УДК 621.833+515.2 DOI: 10.20998/2411-0558.2016.21.07

Н.В. МАТЮШЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ "ХПИ",
А.В. ФЕДЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ "ХПИ",
И.Б. ШЕЛИХОВА, канд. техн. наук, доц., НТУ "ХПИ"

ПОСТРОЕНИЕ АЛГОРИТМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА С ДВУМЯ ЛИНИЯМИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ, НАРЕЗАЕМЫХ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

В статье разработана методика определения наличия интерференции для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления. Базируется она на нахождении интерферируемой зоны. Нарезание колес производится единым реечным инструментом методом обкатки. Геометрия активних профилей зуба колеса и шестерни определяет необходимые и достаточные условия наличия интерференции в передаче. Ил.: 4. Библиогр.: 8 назв.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, передача Новикова, две линии зацепления, интерференция, метод обкатки.

Постановка проблемы. Одной из важнейших составных частей большинства современных машин является привод, включающий зубчатые передачи. Являясь одними из наиболее распространенных видов механических передач, они во многом предопределяют габариты, вес, передаваемую мощность, а также ряд других показателей, от которых зависят эксплуатационные свойства и экономическая эффективность создаваемых машин. Именно этим можно объяснить то, что и ранее, и теперь ведутся упорные исследования по совершенствованию существующих и по созданию новых систем зацепления, особенно с повышенной нагрузочной способностью. Эти исследования показали [1], что уже только за счет изменения геометрии зацепления можно добиться значительного улучшения условий работы зубчатой передачи, повысить ее нагрузочную способность, а следовательно, увеличить срок службы при сохранении прочих равных условий. Эвольвентное зацепление было разработано с почти исчерпывающей полнотой. Однако, несмотря на общепризнанные преимущества, этот вид зацепления, базирующийся на принципе взаимоогибающих поверхностей, имеет и существенные недостатки и не может полностью удовлетворить требованиям современной техники. Эта причина побудила многих исследователей [2] заняться поиском новых систем зацепления. Некоторые из этих систем были плоскими, имеющими лишь торцевое перекрытие зубьев.

Кардинально решить задачу повышения нагрузочной способности зубчатых передач удалось М.Л. Новикову, который создал геометрическую теорию точечного зацепления для зубчатых передач с параллельными, пересекающимися и скрещивающимися осями. Огромным преимуществом зацепления Новикова явилось то, что оно базируется на контактных линиях [2], не требует взаимоогибания в плоскости, перпендикулярной линии зацепления, что неизмеримо расширяет возможности выбора сопряженных поверхностей зубьев.

В настоящее время зубчатые передачи с зацеплением Новикова находят все более широкое применение в самых различных отраслях машиностроения – от редукторов общего назначения до передач турбинного типа. С их применением удалось решить ряд сложных задач при конструировании и повышении технического уровня современных машин. Однако потенциальные возможности передач Новикова используются еще далеко не полностью, что сдерживается прежде всего, несовершенством технологии изготовления и контроля. Более того, ряду геометрических характеристик зацепления до сих пор дается разная трактовка, нет четких рекомендаций по выбору исходного контура [3], коэффициента перекрытия дозаполюсного варианта, не отработана методика проверки на отсутствие интерференции.

Анализ литературы. Как отмечалось ранее, при образовании сопряженных поверхностей по методу М.Л. Новикова в отличие от метода огибания допускается использование в качестве сопряженных таких поверхностей, которые пересекаются между собой (интерферируют). Требуется лишь одно: чтобы их пересечение происходило за пределами рабочих участков поверхностей. Вследствие этого [4], считается, что существенное значение имеет проверка принятых сопряженных поверхностей на интерференцию. Для этого необходимо найти форму и положение линий пересечения и выяснить, не проходят ли они по рабочим участкам сопряженных поверхностей.

