

загальному випадку має бути функцією двох дуг  $S_\alpha$  і  $S_\lambda$ . Тоді абсолютний радіус-вектор  $\vec{r}_\lambda^*$  точки М\* буде

$$\vec{r}_\lambda^* = \vec{r}_\lambda(S_\lambda) + \vec{\rho}_\alpha(S_\lambda, S_\alpha). \quad (1)$$

При русі уздовж  $\Gamma_\lambda$  крива  $\Gamma_\alpha$  може обернутися і деформуватися в просторі  $Q_\lambda^o$ . Інакше кажучи, якщо визначити рух точки М в часі  $S_\lambda = S_\lambda(t)$  і розглядати одну і ту ж точку М\* лінії  $\Gamma_\alpha$ , то для неї буде

$$\vec{V}_{\lambda^*} = \vec{V}_\lambda + (\vec{\omega}_{\alpha\lambda} + \vec{s}_\lambda^o \frac{dS_\lambda}{dt}) \times \vec{\rho}_\alpha + \frac{\partial \vec{\rho}_\alpha}{\partial \varepsilon_\alpha} \varepsilon_\alpha,$$

де  $\vec{V}_\lambda = \frac{d\vec{r}_\lambda^*}{dt} = \vec{r}_{\lambda^*} \frac{dS_\lambda}{dt}$  – швидкість руху точки М\* ( $S_\alpha = \text{const}$ );  $\vec{\omega}_{\alpha\lambda}$  – кутова швидкість обертання кривої  $\Gamma_\alpha$  відносно  $Q_\lambda^o$ ;  $\varepsilon_\alpha$  – параметр, що враховує деформацію кривої  $\Gamma_\alpha$ .

Криву  $\Gamma_\alpha$  можна вибрати так, що одночасно виконуватимуться дві рівності:

$$\vec{\omega}_{\alpha\lambda} = 0; \quad \varepsilon_\alpha = 0,$$

тобто крива  $\Gamma_\alpha$  залишається нерухомою в просторі  $Q_\lambda^o$ .

Рівняння (1) задає деяку поверхню  $\Pi_\alpha$ , яку можна представити набором кривих  $\Gamma_\alpha$ , що рухаються, якщо зробити заміну  $S_\lambda(t)$ :

$$\vec{r}_\lambda^* = \vec{r}_\lambda(t) + \rho_\alpha(S_\alpha, t).$$

Розглянемо систему просторів  $Q_p$  та  $Q_A$ , останнє з яких обертається відносно першого з кутовою швидкістю  $\vec{\omega}_a$ . Повідомимо системі кутову швидкість  $-\vec{\omega}_a$ . Простір  $Q_A$  виявиться нерухомим, а простір  $Q_p$  – що обертається з кутовою швидкістю  $-\vec{\omega}_a$ . Відмітимо в  $Q_A$  слід лінії  $\Gamma_\alpha$  при її русі уподовж  $\Gamma_\lambda$  і одночасному обертанні разом із  $Q_p$  з кутовою швидкістю  $-\vec{\omega}_a$ . В результаті такого складного руху у  $Q_A$  визначиться набір кривих  $\Gamma_\alpha$  у вигляді поверхні  $\Pi_a$ . Ця поверхня є узагальненою розгорткою поверхні  $\Pi_a$  – поверхні зуба колеса А. Поверхні  $\Pi_\alpha$  та  $\Pi_a$  взаємні, тобто якщо одна з поверхонь є розгорткою іншої при прямому русі  $Q_p$  та  $Q_A$ , то при зворотному русі поверхні міняються ролями. Тому поверхню  $\Pi_a$  будемо називати поверхнею зуба колеса А; поверхню  $\Pi_\alpha$  – розгорткою поверхні  $\Pi_a$ .

Аналогічно міркуючи, отримуємо радіус-вектор поверхні  $\Pi_\beta$ , що являється узагальненою розгорткою поверхні  $\Pi_\beta$  зуба колеса В. У працюючій передачі існують такі області, в яких пара поверхонь зубів різних коліс мають одну (для передач ОЛЗ) і дві (для передач ДЛЗ) точки контакту. Більше того, контакт між цими поверхнями має бути безперервним, інакше положення веденого колеса виявляється невизначеним. У такому разі ми можемо в полюсному просторі відмітити слід точки контакту поверхонь. В результаті отримаємо лінію зачеплення – нульову, що направляє  $\Gamma_\lambda$ .

