

УДК 621.833+515.2

Н. В. МАТЮШЕНКО, А. В. ФЕДЧЕНКО, В. А. БЕРЕЖНОЙ**ПОДРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА ДЛЗ**

У статті розроблена методика визначення наявності інтерференції для циліндричних передач Новикова з двома лініями зацеплення. Базується вона на знаходженні інтерферуємої 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.

Ключові слова: циліндрична передача, передача Новикова, дві лінії зацеплення, вихідний контур фрези, інтерференція, циклічний аксоїд, метод обкатки, зв'язані поверхні.

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 активных профилей зуба колеса и шестерни определяет необходимые и достаточные условия наличия интерференции в передаче.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, передача Новикова, две линии зацепления, исходный контур фрезы, интерференция, циклический аксоид, метод обкатки, сопряженные поверхности.

In industry often have to watch for binding surfaces of the teeth especially when small numbers of recent and high angles of inclination of the tooth line. The problem of interference studies is very complicated from the mathematical point of view. 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.

Keywords: spur gear, Novikov gear, two lines of engagement, original contour milling, interference, cyclic aksoid, break-in method, the mating surfaces.

Постановка проблеми. 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, коэффициента перекрытия дозаполненного варианта, не отработана методика проверки на отсутствие интерференции.

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, 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.

Анализ литературы. В работах [1, 2] 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 [3] 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 построением было дано строгое аналитическое описание. В работе [1] 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 [6] 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 [2]. 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. 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 M – точка интерферируемой зоны. Следовательно, M – общая точка двух тел зубьев. Проведем через M плоскость Σ перпендикулярную осям вращения. Пусть Σ_1 и Σ_2 – сечения плоскостью Σ рассматриваемых зуба шестерни и зуба колеса соответственно. Точка M принадлежит пересечению Σ_1 и Σ_2 . Верно и обратное утверждение: если профили Σ_1 и Σ_2 пересекаются, то существует точка M , 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. Т.е. 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 речным инструментом. На рис. 1 показаны независимые процессы нарезания торцовых профилей зуба в момент (рис. 1), когда в станочном зацеплении находятся номинальные точки контакта профиля ножки колеса \bar{N}_{fs1} (W_{fs1} – мгновенный центр относительного движения), и в момент (рис. 2) зацепления точки \bar{N}_{as2} – номинальной точкой контакта профиля головки шестерни (W_{as2} при этом является точкой касания торцовой проекцией начальной прямой ($H\Pi_s$) 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 \bar{N}_{fs1} , W_{as2} – мгновенный центр относительного движения в момент контакта профиля фрезы с \bar{N}_{as2} .

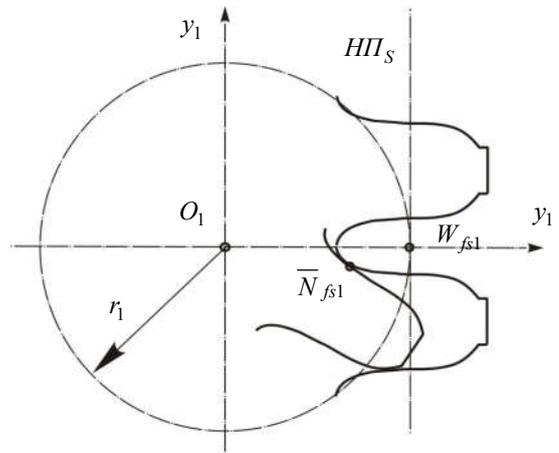


Рис. 1 – Зацепление фрезы и шестерни

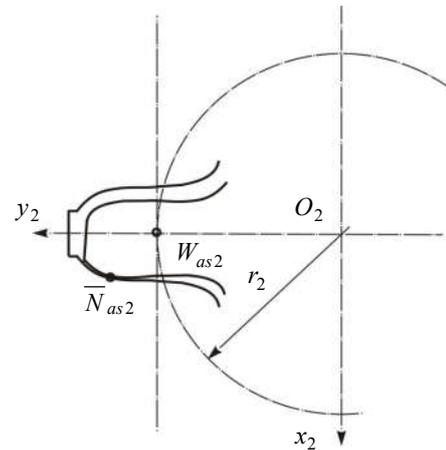


Рис. 2 – Зацепление фрезы и колеса

На рис. 3 показана модель сопряжения торцовых профилей данного зуба колеса и данного зуба шестерни в момент контакта \bar{N}_{fs1} и \bar{N}_{as2} . Как показано ранее [5], угол обката зависит от полярного угла на торцовом аналоге исходного контура (ИК_s). В частности, согласно с

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

где

$$\begin{cases} C = \frac{\rho_a}{\cos \beta} R \cos \alpha_s - r\mu + \frac{l_a}{\cos \beta}; \\ D = \rho_a R \sin \alpha_s \pm x_a + r; \end{cases} \quad (2)$$