В работах [4, 5], вопрос об интерференции поверхностей для случаев передач с параллельными осями рекомендуется решать графически или графо-аналитическим путем построения линии пересечения сопряженных поверхностей с помощью секущих плоскостей, перпендикулярных осям вращения колес, т.е. сводить задачу к определению линий пересечения торцовых профилей зубьев, перемещающихся в плоскости поперечного сечения с заданными угловыми скоростями. Показано, что такой переход приносит желаемый результат для зубьев, профиль которых в торцовой плоскости очерчен дугой окружности. Разработки в указанном направлении в предположении, что торцовый профиль отличен от окружности практически отсутствуют. Если учесть, что для реальных передач появление интерференции рабочих поверхностей может явиться следствием погрешностей изготовления и монтажа, а также деформации зубьев, то становится очевидным, что и предложенные в [6] рекомендации не могут дать ответа на рассматриваемый вопрос.

В своих исследованиях В.Н. Севрюк остановился примерно на такой же методике. Отличительной ее особенностью явилось лишь то, что графическим построениям было дано строгое аналитическое описание. В работе [4] вопросу интерференции сопряженных поверхностей зубьев передач Новикова уделяется внимание с позиции более общего подхода. Рассматривается метод исключения интерференции поверхностей, образованных семейством огибающих циклических аксоидов. При этом, как образующая поверхность, так и огибающая, являются винтовыми обобщенными поверхностями с различными винтовыми параметрами. Каждый аксоид, входящий в семейство, представляет собой винтовую циклическую поверхность, образованную сферами переменного радиуса. В работе [7] подчеркивается, что образование циклических аксоидов семействами сфер, имеющих сечения в виде окружностей, открывает перспективу исключения интерференции обобщенных сопряженных поверхностей семействами аксоидов.

Вообще, исследованию интерференции сопряженных поверхностей зубьев передач Новикова посвящено очень мало работ. Этот факт, как нам кажется, можно объяснить лишь тем, что эта проблема весьма сложна с математической точки зрения. К этому выводу приходят и авторы [5]. Однако в промышленности часто приходится наблюдать наличие заедания поверхностей зубьев особенно при малых числах последних и больших углах наклона линии зуба. Поэтому, наличие большого количества исходных контуров и значительное отличие геометрии зуба зубчатого колеса, нарезаемого методом обкатки, от исходного контура, а также наличие упругих деформаций зубьев, погрешностей изготовления и монтажа, делают проблему интерференции зубьев еще более актуальной и еще более сложной.

Цель статьи. Разработать алгоритм, позволяющий по заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам передачи, то есть модулю зацепления, количеству зубьев шестерни и колеса, углу наклона зубьев, определить наличие интерференции для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления, нарезанных методом обкатки.

Решение проблемы. Точечное зацепление может быть осуществлено различными профилями зубьев, лишь бы в пределах рабочих участков отсутствовала их интерференция. Так как при одном и том же исходном контуре ни дугой окружности, ни дугой эвольвенты не описывается торцовый профиль зуба, возникает необходимость проверки проектируемой передачи на отсутствие интерференции.

Выбираем произвольную пару зубьев, которые будут сопрягаться в процессе зацепления шестерни и колеса. Определим понятие интерферируемой зоны, как множество точек пересечения данной пары зубьев, которые хотя бы для одного из них являются внутренними в фиксированный момент времени. Пусть М – точка интерферируемой зоны. Следовательно, М – общая точка двух тел зубьев. Проведем через М плоскость Σ, перпендикулярную осям вращения. Пусть Σ_1 и Σ_2 – сечения плоскостью Σ рассматриваемых зуба шестерни и зуба колеса соответственно. Точка М принадлежит пересечению Σ_1 и Σ_2. Верно и обратное утверждение: если профили Σ_1 и Σ_2 пересекаются, то существует точка М, которая принадлежит интерферируемой зоне. Плоскость Σ параллельна данной фиксированной торцовой плоскости, поэтому наличие точки $M \in \Sigma$ означает, что в какой-то момент времени торцовые профили данной сопряженной пары зубьев колеса и шестерни пересекутся. По длине зуба остаются неизменными формы и размеры торцовых сечений зуба колеса и зуба шестерни, т.е. процесс обкатки аналогичен во всякой, параллельной выбранной торцовой плоскости, следовательно, требовать отсутствия интерференции в любом торцовом сечении колесо – шестерня излишне. То есть, для отсутствия интерференции в зацеплении колесо-шестерня необходимо и достаточно, чтобы в любой момент времени их торцовые профили не пересекались по всей ширине зубчатого венца. Заметим, что в процессе обкатки два профиля касаются друг друга в точках линии зацепления. Поэтому условие касания, а не пересечения существенно.

