

передаточное отношение механизма в районе правой ветви графиков. При этом указанное время при обеспечении КПД близкого к 0,9 будет ниже, чем при КПД равном 0,7 и передаточном отношении, обеспечивающим наибольшее быстродействие.

Таблица – Изменение времени прохождения рабочего хода

передаточное отношение	время при КПД 0,7, с	время при КПД 0,8, с	время при КПД 0,9, с
2	1,5	1,39	1,16
2,5	1,35	1,13	0,99
3	1,18	1,03	0,93
3,5	1,12	1	0,92
4	1,1	1	0,93
4,5	1,1	1,01	0,95
5	1,12	1,04	0,97
5,5	1,15	1,07	1,01
6	1,18	1,1	1,05
6,5	1,21	1,14	1,09
7	1,25	1,18	1,13
7,5	1,29	1,22	1,17
8	1,34	1,27	1,22
8,5	1,38	1,31	1,26
9	1,43	1,36	1,31

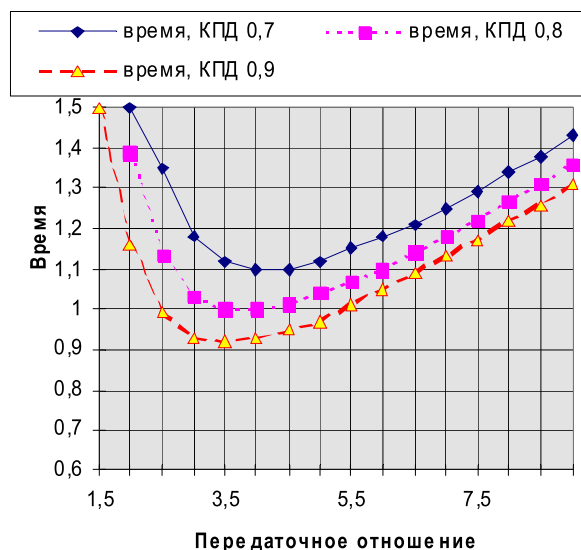


Рисунок – Время прохождения рабочего хода механизма в зависимости от передаточного отношения

Следовательно, при выработке рекомендаций по обеспечению быстродействия, предпочтительным может оказаться не конструирование и изготовление нового редуктора, а комплекс мер по обеспечению нормальных условий работы для механизма (по повышению КПД – установка пылезащитных кожухов). В пользу такой рекомендации может быть указано увеличение срока службы отдельных узлов механизма и повышение надежности работы.

### Выводы.

1. Формальный подход к улучшению или поиску оптимальных параметров механизма может привести к ситуации, когда в формализуемые параметры не входят конструктивные особенности. Это не дает возможности в значительной мере перебрать или ознакомиться с полным спектром влияющих факторов.
2. Во избежание указанной проблемы может быть рекомендовано использование не только графического отображения полученных результатов множественных расчетов, но и сквозное твердотельное параметрическое моделирование с использованием современных программных продуктов.

**Список литературы:** 1. Медведев Н.Г., Абляскин О.И., Сериков В.И. Повышение быстродействия механизмов для перемещения стандартных грузов // Материалы междунар. науч.-техн. конф. "MicroCAD'97". 12-14 мая 1997г. – Харьков: ХГПУ, 1996. – Ч.3. – С.344. 2. Степанов Н.В., Голованов А.А. Проектирование в Pro/ENGINEER 2001 / Под общ. ред. Д.Г. Красковского. – М.: КомпьютерПресс, 2002. – 320с. 3. Потемкин А. Трехмерное твердотельное моделирование. – М.: КомпьютерПресс, 2002. – 296с.

Поступила в редколлегию 25.05.10

УДК 681. 833

*Ю.А. СКЛЯР*, аспирант каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, г. Луганск

### ГЕОМЕТРОКИНЕМАТИЧЕСКИЕ КРИТЕРИИ ПРЯМОЗУБЫХ КОНХОИДАЛЬНЫХ ПЕРЕДАЧ СО СМЕЩЕНИЕМ ИСХОДНОГО КОНТУРА

Здобуто залежності для визначення геометро-кінематичних критеріїв працездатності циліндричних прямозубих передач із конхoidalною лінією зачеплення та зсувом вихідного контуру.

It is extracted dependences for definition of the geometric and kinematic criteria of work capacity of cylindrical spur transmissions from conchoid by a line of linkage and shift of an initial head loop.

**Постановка проблемы.** Проблема качества продукции была и остается актуальной для всех отраслей. В машиностроении качество продукции во многом определяется надежностью и долговечностью приводов машин. По-

этому задача их усовершенствования на базе многокритериального синтеза машиностроительных конструкций [1] является актуальной.

