

вода порядка  $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$  происходит более заметное увеличение выбега стола. Это явление следует объяснить тем, что при пониженной жесткости происходят значительные упругие деформации в приводе, которые после останова задающего устройства (электродвигателя), частично снимаются, что вызывает дополнительные перемещение стола.

#### Выводы:

1. Выведены формулы аналитического исследования динамики останова привода стола отключением электродвигателя.

2. Функция зависимости выбега стола от скорости его движения  $\Delta l=f(v_c)$  в области небольших скоростей порядка  $0\div 4\text{мм}/\text{с}$  носит линейный характер, а при  $v_c=4,0\text{мм}/\text{с}$  и выше она имеет параболический характер.

3. Заметное увеличение выбега стола при низких скоростях начинаются с  $J_2\geq(0,8\div 1,0)J_1$ , а на высоких скоростях выбега стола резко возрастает уже при  $J_2\geq(0,3\div 0,4)J_1$ .

4. При малой жесткости привода порядка  $C=(10\div 20)\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$  происходит более заметное увеличение выбега стола.

**Список литературы:** 1. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1976. – 383с. 2. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 198с. 3. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машгиз, 1967. – 359с. 4. Пули В.Э. Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз, 1961. – 124с. 5. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Нурлан, 2003. – 622с.

Поступила в редколлегию 03.05.2013

УДК 621.01.833

Исследование динамики остановки электромеханического привода стола отключением электродвигателя / Х.Д. Мустафаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.72-76. – Бібліогр.: 5 назв.

У роботі розглядається динаміка зупинки столу електромеханічного приводу механічної машини.

**Ключові слова:** привід, динаміка, механіка, електромеханіка, машина.

It is compiled dynamic electromechanically transfers of technological machines.

**Keywords:** drive, dynamics, mechanic, electromechanic, machine.

УДК 621.833

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

### ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ СИНТЕЗА ИСХОДНОГО КОНТУРА ЗУБЬЕВ НЕЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЫСОКИМИ ЗНАЧЕНИЯМИ КРИТЕРИЕВ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Предложен новый метод синтеза исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач, дан пример синтеза исходного контура и проведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.

**Ключевые слова:** исходный контур, критерии, зубчатая передача, синтез, анализ.

**Актуальность задачи.** Зубчатые передачи широко распространены в приводах и трансмиссиях современных машин. Поэтому актуальными являются исследования, направленные на создание зубчатых передач с высокой

© О.А. Муховатый, 2013

нагрузочной способностью, которая, при прочих, равных условиях в основном определяется геометрией рабочих поверхностей зубьев, зависящей от геометрических параметров исходного контура, применяемого для профилирования зубьев зацепляющихся колес. Это подтверждает также актуальность разработки методов синтеза исходного контура зубьев зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности, определяющими прочность, износостойкость, энергоёмкость и задиростойкость передач зацеплением.

**Анализ литературы.** Известны исследования по разработке неэвольвентных зубчатых передач с высокими критериями нагрузочной способности [1-7]. Среди таких исследований следует выделить разработки неэвольвентных зубчатых передач на базе исходных контуров синтезируемых по значениям критериев нагрузочной способности этих передач и геометрическим параметрам, характеризующим геометрию исходного контура [1], путем решения дифференциальных уравнений. В связи с этим очень важными являются исследования по созданию новых методов синтеза исходных контуров зубьев передач с высокими критериями нагрузочной способности.

**Цель статьи.** Разработать новый метод синтеза геометрических параметров исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач, обладающих высокими значениями критериев нагрузочной способности, определить параметры исходного контура с использованием данного метода, и произвести сравнительный анализ значений критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.

#### Материалы и результаты исследований.

##### 1. Математическая модель синтеза и синтез исходного контура.

При синтезе исходных контуров по заданным значениям критериев нагрузочной способности установлено, что значения второй производной функции  $f_2(f_1)$ , которая описывает профиль исходного контура в пределах поля зацепления, изменяется, как это представлено на рисунке 1.

Изображенный на рисунке 1 график приближенно является графиком функции

$$(f_2'')^{\lambda_1} f_1 = c, \quad (1)$$

или

$$f_2'' = \frac{c^{\lambda}}{f_1^{\lambda}},$$

где  $\lambda_1$  – показатель степени;  $c$  – постоянная величина.