Алгоритм определения интерференции состоит в следующем. Производим нарезание колес единым реечным инструментом. На рис. 1 показаны независимые процессы нарезания торцовых профилей зуба в момент, когда в станочном зацеплении находятся номинальные точки контакта профиля ножки колеса $\overline{N}_{fs1}$ (W_{fs1} – мгновенный центр относительного движения), и в момент (рис. 2) зацепления точки $\overline{N}_{as2}$ – номинальной точкой контакта профиля головки шестерни (W_{as2} при этом является точкой касания торцовой проекцией начальной прямой ($НП_s$) и начальной окружности). Здесь и ниже элементы с индексом 2 принадлежат колесу, а элементы с индексом 1 – шестерне. С колесом и шестерней жестко связаны прямоугольные декартовы системы координат (с.к.) $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$, у которых O_2 – центр торцового сечения колеса, O_1 – центр торцового сечения шестерни, ось y_1 содержит отрезок $[O_1W_{fs1}]$, а ось y_2 – отрезок $[O_2W_{as2}]$.

W_{fs1} – мгновенный центр относительного движения в момент зацепления фрезы с $\overline{N}_{fs1}$, W_{as2} – мгновенный центр относительного движения в момент контакта профиля фрезы с $\overline{N}_{as2}$.

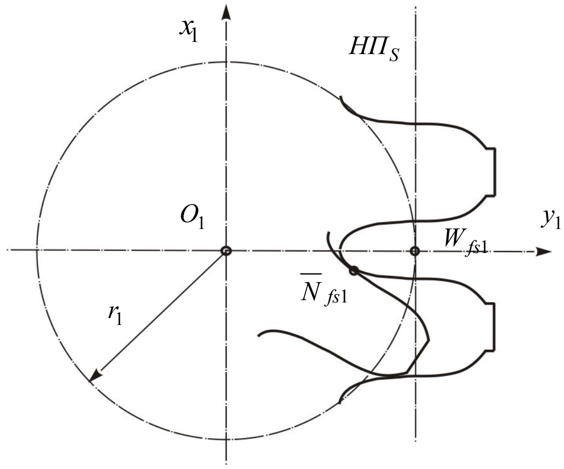

Рис. 1. Зацепление фрезы и шестерни

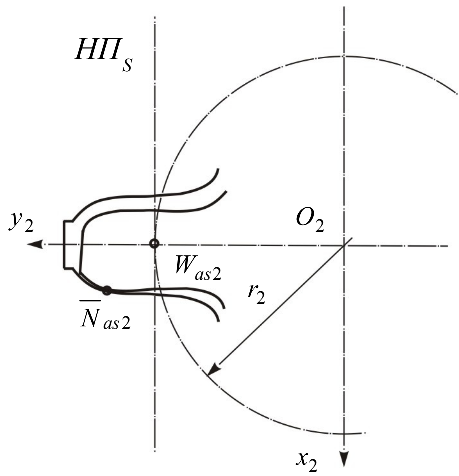

Рис. 2. Зацепление фрезы и колеса

На рис. 3 показана модель сопряжения торцовых профилей данного зуба колеса и данного зуба шестерни в момент контакта $\overline{N}_{fs1}$ и $\overline{N}_{as2}$. Как показано ранее [2], угол обката зависит от полярного угла на торцовом аналоге исходного контура ($ИК_s$). В частности, согласно с

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\mu & \sin\mu \\ -\sin\mu & \cos\mu \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C \\ D \end{pmatrix}, \tag{1}$$

