right)^2} + 2\pi k.$$

Уравнение полуарки $\tilde{O}\tilde{A}$ этой циклоиды будет иметь вид:

$$z = -\pi a \pm a \arccos \left(1 + \frac{l}{a} \right) - \sqrt{-2 \left(\frac{l}{a} \right) - \left(\frac{l}{a} \right)^2} + 2\pi.$$

Установим связь между углом поворота φ колеса и аппликатой точки активной поверхности зуба $\tilde{O}$. Сам же зуб представляет собой тороидальную поверхность с циклоидальной образующей.

Каждому повороту φ колеса (точке $\tilde{O}$ соответствует угол $\varphi = 0$) соответствует точка $M \in l$ (здесь l – начальная прямая) (рисунок 3).

Абсцисса точки M равна

$$l_M = -2a + R_{o\varphi} \varphi. \quad (2)$$

Точка M соответствует точке $\tilde{M}$ арки. Ордината точки $\tilde{M}$

$$z = z(\varphi) = -\pi a - a \arccos \left(1 + \frac{R_{o\varphi} \varphi - 2a}{a} \right) - \sqrt{-2 \left(\frac{R_{o\varphi} \varphi - 2a}{a} \right) - \left(\frac{R_{o\varphi} \varphi - 2a}{a} \right)^2}.$$

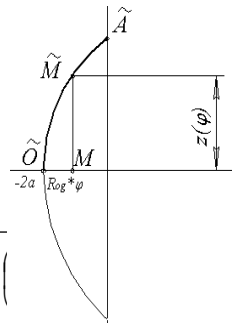


Рисунок 3 – Преобразованная форма арки

Или окончательное уравнение образующей полушеврона зуба колеса:

$$z(\varphi) = -\pi a - a \arccos \left(\frac{R_{o\varphi} \varphi}{a} - 1 \right) - \sqrt{4 - \frac{2R_{o\varphi} \varphi}{a} - \left(2 - \frac{R_{o\varphi} \varphi}{a} \right)^2} + 2\pi.$$

Найдем пределы изменения φ .

Очевидно, что $0 \leq z \leq 0,5b_w$. Из уравнения (1) следует, что

$$0 \leq a(-\pi + t - \sin t) \leq 0,5b_w,$$

или $0 \leq t \leq t^*$, где t^* – решение уравнения $t - \sin t = \pi + \frac{0,5b_w}{a}$.

Согласно (1) имеем:

$$-2a \leq l_M \leq a(-1 + \cos t^*).$$

Учитывая (2), имеем:

$$-2a \leq -2a + R_{o\varphi} \varphi \leq a(-1 + \cos t^*); \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{a}{R_{o\varphi}} (1 + \cos t^*).$$

Итак, уравнение образующей верхнего полушеврона:

$$z(\varphi) = -\pi a - a \arccos\left(\frac{R_{o\epsilon}\varphi}{a} - 1\right) - \sqrt{4 - \frac{2R_{o\epsilon}\varphi}{a} - \left(2 - \frac{R_{o\epsilon}\varphi}{a}\right)^2} + 2\pi;$$

$$0 \leq \varphi \leq \frac{a}{R_{o\epsilon}}(1 + \cos t^*).$$

где t^* – решение уравнения $t - \sin t = \pi + \frac{0,5b_w}{a}$.

Аналогично рассуждая, получим уравнение направляющей нижнего полушевра:

$$z(\varphi) = \pi a + a \arccos\left(\frac{R_{o\epsilon}\varphi}{a} - 1\right) + \sqrt{4 - \frac{2R_{o\epsilon}\varphi}{a} - \left(2 - \frac{R_{o\epsilon}\varphi}{a}\right)^2} - 2\pi;$$

$$0 \leq \varphi \leq \frac{a}{R_{o\epsilon}}(1 + \cos t^*),$$

где t^* – решение уравнения $t - \sin t = \pi - \frac{0,5b_w}{a}$.