Поэтому в качестве основы синтеза исходного контура по заданным значениям критериев нагрузочной способности можно принять уравнение (1). Функцию  $f_2$  можно определить, интегрируя (1). В результате интегрирования получаем

$$f_2' = \frac{c^{\lambda}}{1-\lambda} f_1^{1-\lambda} + c_1; \quad f_2 = \frac{c^{\lambda}}{(1-\lambda)(2-\lambda)} f_1^{2-\lambda} + c_1 f_1 + c_2, \quad (2)$$

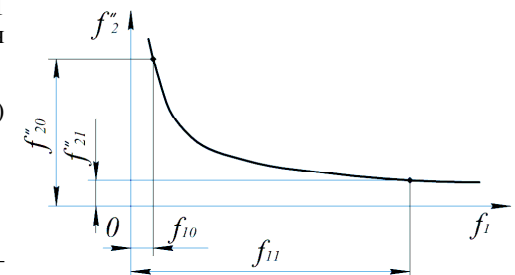


Рисунок 1 – Значения  $f_2''$  второй производной функции  $f_2$  ( $0 < f_1 \leq 1$ )

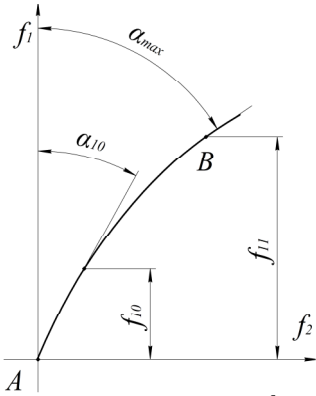


Рисунок 2 – Профиль  $f_2$  исходного контура

можно принимать в пределах  $f_{10} \leq f_{11} \leq h_a^*$  ( $h_a^*$  – высота головки зуба рейки при модуле  $m=1$ мм), а  $f_{10}$  можно задавать в пределах  $0,01 \leq f_{10} \leq 0,1$ . Как правило  $h_a^*$  принимается равным единице, и при создании исходного контура можно принять это значение. По предварительным данным значение профильного угла исходного контура при  $f_1=f_{10}$  можно принять  $7^\circ \leq \alpha_{10} \leq 25^\circ$ , а максимальное значение профильного угла при  $f_1=f_{11} - 28^\circ \leq \alpha_{max} \leq 36^\circ$ .

Выбор значений этих углов ограничивается условиями заострения зубьев колес и минимальным значением коэффициента перекрытия (толщина вершины зуба колеса должна иметь значения  $S_a \geq (0,2...0,4)m$ , а коэффициент перекрытия –  $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ ).

Значение второй производной  $f_2''$  функции  $f_2$  равно [8]

$$f_2'' = \frac{\zeta'}{(1-\zeta^2)^{1,5}}, \quad (4)$$

где  $\zeta = \sin \alpha$ , а  $\zeta'$  – первая производная  $\zeta$  по  $f_1$ .

Производная  $\zeta'$  определяется из дифференциального уравнения и его решения, используемого при синтезе исходного контура по заданному значению критерия нагрузочной способности:

– по заданному значению относительной силы трения скольжения в зацеплении ( $\bar{f} < 1$ )

$$\zeta' = \frac{(1-\bar{f}^{1,67})\zeta}{f_1}, \quad (5)$$

– по заданному значению относительных потерь в зацеплении ( $\bar{P} < 1$ )

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-P_0\zeta^{1,67})}{f_1}, \quad P_0 = \left(\frac{\bar{P}}{\sin \alpha_\gamma}\right)^{1,67}; \quad (6)$$

– по заданному значению относительной толщины масляного слоя ( $\bar{h}_{mc} > 1$ )

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-h_0\zeta^{0,74})}{f_1}, \quad h_0 = [\bar{h}_{mc}(\sin \alpha_\gamma)^{1,15}]^{-0,645}; \quad (7)$$

где  $\lambda = 1/\lambda_1$ ;  $c_1, c_2$  – постоянные интегрирования;  $f_2'$  – первая производная функции  $f_2$  по  $f_1$ .

При определении  $c_2$  можно положить  $f_2=0$  при  $f_1=0$ , т.е.  $c_2=0$ . Для определения  $\lambda$  надо задать значение  $f_2''$  в двух точках профиля исходного контура, например, в точках  $f_{10}$  и  $f_{11}$  (рисунок 2).