где

$$\begin{cases} C = \dfrac{\rho_a}{\cos\beta} R\cos\alpha_s - r\mu + \dfrac{l_a}{\cos\beta}, \\ D = \rho_a R\sin\alpha_s \pm x_a + r, \end{cases} \tag{2}$$

$$\mu = \frac{\cos\beta}{r}\left(\pm x_a \operatorname{ctg}\alpha_s\right) + \frac{l_a}{r\cos\beta} + \frac{\rho_a \sin^2\beta}{r\cos\beta}\cos\alpha_s . \tag{3}$$

Введем обозначения:

$$\mu^{***} = \mu_{as} = \pm\frac{x_a}{r\operatorname{tg}\alpha_k} + \frac{l_a + \rho_a \sin^2\beta\cos\left(\operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\alpha_k\cos\beta\right)\right)}{r\cos\beta}, \tag{4}$$

$$\mu^{**} = \mu_{fs} = \frac{x_f}{r\operatorname{tg}\alpha_k} - \frac{l_f + \dfrac{\pi m_n}{2} - \rho_f \sin^2\beta\cos\left(\operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\alpha_k\cos\beta\right)\right)}{r\cos\beta}, \tag{5}$$

где $\rho_a, \rho_f, l_a, l_f, x_a, x_f, \alpha_s, \alpha_k$ – параметры исходного контура согласно ГОСТ 15023-76 [8]; R – радиус колеса; r – радиус шестерни; β – угол наклона зуба.

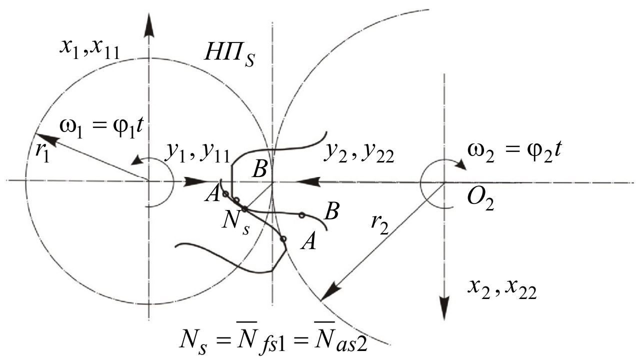

Рис. 3. Зацепление шестерни и колеса

При r = r_1 имеем тот угол μ^{***} (4), на который необходимо повернуть $НП_S$, чтобы номинальная точка контакта профиля головки зуба шестерни вошла в контакт с соответствующей ей точкой инструментальной рейки. В этом положении $НП_S$ точка W_{fs1} – точка пересечения нормали, проведенной к дуге эллипса $ИК_S$ через номинальную точку контакта на ножке зуба инструментальной рейки – является искомым мгновенным центром относительного движения инструментальной рейки и заготовки.

Ранее системой (1) с учетом (2) и (3) при $r = r_1$ записывалось уравнение торцового профиля головки зуба шестерни в системе координат $\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$. Связь между системами координат $\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$ и $\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}$ записывается в виде

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\mu^{***} & -\sin\mu^{***} \\ \sin\mu^{***} & \cos\mu^{***} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}. \tag{6}$$

Подставляем (1) в (6). В итоге получаем уравнение торцового профиля головки зуба шестерни в с.к. $x_1O_1y_1$:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\mu^{***} & -\sin\mu^{***} \\ \sin\mu^{***} & \cos\mu^{***} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos\mu(\alpha_s) & \sin\mu(\alpha_s) \\ -\sin\mu(\alpha_s) & \cos\mu(\alpha_s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C \\ D \end{pmatrix}. \tag{7}$$

Аналогично проводя рассуждения, находим взаимосвязь системы координат $x_2O_2y_2$ и xOy (здесь $O_2 = O$ – центр начальной окружности):

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\mu^{**} & -\sin\mu^{**} \\ \sin\mu^{**} & \cos\mu^{**} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos\mu(\alpha_s) & \sin\mu(\alpha_s) \\ -\sin\mu(\alpha_s) & \cos\mu(\alpha_s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C \\ D \end{pmatrix}. \tag{8}$$

Естественно полагать, что прямые O_1x_1 и O_1y_1 задают одну и ту же плоскость, что и прямые O_2x_2 и O_2y_2 .