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

$$\begin{aligned} \mu^{***} = \mu_{as} = & \pm \frac{x_a}{r \operatorname{tg} \alpha_k} + \\ & + \frac{l_a + \rho_a \sin^2 \beta \cos(\operatorname{arctg}(t g \alpha_k \cos \beta))}{r \cos \beta}; \end{aligned} \quad (4)$$

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

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

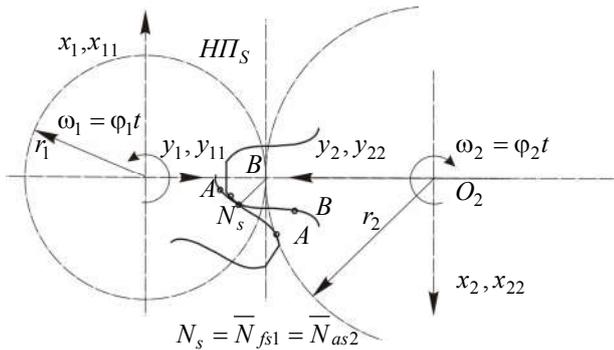


Рис. 3 – Зацепление шестерни и колеса

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

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

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

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

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

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

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:

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

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 шестерни и колеса соответственно. В момент контакта \bar{N}_{fs1} с \bar{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

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{11} \\ y_{11} \end{pmatrix}; \quad (10)$$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{22} \\ y_{22} \end{pmatrix}, \quad (11)$$

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

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

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

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

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, т.к. 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, что

$$\begin{cases} x_{11} = f_{11}(\alpha_s); \\ y_{11} = f_{12}(\alpha_s). \end{cases} \quad (14) \quad \begin{cases} x_{22} = f_{21}(\alpha_s); \\ y_{22} = f_{22}(\alpha_s). \end{cases} \quad (15)$$

Параметрический вид участка AA в с.к. $x_{11}O_1y_{11}$ и соответственно участка BB в с.к. $x_2O_2y_2$.

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

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

Или, для краткости,

$$\begin{cases} x_{11} = \bar{f}_{21}(\alpha_s); \\ y_{11} = \bar{f}_{22}(\alpha_s). \end{cases} \quad (16)$$

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 φ_1^k первого колеса, когда AA и BB пересекаются, то часть BB будет находиться "ниже", чем соответствующее по равным аргументам подмножество точек множества AA (рис. 4).

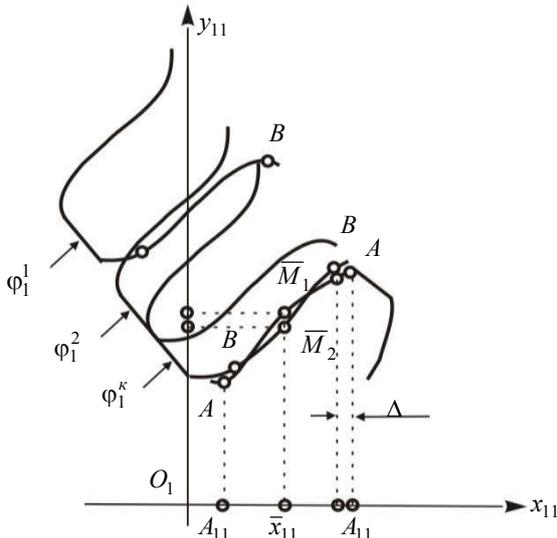


Рис. 4 – Геометрическая интерпретация метода обкатки

Например, точки \bar{M}_2 и \bar{M}_1 имеют одинаковый аргумент \bar{x}_{11} , но ордината \bar{M}_2 меньше, чем у \bar{M}_1 , т.е. \bar{M}_2 находится "ниже" \bar{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 :

$$x_{11}^i = x_{11}^0 + \Delta_i, \quad (17)$$

где

$$i = 0, \dots, \left\lfloor \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right\rfloor, \quad (18)$$

$$\left\lfloor \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right\rfloor - \text{целая часть числа } \left| \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right|.$$

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

$$y_{11}^i (\text{на AA}) = f_{12}(f_{11}^{-1}(x_{11}^i)); \quad (19)$$

$$\alpha_s^i = f_{12}(f_{11}^{-1}(x_{11}^i)). \quad (20)$$

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:

$$\varphi_1^j = \varphi_1^0 + \delta_j, \quad (21)$$

где $\varphi_1^0 = -\pi/2$;

δ – угол поворота (в радианах);

$j = 0, 1, 2, 3, \dots, n$ (n определяется согласно условию

$$\varphi_1^n = \pi/z).$$

Диапазон изменения угла поворота $\varphi_1 \in [-\pi/2; \pi/2]$ 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)

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

$$\alpha_s^i = f_{22}(f_{21}^{-1}(x_{11}^i)), \quad (23)$$

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:

$$y_{11}^i (\text{на BB}) < y_{11}^i (\text{на AA}), \quad (24)$$

где i – определяется по (18).