Эти значения на рисунке 1 обозначены  $f_{20}''$  и  $f_{21}''$ . Тогда, используя первое равенство (1), будем иметь

$$\lambda = \frac{\ln f_{20}'' - f_{21}''}{\ln f_{10} - \ln f_{11}}. \quad (3)$$

Значение  $f_1$  при разработке исходного контура

можно принять в пределах  $f_{10} \leq f_{11} \leq h_a^*$  ( $h_a^*$  – высота

головки зуба рейки при модуле  $m=1$ мм), а  $f_{10}$  можно

задавать в пределах  $0,01 \leq f_{10} \leq 0,1$ . Как правило  $h_a^*$  принимается равным единице, и

при создании исходного контура можно принять это значение. По предварительным

данным значение профильного угла исходного контура при  $f_1=f_{10}$  можно принять

$7^\circ \leq \alpha_{10} \leq 25^\circ$ , а максимальное значение профильного угла при  $f_1=f_{11} - 28^\circ \leq \alpha_{max} \leq 36^\circ$ .

Выбор значений этих углов ограничивается условиями заострения зубьев колес

и минимальным значением коэффициента перекрытия (толщина вершины зуба колеса

должна иметь значения  $S_a \geq (0,2...0,4)m$ , а коэффициент перекрытия –  $\epsilon_\alpha \geq 1,2$ ).

Значение второй производной  $f_2''$  функции  $f_2$  равно [8]

$$f_2'' = \frac{\zeta'}{(1-\zeta^2)^{1,5}}, \quad (4)$$

где  $\zeta = \sin \alpha$ , а  $\zeta'$  – первая производная  $\zeta$  по  $f_1$ .

Производная  $\zeta'$  определяется из дифференциального уравнения и его

решения, используемого при синтезе исходного контура по заданному значению

критерия нагрузочной способности:

– по заданному значению относительной силы трения скольжения в зацеплении ( $\bar{f} < 1$ )

$$\zeta' = \frac{(1-\bar{f}^{1,67})\zeta}{f_1}, \quad (5)$$

– по заданному значению относительных потерь в зацеплении ( $\bar{P} < 1$ )

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-P_0\zeta^{1,67})}{f_1}, \quad P_0 = \left(\frac{\bar{P}}{\sin \alpha_\gamma}\right)^{1,67}; \quad (6)$$

– по заданному значению относительной толщины масляного слоя ( $\bar{h}_{mc} > 1$ )

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-h_0\zeta^{0,74})}{f_1}, \quad h_0 = [\bar{h}_{mc}(\sin \alpha_\gamma)^{1,15}]^{-0,645}; \quad (7)$$

– по заданному значению относительной удельной работы сил трения ( $\bar{dA} < 1$ )

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-A_0\zeta^{1,21})}{f_1}, \quad A_0 = \left(\frac{\bar{dA}}{\sin^2 \alpha_\gamma}\right)^{0,625}; \quad (8)$$

– по заданному значению относительного износа зубьев ( $\bar{h}_u < 1$ )

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-h_{u0}\zeta^{0,91})}{f_1}, \quad h_{u0} = \left(\frac{\bar{h}_u}{\sin^2 \alpha_\gamma}\right)^{0,45}; \quad (9)$$

– по заданному значению относительного критерия заедания ( $\bar{K}_3 < 1$ )

$$\zeta' = \frac{\zeta(1-K_0\zeta^{0,47})}{f_1}, \quad K_0 = \left(\frac{\bar{K}_3}{(\sin \alpha_\gamma)^{0,75}}\right)^{0,625}. \quad (10)$$

Значения величин с черточкой сверху при синтезе необходимо задавать. Можно так же задать значения  $f_{20}''$  и  $f_{21}''$   $0 < f_{20}'' \leq 3$ ,  $0,1 \leq f_{21}'' \leq 0,4$  и из (1), (2) и (3) определить параметры исходного контура.

Порядок определения геометрических параметров исходного контура можно представить следующим образом:

– задаем значение критерия нагрузочной способности (в (5-10) величину с черточкой сверху);

– задаем  $\alpha_{10}$  и  $\alpha_{max}$ ;

– из дифференциального уравнения определяем  $\zeta'$  при  $\alpha_{10}$  и  $\alpha_{max}$  и при  $f_{10}$  и  $f_{11}$ ;

–  $f_{11}$  из второго равенства (1) определяем " $c^\lambda$ ";

– из (4) определяем  $f_{20}''$  и  $f_{21}''$ ;

– из (1), (2) и (3) определяем параметры профиля исходного контура.