**Висновки.** Методом допоміжних поверхонь, виділених в полюсному просторі, за допомогою перетворення у вигляді узагальненої розгортки, утворені поверхні зубів обох коліс. Такого типу складання, стосовно циліндричних передач Новікова ДЛЗ, дають можливість отримати такі локально-диференціальні характеристики передачі, як співвідношення деривативів, які є теоретичною базою для гідродинаміки мастила передачі.

**Список літератури:** 1. Гессен Б.А. Аналитический метод исследования пространственных зацеплений // Труды семинара по теории машин и механизмов. – Вып.19, АН СССР. – 1949. 2. Залгаллер В.А. Теория огибающих. – М.: Наука, 1975. – 102с. 3. Короткин В.И., Дорожжкін В.Н. О некоторых геометрических особенностях зубчатых передач зацеплением Новикова // Проблемы качества и эффективности технологии изготовления зубчатых передач: Тез. докл. конф. – Омск: ОПИ, 1979. – С.50-53. 4 Фавар Ж. Курс локальной дифференциальной геометрии. Пер. с англ. – М.: Изд-во иностр. лит-ры., 1963. – 123с.

Надійшла до редколегії 31.05.11

УДК 621.833

**А.А. МУХОВАТЫЙ**, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

### МЕТОД СИНТЕЗА ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В работе разработан метод синтеза зубчатых передач с использованием значения параметра, оказывающего основное влияние на величину критериев работоспособности зацепления. Синтезирован исходный контур, обеспечивающий улучшение критериев работоспособности зубчатых передач.

У роботі розроблено метод синтезу зубчастих передач із використанням значення параметра, що робить основний вплив на величину критеріїв працездатності зачеплення. Синтезовано вихідний контур, що забезпечує поліпшення критеріїв працездатності зубчастих передач.

In operation the method of synthesis of gears with use of the parameter value, making the basic impact on magnitude of criteria of working capacity of linkage is developed. The initial head loop ensuring improvement of criteria of working capacity of gears is synthesized.

**Постановка задачи.** Создание высоконагруженных передач зацеплением связано с нахождением геометрии рабочих поверхностей, обеспечивающей высокие значения критериев работоспособности [1...7]. В данном направлении проведены и проводятся широкие исследования с использованием различных способов отыскания рациональной геометрии зубьев [1, 2, 4-7]. Значительное количество работ посвящено синтезу рациональной геометрии зубьев по заданным значениям геометро-кинематических и комплексных критериев работоспособности [1-3]. Другим направлением создания зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью является синтез геометрии зубьев зубчатых передач по заданной линии зацепления [6, 7]. В данном случае необходимы дополнительные исследования по определению рациональной геометрии линии зацепления для обеспечения высоких значений критериев работоспособности. Следует заметить, что создание высоконагруженных передач можно обеспечить применением способа основанного на решении дифференциального уравнения, полученного на основе геометрических исследований условий сопряженности рабочих поверхностей [7]. Однако и этот метод не приводит без дополнительных исследований к получению рациональных параметров поверхностей зубьев, обеспечивающих высокие значения критериев работоспособности.

Исходя из сказанного, для нахождения рациональной геометрии рабочих поверхностей зубьев необходимо использовать значение такого параметра при синтезе, который влияет на все геометро-кинематические и комплексные критерии работоспособности и позволит синтезировать высоконагруженные передачи без дополнительных исследований.

**Цель статьи.** Разработать метод синтеза высоконагруженных зубчатых передач с использованием значения критерия, оказывающего основное влияние на величину критериев работоспособности зацепления.

**1. Геометро-кинематические критерии.** Согласно [1, 2, 8] геометро-кинематические критерии прямозубых цилиндрических зубчатых передач имеют значения:

- относительная скорость (при угловой скорости шестерни  $\omega_1 = 1 c^{-1}$ )

$$V^{12} = f_1 \frac{(u+1)}{u} \sqrt{\left(\frac{1}{f_2'}\right)^2 + 1}; \quad (1)$$

- скорость точек контакта поверхности зуба шестерни в направлении, перпендикулярном линии контакта (при  $\omega_1 = 1 c^{-1}$ )

$$V = \frac{n}{\Omega_2'} \left( R_1 + \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2' \right); \quad (2)$$