При этом с.к. $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$ взаимосвязаны следующим матричным равенством:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ [O_1O_2] \end{pmatrix}, \tag{9}$$

где $[O_1\ O_2] = r_1 + r_2 = a_w$ – межосевое расстояние.

В рассмотренной схеме наряду с неподвижными с.к. $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$ введем подвижные с.к. $x_{11}O_1y_{11}$ и $x_{22}O_2y_{22}$, связанные с профилями зуба и колеса и шестерни соответственно. В момент контакта $\overline{N}_{fs1}$ с $\overline{N}_{as2}$ система координат $x_{11}O_1y_{11}$ совпадает с с.к. $x_1O_1y_1$, а система координат

$x_{22}O_2y_{22}$ с $x_2O_2y_2$. Этот момент считаем началом отсчета угла поворота φ_1 шестерни относительно неподвижной с.к. $x_1O_1y_1$. Пусть $\varphi_2 = u\varphi_1$ – угол поворота второго колеса, где u – передаточное отношение ($u < 0$). Тогда матричные равенства

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 & \sin\varphi_1 \\ -\sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{11} \\ y_{11} \end{pmatrix}, \tag{10}$$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 & \sin\varphi_1 \\ -\sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{22} \\ y_{22} \end{pmatrix} \tag{11}$$

показывают взаимосвязь с.к. $x_1O_1y_1$ с $x_{11}O_1y_{11}$ и $x_2O_2y_2$ с $x_{22}O_2y_{22}$.

Уравнение торцового профиля головки зуба шестерни (7) перепишем в виде

$$\begin{pmatrix} x_{11} \\ y_{11} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 \\ \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}. \tag{12}$$

Подставив в (9) выражение (11), а затем (9) в (12), преобразуя, получим в координатном виде:

$$\begin{cases} x_{11} = -\cos(\varphi_1 - u\varphi_1)x_{22} + \sin(\varphi_1 - u\varphi_1)y_{22}, \\ y_{11} = -\sin(\varphi_1 - u\varphi_1)x_{22} - \cos(\varphi_1 - u\varphi_1)y_{22} + a_w. \end{cases} \tag{13}$$

Для дальнейшего изложения примем понятие активного профиля зуба колеса как сочетание двух активных участков профиля ножки и головки зуба. Ниже для краткости будем называть профилем зуба колеса его активный профиль, так как в решении вопроса об интерференции существенной роли нерабочий участок (переходная кривая между профилями головки и ножки зуба колеса) не играет.

Для нахождения интерференции выше получены уравнения участков профилей *AA* зуба колеса (8) и *BB* зуба шестерни (7), как функции от параметров ИК и полярного угла α_s, который берется на ИК$_s$ специальным образом. Сейчас же покажем, как с использованием этих формул решать задачу о нахождении пересечения профилей, т.е. задачу о наличии интерференции. С этой целью запишем параметрический вид участка *AA* в с.к. $x_{11}O_1y_{11}$ и соответственно участка *BB* в с.к. $x_2O_2y_2$:

$$\begin{cases} x_{11} = f_{11}(\alpha_s), \\ y_{11} = f_{12}(\alpha_s), \end{cases} \tag{14}$$

$$\begin{cases} x_{22} = f_{21}(\alpha_s), \\ y_{22} = f_{22}(\alpha_s). \end{cases} \tag{15}$$

Согласно (15), запишем (13) в с.к. $x_{11}O_1y_{11}$

$$\begin{cases} x_{11} = -\cos(\varphi_1 - u\varphi_1) f_{21}(\alpha_s) + \sin(\varphi_1 - u\varphi_1) f_{22}(\alpha_s), \\ y_{11} = -\sin(\varphi_1 - u\varphi_1) f_{21}(\alpha_s) - \cos(\varphi_1 - u\varphi_1) f_{22}(\alpha_s) + a_w. \end{cases}$$

Или, для краткости,

$$\begin{cases} x_{11} = \overline{f}_{21}(\alpha_s), \\ y_{11} = \overline{f}_{22}(\alpha_s). \end{cases} \tag{16}$$

Тогда в с.к. $x_{11}O_1y_{11}$ мы будем иметь (рис. 4) неподвижный участок AA, согласно (14) и подвижный участок BB (с изменением φ_1) согласно (16).