**Анализ литературы.** Реализация такого синтеза невозможна без функциональной взаимосвязи между геометрическими параметрами передач и геометро-кинематическими критериями работоспособности.

К таким критериям для передач зацеплением относят [2-7]: скорость скольжения, скорость качения сопряженных поверхностей зубьев, суммарную скорость качения рабочих поверхностей, приведенную кривизну рабочих поверхностей, удельные скольжения, коэффициент перекрытия, условия подерзания зубьев. Эти критерии влияют на контактную прочность рабочих поверхностей, изломную прочность и износ зубьев, потери в зацеплении, толщину масляной пленки в зоне контакта, температурный критерий заедания, удельную работу сил трения.

Геометро-кинематические критерии цилиндрических зубчатых передач с криволинейной формой зубьев по длине, спрофилированных в соответствии с исходным контуром инструмента без его смещения, определены в работе [3]. Для передач зацеплением при многопараметрическом и однопараметрическом огибании, для передач на скрещивающихся валах эти критерии исследованы в работах [4-6]. Для прямозубых цилиндрических передач отдельные геометрокинематические критерии представлены в работе [7]. В работе [8] изложены основы оценки нагрузочной способности конхоидальных передач. Геометро-кинематические критерии арочных передач с конхоидальной линией зацепления (конхоидальных передач) исследованы в работе [9].

**Цель статьи.** Получить математическую модель определения геометро-кинематических критериев работоспособности для прямозубых конхоидальных передач.

Профиль исходного контура зубьев конхоидальных передач очерчивается дугами окружностей. В этом случае линией зацепления зацепляющихся колес является конхоида Никомеда [8]. Профиль исходного контура зубьев колес таких передач представлен на рисунке.

В системе координат  $X_p O_p Y_p$  уравнения профилей исходного контура запишем в виде:

– участок  $O_p A$

$$\begin{aligned} x_{p1} = f_1 &= \rho \sin \alpha - a, \\ y_{p1} = f_2 &= b - \rho \cos \alpha; \end{aligned} \quad (1)$$

– участок  $O_p B$

$$\begin{aligned} x_{p1} = f_1 &= -\rho \sin \alpha + a, \\ y_{p1} = f_2 &= -b + \rho \cos \alpha. \end{aligned} \quad (2)$$

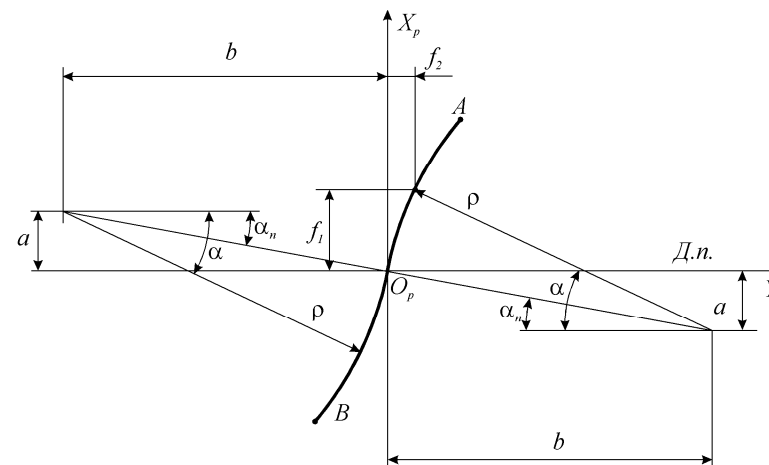


Рисунок – Профиль исходного контура

В этих равенствах введены обозначения:  $\rho$  – радиус профилирующей окружности;  $f_1, f_2$  – координаты профиля исходного контура в системе координат  $X_p O_p Y_p$ ;  $\alpha$  – текущий угол профиля исходного контура;  $a$  и  $b$  – расстояния центров окружностей до осей координат  $X_p O_p Y_p$

Из рисунка следует

$$a = \rho \sin \alpha_n; \quad b = \rho \cos \alpha_n, \quad (3)$$

где  $\alpha_n$  – угол профиля исходного контура на делительной прямой.

Для зубьев колес со смещением исходного контура к значениям функций  $f_1$  из (1)-(2) следует прибавить  $\xi$  – смещение. Если модуль зацепления не равен единице, значения  $x_{p1}, y_{p1}, x_{p2}, y_{p2}$  следует умножить на величину модуля.