- скорость точек контакта поверхностей зуба колеса в направлении, перпендикулярном линии контакта (при  $\omega_1 = 1 c^{-1}$ )

$$V_2 = \frac{n}{u \Omega_2'} \left( R_2 - \frac{f}{f_2'} \cdot \Omega_2' \right); \quad (3)$$

- суммарная скорость точек контакта (при  $\omega_1 = 1 c^{-1}$ )

$$V_{\Sigma} = \frac{n}{\Omega_2'} \left\{ 2R_1 + \frac{f_1}{f_2'} \cdot \Omega_2' \cdot \left( 1 - \frac{1}{u} \right) \right\}; \quad (4)$$

- приведенная кривизна рабочих поверхностей зубьев

$$x = \frac{(R_1 + R_2) f_2' (\Omega_2')^2}{\tau_1 \cdot \tau_2 \cdot n^3}; \quad (5)$$

- удельные скольжения

$$\eta_1 = \pm \frac{u+1}{u} \cdot \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2' \left( R_i \pm \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2' \right)}. \quad (6)$$

В равенствах (1)...(6) введены обозначения:

$f_1, f_2$  – функции, определяющие геометрию исходного контура зубьев зацепляющихся колес;  $f_2'$  – первая производная функции  $f_2$  по  $f_1$ ;  $u$  – передаточное число передачи;  $R_1, R_2$  – радиусы начальных окружностей шестерни и колеса;  $n = \sqrt{1 + (f_2')^2}$  – модуль нормали к профилю исходного контура;  $\Omega_2'$  – производная функции  $\Omega_2$  по  $f_1$ , равная

$$\Omega_2' = \frac{f_2' - f_1 f_2''}{(f_2')^2} + f_2'; \quad (7)$$

$$\tau_i = R_i \pm \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2'; \quad (8)$$

$f_2''$  – вторая производная функции  $f_2$  по  $f_1$ .

В (6) и (8) верхний знак и  $i = 1$  – для зубьев шестерни (ведущего колеса), нижний знак и  $i = 2$  – для зубьев колеса (ведомого колеса).

**2. Комплексные критерии работоспособности.** При больших значениях  $R_1$  и  $R_2$ , когда величина

$$1 \pm \frac{f_1}{f_2 R_i} \Omega_2' \approx 1, \quad (8')$$

комплексные критерии работоспособности прямозубых передач [1] будут равны (с использованием (1)...(8))

- критерий контактной прочности (по Герцу)

$$\theta = x_0 \frac{n^2}{f_2' (\Omega_2')^2}; \quad (9)$$

- критерий износа [9] (по Крагельскому И.В.)

$$h_u = \Omega_u x_0^{0,5} f_1' \left( \frac{f_2'}{n^3} \right)^{0,5} \Omega_2'; \quad (10)$$

- критерий толщины масляного слоя между рабочими поверхностями зубьев [10] (по Кодниру Д.С.)

$$h_{mc} = \Omega_{mc} \frac{(2R_1)^{0,75}}{x_0^{0,4}} \cdot \frac{n^{1,95}}{(\Omega_2')^{1,55} (f_2')^{0,4}}; \quad (11)$$

- температурный критерий (по Блоку) [9] (без учета равенства (8'))

$$K_3 = \Omega_3 f' \left\{ \sqrt{\frac{n}{\Omega_2'} \left( R_1 + \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2' \right)} - \sqrt{\frac{n}{\Omega_2' u} \left( R_2 - \frac{f_1}{f_2'} \Omega_2' \right)} \right\} \cdot \frac{x_0^{0,75} (f_2')^{0,25} (\Omega_2')^{0,5}}{n^{0,75}}; \quad (12)$$

- критерий потерь в зацеплении на мгновенной контактной линии

$$\Delta P = \Omega_p f_1' \sqrt{\left( \frac{1}{f_2'} \right)^2 + 1}; \quad (13)$$

- критерий удельной работы сил трения для мгновенной контактной линии [11] (по Кудрявцеву В.Н.)

$$A_{mp} = \Omega_a f' \cdot \frac{f_1 \Omega_2'}{f_2' R_i}. \quad (14)$$

Дополнительно к приведенным выше в (9)...(14) введены обозначения:

$x_0 = (R_1 + R_2)/R_1 R_2$ ;  $\Omega_u, \Omega_{mc}, \Omega_3, \Omega_3', \Omega_a$  – величины, не зависящие от геометрии исходного контура (от функций  $f_1$  и  $f_2$  и их производных);  $f$  – коэффициент трения скольжения равный [9]

$$f = \frac{0,09 q_n^{0,1} \left( 10 - \lg \frac{HB \cdot R_a x}{E_{np}} \right) \cdot x^{0,25}}{\nu^{0,07} V_{\Sigma}^{0,1} (V^{12})^{0,75}}, \quad (15)$$

где  $q_n$  – нагрузка на единицу длины контактной линии;  $HB$  – твердость наименее твердого и контактирующих зубьев;  $R_a$  – шероховатость более твердого из контактирующих зубьев;  $E_{np}$  – приведенный модуль упругости материалов зацепляющихся колес;  $x$  – приведенная кривизна контактирующих поверхностей;  $\nu$  – вязкость масла.

Анализ показывает, что при одинаковых значениях  $f_1$ , такие величины как  $f_2', n, V^{12}$  слабо влияют на значения геометро-кинематических и комплексных критериев работоспособности. Основное влияние на эти значения и коэффициент трения скольжения оказывает критерий  $\Omega_2'$ , определяемый равенством (7). Поэтому синтез геометрии исходного контура высоконагруженных передач следует производить по заданному значению  $\Omega_2'$  меньшему (поскольку его уменьшение улучшает критерии работоспособности передачи) его значения для прямого исходного контура (эвольвентное зацепление), для которого  $\Omega_2' \approx 3$ . Следовательно, пределы изменения  $\Omega_2'$  имеют значения  $0 < \Omega_2' < 3$ . При этом следует учитывать, что коэффициент перекрытия в зацеплении должен быть, по крайней мере, больше единицы ( $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ ) и толщина вершин зубьев колес  $S'_\alpha \geq 0,25m$  ( $m$  – модуль зацепления) [11]. Кроме того, должно отсутствовать подрезание зубьев.

**3. Метод синтеза.** На рисунке 1 изображена схема исходного контура. Ось переменной  $f_1$  – направлена перпендикулярно *НП*, а ось функции  $f_2(f_1)$  – по начальной прямой. Пусть при  $f_1 = f_{10}$  функция  $f_2 = 0$ , а значение первой производной в точке  $f_{10}$  равно  $f_2' = f_{20}' = \text{tg} \alpha_0$ , где  $\alpha_0$  – профильный угол инструмента при  $f_1 = f_{10}$  (рисунок 1). Можно задать значение  $\Omega_2'$  в виде функции  $K(f_1)$  в зависимости от  $f_1$ . Наиболее простым получается решение, когда  $K(f_1) = k = \text{const}$ . В этом случае имеем

$$\Omega_2' = k = \text{const}. \quad (16)$$

Интегрируя (16) получаем дифференциальное уравнение

$$\Omega_2 = kf_1 + c, \quad (17)$$

где  $c$  – произвольная постоянная.

Учитывая, что функция  $\Omega_2$  равна [1],

$$\Omega_2 = \frac{f_1}{f_2} + f_2, \quad (18)$$

имеем дифференциальное уравнение

$$f_1 = (kf_1 + c - f_2)f_2'. \quad (19)$$

Поскольку при  $f_1 = f_{10}$   $f_2 = 0$ , а  $f_2' = f_{20}' = \text{tg} \alpha_0$  из (19) определяем

$$c = f_{10}(\text{ctg} \alpha_0 - k). \quad (20)$$

Решение уравнения (19) представлено в виде

$$f_2 = \sum_{r=1}^i \frac{f_{20}^{(r)}}{r!} (f_1 - f_{10})^r, \quad (21)$$

где  $f_{20}^{(r)}$  – производная порядка  $r$  функции  $f_2$  при  $f_1 = f_{10}$ . Их значения находим последовательным дифференцированием (19) при  $f_1 = f_{10}$ . При заданном " $k$ " получаем значения шести первых производных