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. Ерихов М. Л. Интерференция (подрезание) в передачах, образованных по методу огибания с двумя параметрами. / Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1966. – № 7. – С. 5–9.
2. Краснощекоев Н. Н. Теория зацепления Новикова / Н. Н. Краснощекоев, Р. В. Федякин, В. А. Чесноков. – Москва: Наука, 1976. – 173 с.
3. Матюшенко Н. В. Арочные зубья с циклоидальной продольной формой. / Н. В. Матюшенко, В. А. Бережной, А. В. Федченко / Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2013. – № 40. – С. 75–79.
4. Малый Д. В. Численный синтез рационального исходного контура для передач Новикова с арочными зубьями. Сравнительный анализ / Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2003. – № 8 (66). – С. 105–109.
5. ГОСТ 15023-76. Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур. – Москва: Изд-во стандартов, 1978. – 3 с.

References (transliterated)

1. Erihov M. L. Interferencija (podrezanie) v peredachah, obrazovannyh po metodu ogibanija s dvumja parametrami. / Izvestija VUZov. Mashinostroenie. – 1966. – No 7. – P. 5–9.
2. Krasnoshehekov N.N. Teorija zacepljenija Novikova / N.N. Krasnoshehekov, R.V.Fedjakin, V.A.Chesnokov / Moskva: Nauka. – 1976. – 173 p.
3. Matjushenko N.V. Arochnye zub'ja s cikloidal'noj prodo'l'noj formoj. / N.V. Matjushenko, V.A. Berezhnoj, A.V. Fedchenko / Vestnik NTU "KhPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyp. "Problemy mehanicheskogo privoda". – Kharkov, 2013. – No 40. – P. 75–79.

4. *Malyj D.V.* Chislennyj sintez racional'nogo ishodnogo kontura dlja peredach Novikova s arochnymi zub'jami. Sravnitel'nyj analiz / Visnik SNU im. V. Dalja. – Lugans'k, 2003. – No 8 (66). – P. 105–109.
5. GOST 15023-76. Peredachi Novikova cilindricheskie s dvumja linijami zacepljenja. Ishodnyj kontur. / Moscow : Izd-vo standartov, 1978. – 3 p.

Поступила (received) 12.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Підрізання зубців в циліндричних передачах Новікова ДЛЗ / М. В. Матюшенко, Г. В. Федченко, В. О. Бережний // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 104–108. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Подрезание зубьев в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ / Н. В. Матюшенко, А. В. Федченко, В. А. Бережной // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 104–108. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Cropping teeth in cylindrical gears Novikov DLA / N. V. Matyushenko, A. V. Fedchenko, V. A. Berezhniy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 104–108. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Матюшенко Микола Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки; тел.: (066) 791-37-28; e-mail: priada@mail.ru.

Матюшенко Николлай Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (066) 791-37-28; e-mail: priada@mail.ru.

Matyushenko Nikolai Vasilevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information technologies design; tel.: (066) 791-37-28; e-mail: priada@mail.ru.

Федченко Ганна Валеріївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки ; тел.: (050) 582-32-33; e-mail: anna-fedchenko@ukr.net.

Федченко Анна Валерьевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (050) 582-32-33; e-mail: anna-fedchenko@ukr.net.

Fedchenko Hanna Valeriievna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information technologies design; tel.: (050) 582-32-33; e-mail: anna-fedchenko@ukr.net.

Бережний Віталій Олександрович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки ; тел.: (097) 156-55-13; e-mail: vetal105@mail.ru.

Бережной Виталий Александрович – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (097) 156-55-13; e-mail: vetal105@mail.ru.

Berezhniy Vitaliy Aleksandrovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Information technologies design; tel.: (097) 156-55-13; e-mail: vetal105@mail.ru.

УДК 621.825.5/.7

В. А. НАСТАСЕНКО

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ СИНТЕЗА СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСНО-ОРИЕНТИРОВАННОЙ РАЗРАБОТКИ И ПРОИЗВОДСТВА ПРОДУКЦИИ (КОРПП)

Робота відноситься до сфери проектування, виробництва та експлуатації продукції, зокрема – до розробки системних методів вирішення даних проблем. Проведено аналіз вихідних положень для вирішення даних проблем, який показав, що головним фактором є рівень потреби в новій продукції, створення якої може бути забезпечене при належному рівні розвитку економіки, науки, техніки і промислового виробництва. Крім того, поява нових запитів веде до виникнення проблеми, при вирішенні якої проявляється фактор часу для створення нових технологій і випуску нової продукції, а вона, в свою чергу, формує нові запити на більш високому рівні. Системна розробка нової продукції вимагає врахування усіх сфер її застосування або впливу, включаючи навколишнє середовище, соціально-економічну сферу та інші, в т.ч. – ноосферу, як елемент розвитку суспільства. Комплексний підхід при розробці і виробництві продукції повинен охоплювати всі етапи її життєвого циклу, включаючи експлуатацію, ремонт і утилізацію. Розроблені структурні системи взаємозв'язків і алгоритми, які полегшують комплексне вирішення вказаних проблем.

Ключові слова: системи розробки, виробництва, експлуатації, ремонту та утилізації продукції.

© В. А. Настасенко, 2016