Используя результаты работы [9] для прямозубых передач со смещением исходного контура получаем следующие значения геометрокинематических критериев:

– скорость скольжения (при угловой скорости шестерни  $\omega_1$ )

$$V_{ск} = (f_1 + \xi) \frac{(u+1)}{u \sin \alpha} \omega_1, \quad (4)$$

где  $f_1$  имеет значения (1) и (2);

– скорость качения поверхностей зубьев шестерни при  $\omega_1 = 1c^{-1}$

$$V_1 = \frac{\omega_1 \left[ R_1 + \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} \right] \sin^2 \alpha}{\sin \alpha_n}; \quad (5)$$

– скорость качения поверхностей зубьев колеса (при угловой скорости колеса  $\omega_2$ )

$$V_2 = \frac{\omega_2 \left[ R_2 - \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} \right] \sin^2 \alpha}{\sin \alpha_n}; \quad (6)$$

– суммарная скорость качения рабочих поверхностей (при  $\omega_1 = 1c^{-1}$ )

$$V_\Sigma = \frac{\left[ 2R_1 + \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} \left( 1 - \frac{1}{u} \right) \right] \sin^2 \alpha}{\sin \alpha_n}; \quad (7)$$

– приведенная кривизна

$$\chi = \pm \frac{(R_1 + R_2) \left( \frac{\sin \alpha_n}{\sin^2 \alpha} \right)^2 \sin \alpha}{\left[ R_1 + \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} \right] \left[ R_2 - \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} \right]}, \quad (8)$$

где знак плюс – для участка  $O_p A$  профиля исходного контура, знак минус – для  $O_p B$ ;

– удельные скольжения поверхностей зубьев шестерни и колеса

$$\eta_1 = \frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{(f_1 + \xi_1) \sin \alpha_n}{\left[ R_1 + \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} \right] \sin^3 \alpha}; \quad (9)$$

$$\eta_2 = -\frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\left[ R_2 - \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} \right] \sin^3 \alpha}. \quad (10)$$

Из (9) и (10) удельные скольжения принимают бесконечно-большие значения при выполнении равенств

$$R_i \pm \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} = 0. \quad (11)$$

В этом случае приведенные кривизны так же равны бесконечности, а скорости качения равны нулю.

– коэффициент перекрытия (при  $\xi = 0$ )

$$\varepsilon_\alpha = \frac{|a(\operatorname{ctg} \alpha_{12} + \operatorname{ctg} \alpha_{11}) - 2\rho \cos \alpha_n| z_1^*}{2\pi R_1}, \quad (12)$$

где  $\alpha_{11}$ ,  $\alpha_{12}$  – значения профильных углов, соответствующих вершинам зубьев шестерни и колеса [9];

– условие подрезания зубьев

$$R + \frac{(f_1 + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha} = 0, \quad (13)$$

где  $R$  – радиус делительной окружности шестерни.

При заданном максимальном  $f_{1\max}$  и  $\alpha = \alpha_{\max}$  минимальное значение числа зубьев из условия отсутствия подрезания

$$z_{\min} = \frac{2(f_{1\max} + \xi) \sin \alpha_n}{\sin^3 \alpha}. \quad (14)$$

Используя формулы (4)-(13) можно определить геометро-кинематические критерии конхоидальных передач в пределах поля зацепления, а так же минимальное число зубьев шестерни (колеса) из условия их подрезания.

### Выводы.

1. Получены зависимости для определения значений геометро-кинематических критериев по полю зацепления конхоидальных прямозубых цилиндрических передач со смещением исходного контура.

2. Получено условие подрезания зубьев и определено минимальное число зубьев шестерни (колеса) из этого условия с учетом смещения исходного контура.

**Список литературы.** 1. Кіндрацький Б., Сулим І. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів, 2002. – №10(64). – С.26–40. 2. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // *Изв. вузов. Сер. машиностроение*. – 1964. – №10. – С.5–15. 3. Шишов В.П., Панкратов Д.А., Мухоматов А.А. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением // *Вестник НТУ "ХПИ"*. – Харьков: ХПИ, 2001. – №12. – С.33–40. 4. Дусев И.И., Васильев В.М. Аналитическая теория пространственных зацеплений и ее применение к исследованию гипоидных передач. – Новочеркасск, 1968. – 148с. 5. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. – 584с. 6. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск. Вид-во СНУ им. В.Даля, 2006. – 408с. 7. Ленский М.Ф. Синтез плоских зубчатых механизмов по некоторым качественным показателям // *Зубчатые и червячные передачи*. Под ред. проф. Н.И. Колчина. – М.: Изд. "Машиностроение" 1968. – С.35–46. 8. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхоидальной линией зацепления // *Надежность и качество зубчатых передач* // *Ниинформтяжмаш*. – 18-67-106, 1967. – С.1–8. 9. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревакина О.А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Монография. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2004. – 336с.

Поступила в редакцію 11.05.10