Участок AA профиля зуба первого колеса представляет собой функцию, т.е. каждому значению оси абсцисс соответствует единственная ордината. Аналогичный случай можно наблюдать и с участком BB. При каких-то двух текущих углах φ_1 AA и BB будут касаться (в частности, $\varphi_1 = 0$ соответствует этому случаю). Если же существует такой поворот $\varphi_1^к$ первого колеса, когда AA и BB пересекаются, то часть BB будет находиться "ниже", чем соответствующее по равным аргументам подмножество точек множества AA (рис. 4).

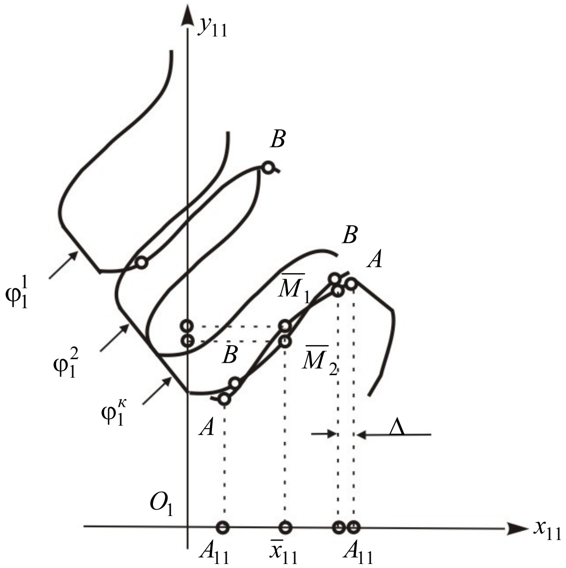

Рис. 4. Геометрическая интерпретация метода обкатки

Например, точки $\overline{M}_2$ и $\overline{M}_1$ имеют одинаковый аргумент $\overline{x}_{11}$, но ордината $\overline{M}_2$ меньше, чем у $\overline{M}_1$, т.е. $\overline{M}_2$ находится "ниже" $\overline{M}_1$. В соответствии с этим строим алгоритм определения пересечения профилей.

По заданному уравнению (14) дуги AA профиля зуба шестерни находим отрезок $[A_{11}A_{11}]$ оси абсцисс, как проекцию дуги AA на O_1x_{11}. На нем с шагом Δ отмечаем узловые точки x_{11}^i

$$x_{11}^i = x_{11}^0 + \Delta_i ,$$

где

$$i = 0, ..., \left[\left| \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right| \right], \tag{17}$$

$\left[\left| \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right| \right]$ – целая часть числа $\left| \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right|$.

По x_{11}^i согласно (14) находим ординату y_{11}^i (на AA)

$$y_{11}^i(на \;\; AA) = f_{12}(f_{11}^{-1}(x_{11}^i)) ,$$

$$\alpha_s^i = f_{12}(f_{11}^{-1}(x_{11}^i)) .$$

Находим численно с использованием метода половинного деления применительно к уравнению $x_{11} = f_{11}(\alpha_s)$ системы (14).

Рассмотрим дискретный угол поворота φ_1 колеса

$$\varphi_1^j = \varphi_1^0 + \delta j ,$$

где $\varphi_1^0 = -\frac{\pi}{2}$, δ – угол поворота (в радианах); $j = 0, 1, 2, 3, \ldots, n$ (n – определяется согласно условию $\varphi_1^n = \frac{\pi}{z}$).