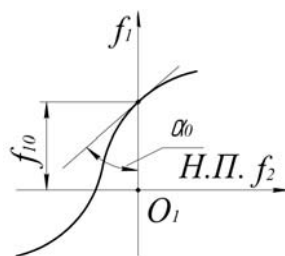


Рисунок 1 – Схема исходного контура (*НП* – начальная прямая)

$$\begin{aligned} f_{20}' &= a_1 = \text{tg} \alpha_0; & f_{20}'' &= a_2 = \frac{[1 + (a_1 - k)a_1]a_1}{f_{10}}; \\ f_{20}''' &= a_3 = \frac{[a_2 \cdot a_1 + 2(a_1 - k)a_2]a_1}{f_{10}}; & f_{20}^{IV} &= a_4 = \frac{[a_3 \cdot a_1 + 3(a_2)^2 + 3(a_1 - k)a_3]a_1}{f_{10}}; \\ f_{20}^V &= a_5 = \frac{[a_4 \cdot a_1 + 10a_2a_3 + 4(a_1 - k)a_4]a_1}{f_{10}}; & f_{20}^{VI} &= a_6 = \frac{[a_5 \cdot a_1 + 15a_2a_4 + 10(a_3)^2 + 5(a_1 - k)a_5]a_1}{f_{10}}. \end{aligned} \quad (22)$$

Для увеличения точности решения можно увеличить число членов ряда (21).

В качестве примера рассмотрим случай, когда синтез исходного контура производится при следующих данных:  $k = 2$ ;  $\text{tg} \alpha_0 = 0,5$ ;  $f_{10} = 0,5$  (рисунок 1). С использованием (22) получаем коэффициенты ряда (21):  $a_1 = 0,5$ ;  $a_2 = 0,25$ ;  $a_3 = -0,625$ ;  $a_4 = 2,6875$ ;  $a_5 = -16,3437$ ;  $a_6 = 128,3906$ . Основные параметры исходного контура представлены на рисунке 2.

Уравнение кривой *AB* исходного контура (рисунок 2) имеет вид

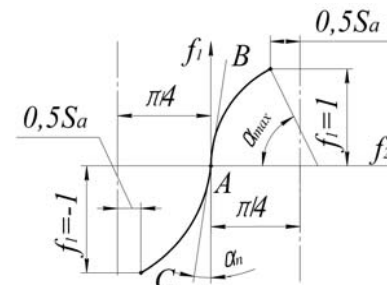


Рисунок 2 – Параметры исходного контура ( $\alpha_n = 9,34^\circ$ ;  $\alpha_{\text{max}} = 30,7^\circ$ ;  $0,5S_a = 0,312$ )

$$f_2 = \sum_{r=1}^6 \frac{a_r}{r!} (f_1 - f_{10})^r + 0,1988. \quad (23)$$

Для кривой *AC* значения  $f_2$  из (23) следует принимать с отрицательным знаком.

Данный исходный контур обеспечивает коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\alpha > 1,2$  для распространенных чисел зубьев шестерни и колеса.

При этом подрезание зубьев отсутствует при числе зубьев шестерни больше семи. В сравнении с эвольвентными передачами (при угле зацепления  $20^\circ$ ) синтезированный исходный контур обеспечивает в среднем (исключая полюс зацепления): увеличение критерия контактной прочности в два раза, увеличение толщины масляной пленки в 1,87 раза, уменьшение износа зубьев в 1,9 раза, уменьшения критерия заедания в 1,55 раза, уменьшение потерь в зацеплении в 1,27 раза, уменьшение удельной работы сил трения в 1,9 раза.

### Выводы:

1. Разработан новый метод синтеза высоконагруженных зубчатых передач с использованием параметра, оказывающего основное влияние на их критерии работоспособности.

2. Синтезировав исходный контур, обеспечивающий улучшение критериев работоспособности зубчатых передач в 1,27...2 раза по всему полю зацепления (исключая околополюсную зону зацепления).

**Список литературы:** 1. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганськ. Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 2. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревякина О.А. Цилиндрические передачи с арокными зубьями. – Луганськ. Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2004. – 336с. 3. Ленский М.Ф. Синтез плоских зубчатых механизмов по некоторым качественным показателям // Зубчатые и червячные передачи. – М.: Изд. Машиностроение. 1968. – С. 35-46. 4. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхондной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. НИИ Информтяжмаш. – 18–67–106, 1967. – С.1-8. 5. Носко П.Л., Шишов В.П., Ткач П.М., Мухоматов О.А. Основы синтеза вихідного контуру циліндричних зубчастих передач із зменшенням питомої роботи сил тертя в зацепленні // Вісник національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.128-133. 6. Tokoly P., Bosancky M., Vanya A. The effect of gear geometry on the thickness of tooth face hardened eayer // Вісник національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.10-19. 7. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 8. Шишов В.П., Панкратов Д.А., Мухоматов А.А. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением // Вісник національного технічного університету "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2001. – №12. – С.27-33. 9. Трение, изнашивание, смазка. Справочник в 2-х кн. // Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алипина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн.1 – 400с., 1979. – Кн.2 – 338с. 10. Кодниц Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 304с. 11. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464с.