Итак, уравнение активной поверхности нижнего полушевра

$$\begin{cases} x_n(\mu, \varphi) = R_{o\epsilon} \sin\left(\varphi + \arctg\left(\frac{x(\mu)}{y(\mu)}\right)\right); \\ y_n(\mu, \varphi) = R_{o\epsilon} \cos\left(\varphi + \arctg\left(\frac{x(\mu)}{y(\mu)}\right)\right); \\ z_n(\mu, \varphi) = \pi a + a \cdot \arccos\left(\frac{R_{o\epsilon}\varphi}{a} - 1\right) + \sqrt{4 - \frac{2R_{o\epsilon}\varphi}{a} - \left(2 - \frac{R_{o\epsilon}\varphi}{a}\right)^2} - 2\pi, \end{cases}$$

где $\mu \in \left(-\frac{\pi}{z}; \frac{\pi}{z}\right)$; $0 \leq \varphi \leq \frac{a}{R_{o\epsilon}}(1 + \cos t^*)$; t^* – решение уравнения $t - \sin t = \pi - \frac{0,5b_w}{a}$;
 $(x(\mu); y(\mu))$ – уравнение огибающей (текущая точка срединного профиля зуба колеса).

Уравнение активной поверхности верхнего полушевра

$$\begin{cases} x_{\epsilon} = x_n; \\ y_{\epsilon} = y_n; \\ z_{\epsilon} = -z_n, \end{cases}$$

где $0 \leq \varphi \leq \frac{a}{R_{o\epsilon}}(1 + \cos t^*)$; t^* – решение уравнения $t - \sin t = \pi + \frac{0,5b_w}{a}$.

На рисунке 4 показана графическая реализация средствами пакета Maple 5 вышеизложенной методики построения арочного зуба.

Выводы. Полученные уравнения позволяет находить в каждом конкретном случае локально-геометрические характеристики поверхности в номинальных точках контакта и локально-кинематические свойства зацепляющейся пары колес.

Список литературы: 1. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Уравнение поверхности арочных зубьев цилиндрических передач Новикова ДЛЗ, нарезанных резцовой головкой // Вестник ХГПУ: Сб. научн. трудов. – Харьков, 1999. – №50. – С.118-127. 2. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Условие существования физического контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2006. – №22. – С.139-146. 3. Дыгало А.И., Демковский И.П., Матюшенко Н.В. Экстремальная теорема об определении точек контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2008. – №29. – С.40-44.



Рисунок 4 – Арочный зуб с циклоидальной формой

Поступила в редколлегию 11.03.2013

УДК 621.833+515.2

Арочные зубья с циклоидальной продольной формой / Н.В. Матюшенко, В.А. Бережний, А.В. Федченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.75-79. – Бібліогр.: 3 назв.

В даній статті отримано рівняння поверхні зубів циліндричних передач Новикова ДЛЗ з циклоїдальною подовжною формою, що нарізаних різцевою головкою.

Ключові слова: арочні зуб'я, циліндрична передача, зацеплення Новикова, циклоїда.

An equation of the cycloidal-arc tooth's surface of Novikov's cylindrical gearing with two action lines is found in the present note by the duplex spread blade method.

Keywords: arched points, cylindrical transmission, cylindrical gearing by Novikov's, cycloid.

УДК 621.01.833

Х.Д. МУСТАФАЕВ, к.т.н., докторант каф. металловедения и механики машин АзАСУ, Баку, Азербайджан

ДИНАМИКА РАЗГОНА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА СТОЛА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

В работе исследуется влияние конструктивных элементов, возбуждающих сил, сил трения, механической характеристики двигателя на динамику разгона электропривода стола технологических машин.

Ключевые слова: привод, динамика, разгон, точность, машина.

Введение. Актуальность работы. Точность перестановки стола технологических машин, в частности металлорежущих станков, относительно инструмента или наоборот имеет важное значение в технике. Например, при обработке отверстия в сверлильных станках точное межосевое расстояние обеспечивается методом точной координатной перестановки стола. Возникает вопрос, при каких режимах работы обеспечивается достаточно точное межосевое расстояние и сравнительно большая производительность станка.