Диапазон изменения угла поворота $\varphi_1 \in \left[-\frac{\pi}{z}; \; \frac{\pi}{z} \right]$ достаточен, так как вне этих границ заданная пара торцовых профилей (зуба шестерни и зуба колеса) не пересекаются даже теоретически.

По x_{11}^i согласно (16) находим ординату y_{11}^i (на BB)

$$y_{11}^i(на \;\; BB) = f_{22}(f_{21}^{-1}(x_{11}^i)) ,$$

где

$$\alpha_s^i = \overline{f}_{21}^{-1}(x_{11}^i) ,$$

находим аналогично численно с использованием метода половинного деления применительно к уравнению $x_{11} = f_{21}(\alpha_s)$ системы (14).

Тогда, необходимое и достаточное условие наличия интерференции в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ выражается строгим неравенством

$$y_{11}^{i}(на\ \ BB) < y_{11}^{i}(на\ \ AA)\,,$$

где i – определяется по (17).

Выводы. Разработан алгоритм, позволяющий по заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам определить наличие интерференции для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления, нарезанных методом обкатки.

Список литературы: 1. *Ou Z.,Seireg A.* Analysis and Synthesis of Arc Gears by Interactive Graphics / J. of Mechanisms, Transmission and Automation in Design. – 2004. – Vol. 108. – P. 65-71. **2**. *Syzrantsev V.N.* Contact load and endurance of cylindrical gearing with arch-shaped teeth / *V.N. Syzrantsev, K.V. Syzrantseva, M.R. Varshavsky* / Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions. 5–9 April 2010. – Chongqing, China. – P. 425-43. **3**. *Малый Д.В.* Численный синтез рационального исходного контура для передач Новикова с арочными зубьями. Сравнительный анализ / *Д.В. Малый* // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2003. – № 8 (66). – С. 105-109. **4.** *Ерихов М.Л.* Интерференция (подрезание) в передачах, образованных по методу огибания с двумя параметрами / *М.Л. Ерихов* // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1966 . – № 7. – С. 5-9. **5**. *Краснощеков Н.Н.* Теория зацепления Новикова / *Н.Н. Краснощеков, Р.В.Федякин, В.А.Чесноков* / М.: Наука. – 1976 . – 173 с. **6**. *Севрюк В.Н.* Теория круговинтовых поверхностей в проектировании передач Новикова / *В.Н. Севрюк.* – Харьков, ХГУ, 1972 – 168 с. **6**. *Матюшенко Н.В.* Арочные зубья с циклоидальной продольной формой / *Н.В. Матюшенко, В.А. Бережной, А.В. Федченко* // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Серия. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2013. – № 40. – С. 75–79. **8**. ГОСТ 15023-76. Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур / Москва: Изд-во стандартов, 1978. – 3 с.

References:

1. Ou, Z. and Seireg, A. (2004), "Analysis and Synthesis of Arc Gears by Interactive Graphics", *J. of Mechanisms, Transmission and Automation in Design,* Vol. 108, pp. 65-71.

2. Syzrantsev, V.N., Syzrantseva, K.V. and Varshavsky, M.R. (2010), "Contact load and endurance of cylindrical gearing with arch-shaped teeth", *Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions, 5–9 April, 2010*, Chongqing, China, pp. 42-43.

3. Malyiy, D.V. (2003), "Numerical synthesis of the rational source circuit for gearings with arched teeth. Comparative analysis", *Visnik SNU Im. V. Dalya, Luhansk,* Vol. 8 (66), pp. 105-109.

4. Erihov, M.L. (1966), "Interference (undercutting) in the gears formed by the method of diffraction with two parameters", *Proceedings of the Universities. Engineering,* Vol. 7, pp. 5-9.

5. Krasnoschekov, N.N., Fedyakin, R.V. and Chesnokov, V.A. (1976), *Theory of gearing Novikov,* Science, Moscow, 173 p.

6. Sevryuk, V.N. (1972), *The theory circles screw surfaces in the design of gear Novikov*, Kharkov State University, Kharkov, 168 p.