*Поступила в редколлегию 05.05.11*

УДК 621.9:621.833

**Е.В. НАДЄЇНА**, здобувач, КІК, м. Кіровоград

## **МЕТОДИКА НАСТРОЮВАННЯ ВЕРСТАТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ДЛЯ НАРІЗУВАННЯ ПЛОСКИХ КОЛІС НАБЛИЖЕНИХ СПІРОЇДНИХ ПЕРЕДАЧ**

Експериментальні дослідження наближених циліндричних спіроїдних передач показали, що такі передачі мають достатньо високі технічні характеристики, в результаті чого вони можуть мати широке застосування у промисловості. У статті викладена методика налаштування верстатів для нарізування коліс таких передач методом копіювання різцевими головками з нахиленими різцями.

Експериментальные исследования приближенных цилиндрических спироидных передач показали, что такие передачи имеют достаточно высокие технические характеристики, в результате чего они могут иметь широкое применение в промышленности. В статье изложена методика настройки станков для нарезания колес таких передач методом копирования резцовыми головками с наклонными резцами.

Experimental studies of the approximate cylindrical spiroid gears have shown that such programs have a fairly high technical characteristics, which they can be widely used in industry. The paper setting out the methodology of machine tools for cutting wheels of such transfers by copying the cutting head with inclined incisors.

Взаємне розташування у верстатному зачепленні різцевих головок і оброблюваного плоского колеса наближеної спіроїдної передачі є дуже важливим елементом процесу формоутворення зубів.

Це пояснюється наступним. Відповідно до результатів дослідження [1], від точності настроювання розмірів В і Г положення точки ділильного кола плоского колеса, в якій задано кут  $\beta$  нахилу його зуба, залежить положення площадки контакту поверхонь витків черв'яка і зубів спіроїдного колеса передачі.

Збільшення вертикальної В і зменшення горизонтальної Г координат одночасно або окремо приводить до збільшення кута нахилу лінії зуба спіроїдного колеса і зміщення площадки контакту. Протилежні зміни координат В і Г призводить до зміщення площадки контакту в іншу сторону. Великі зміщення можуть бути причиною несприятливих умов працездатності передачі. Від точності настроювання кута нахилу осі різцевої головки  $\delta$  залежить положення центра площадки контакту активних поверхонь ланок передачі. Це пояснюється тим, що похибка настроювання кута  $\delta$  збільшує або зменшує кут профілю зуба спіроїдного колеса (якщо вважати, що похибки виготовлення різцевих головок відсутні) і точка дотику активних поверхонь ланок передачі буде зміщатися або до вершини зуба, або до його основи. Такі зміщення центру миттєвої площадки контакту призводить до концентрації навантаження на зуб через зменшення площі миттєвої площадки контакту.

До цього треба додати, що різцеві головки також мають похибки становлення, які негативно впливатимуть на якість зачеплення.

Виходячи із сказаного, оснащення для настроювання верстатного зачеплення, яке реалізується на універсальному вертикально-фрезерному верстаті, повинно забезпечити таку ж точність його параметрів, яка регламентована на верстатах для обробки конічних коліс нормальної точності. На верстатах фірми Гліссон і Саратовського заводу зуборізних верстатів для обробки конічних коліс з діаметром до 400мм точність налагоджуваних параметрів не перевищує ціни поділки відповідного лімбу і складає в середньому 0,02мм.

Враховуючи те, що на зуборізних верстатах для обробки конічних коліс з криволінійними зуб'ями не можна реалізувати верстатне зачеплення для нарізування плоских коліс наближених спіроїдних передач, **актуальною** є необхідність створення методики настроювання верстата для реалізації вказаного в [1] верстатного зачеплення, так як такі передачі можуть мати високу працездатність.

Задача, яка вирішується в даній статті, спрямована на створення пристрою для настоювання верстата і послідовності дій при настроюванні, причому оснащення для налагоджування верстатного зачеплення треба проектувати так, щоб похибки настоюваних величин не перевищували 0,02мм для лінійних і 5' для кутових розмірів.

Методика настроювання розроблена для вертикально-фрезерного верс-