7. Matyushenko, N.V., Berezhnoy, V.A. and Fedchenko, A.V. (2013), "Arched teeth with cycloidal longitudinal form" *Vestnik NTU "HPI" Coll. scientific. works. Series. "Mechanical Drive Problems."*, Kharkov, Vol. 40, pp.75-79.

8. GOST 15023-76, (1978) Transfer Novikov cylinder with two lines of engagement. Source circuit, The publishing house of standards , Moscow, 3 p.

Поступила (received) 12.03.2016

Статью представил д.т.н., проф. НТУ "ХПИ" Ткачук Н.А.

Matyushenko Nikolai, Cand. Tech. Sci.
Kharkiv National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"
Str. Kirpicheva, 21, Kharkov, Ukraine, 61002
Tel.: (057) 707-64-31, e-mail: priada@mail.ru
ORCID ID: 0000-0003-4727-8993

Fedchenko Hanna, Cand. Tech. Sci.
Kharkiv National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"
Str. Kirpicheva, 21, Kharkov, Ukraine, 61002
Tel.: (057) 707-64-31, e-mail: anna-fedchenko@mail.ru
ORCID ID: 0000-0003-0690-6017

Shelikhova Inessa, Cand. Tech. Sci.
Kharkiv National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"
Str. Kirpicheva, 21, Kharkov, Ukraine, 61002
Tel.: (057) 707-64-31, e-mail: inessa.shelikhova@gmail.com
ORCID ID: 0000-0002-5637-1850

УДК 621.833+515.2

Побудова алгоритму визначення інтерференції в циліндричних передачах Новікова з двома лініями зачеплення, що нарізають методом обкатки / Матюшенко М.В., Федченко Г.В., Шеліхова І.Б. // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Інформатика та моделювання. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2016. – № 21 (1193). – С. 61 – 73.

У статті розроблена методика визначення наявності інтерференції для циліндричних передач Новікова з двома лініями зачеплення. Базується вона на знаходженні інтерферіруемой зони. Нарізування коліс проводиться єдиним рейковим інструментом методом обкатки. Геометрія активних профілів зуба колеса і шестерні визначає необхідні і достатні умови наявності інтерференції в передачі. Іл.: 4. Бібліогр.: 8 назв.

Ключові слова: циліндрична передача, передача Новікова, дві лінії зачеплення, інтерференція, метод обкатки.

УДК 621.833+515.2

Построение алгоритма определения интерференции в цилиндрических передачах Новикова с двумя линиями зацепления, нарезаемых методом обкатки / Матюшенко Н.В., Федченко А.В., Шелихова И.Б. // Весник НТУ "ХПИ". Серия: Информатика и моделирование. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2016. – № 21 (1193). – С. 61 – 73.

В статье разработана методика определения наличия интерференции для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления. Базируется она на нахождении интерферируемой зоны. Нарезание колес производится единым реечным инструментом методом обкатки. Геометрия активних профилей зуба колеса и шестерни определяет необходимые и достаточные условия наличия интерференции в передаче. Ил.: 4. Библиогр.: 8 назв.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, передача Новикова, две линии зацепления, интерференция, метод обкатки.

UDC 621.833 +515.2

Construction algorithm for determining the interference of cylindrical Novikov gears meshing with two lines that were cut by running / Matyushenko N.V., Fedchenko A.V., Shelikhova I.B. // Herald of the National Technical University "KhPI". Subject issue: Information Science and Modelling. – Kharkov: NTU "KhPI". – 2016. – № 21 (1193). – P. 61 – 73.

The paper developed a method of determining the presence of interference for cylindrical Novikov gears with two lines of engagement . It is based on finding the interfering area . Cutting wheels made one tool rack by running . The geometry of the active profile of the tooth wheel and gear determines the necessary and sufficient conditions for the existence of interference in the transmission. Figs.: 4. Refs.: 8 titles.

Keywords: spur gear , gear Novikova, two lines of engagement, interference, break-in method.