**2. Синтез исходного контура.** Разработать исходный контур для следующих данных:

– исходный контур обеспечивает снижение энергоемкости на 10% ( $\bar{f} = 0,9$  (5)) в сравнении с эвольвентными передачами;

–  $\alpha_{10} = 20^\circ$ ,  $f_{10} = 0,05$ ,  $\alpha_{max} = 32^\circ$ ,  $f_{1max} = 1$  ( $\zeta_0 = 0,342$ ,  $\zeta_{max} = 0,53$ ).

Используя формулу (5), определяем

$$\zeta_0' = \frac{(1-\bar{f}^{1,67})\zeta_0}{f_{10}} = \frac{(1-0,9^{1,67}) \cdot 0,342}{0,05} = 1,10352 \quad \zeta_1' = \frac{(1-\bar{f}^{1,67})\zeta_{max}}{f_{1max}} = \frac{(1-0,9^{1,67}) \cdot 0,53}{1} = 0,08551$$

По формуле (4) получаем

$$f_{20}'' = \frac{\zeta_0'}{(1-\zeta_0^2)^{1,5}} = \frac{1,10352}{(1-0,342^2)^{1,5}} = 1,32994 \approx 1,33 \quad f_{21}'' = \frac{\zeta_1'}{(1-\zeta_{max}^2)^{1,5}} = \frac{0,08551}{(1-0,53^2)^{1,5}} = 0,14022 \approx 0,14$$

Применяя изложенный выше метод синтеза исходного контура, имеем

$$f_2'' = 0,14f_1^{-0,75}, \quad f_2' = 0,56f_1^{0,25} + 0,099, \quad f_2 = 0,448f_1^{1,25} + 0,099f_1.$$

На рисунке 3 изображен профиль исходного контура, а в таблице 1 его геометрические параметры.



ляет 0,62...1,0 от скорости скольжения зубьев эвольвентной передачи;

- суммарная скорость качения в 1,2...2,5 раза больше;
- удельные скольжения в 1,2...10,0 раз меньше;
- приведенная кривизна в 1,4...10,0 раз меньше;
- потери мощности в зацеплении в 1,2...3 раза меньше;
- критерий заедания в 1,3...10,0 раз меньше;
- удельные работы сил трения в 1,3...10,0 раз меньше;
- критерий износа в 1,5...10,0 раз меньше;
- критерий контактной прочности в 1,4...8,0 раз больше;
- толщина масляного слоя между зубьями в 1,3...4,8 раз больше.

Таким образом, синтезированная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности значительно выше значений критериев эвольвентной передачи практически по всему полю зацепления.

#### **Выводы:**

1. Разработан новый метод синтеза исходного контура неэвольвентных зубьев цилиндрических зубчатых передач.
2. Определены геометрические параметры и разработана конструкция исходного контура.
3. Произведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности неэвольвентной и эвольвентной зубчатых передач.
4. Установлено, что неэвольвентная зубчатая передача имеет значения критериев нагрузочной способности существенно выше значений этих критериев эвольвентной передачи.
5. Дальнейшие перспективы использования полученных результатов связаны с оптимизацией геометрических параметров исходного контура и экспериментальными работами.

**Список литературы:** 1. *Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В.* Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. – Луганськ: вид-во СЛУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 2. *Шабанов И.Р.* О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления // Надежность и качество зубчатых передач. – НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106, 1967. – С.1-8. 3. *Аникши Ю.В.* Синусоидальное зацепление – Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. – 56с. 4. *Бошански М., Токоли П., Ваня Ф., Кожух И.* Возможность использования неэвольвентного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.21-30. 5. *Шишов В.П., Носко П.Л., Муховатый А.А.* Высоконагруженные зубчатые передачи // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.180-186. 6. *Протасов Р.В., Устиненко А.В.* Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.154-165. 7. *Шишов В.П., Бурко В.В., Ревякина О.А., Муховатый А.А.* Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2012. – №13(184). – Ч.1. – С.117-123. 8. *Муховатый А.А.* Дифференциальные уравнения для синтеза исходных контуров зубьев неэвольвентных зубчатых передач // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2009. – №6(177). – С.240-246.

*Поступила в редакцію 12.04.2013*

УДК 621.833

**Об одном методе синтеза исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач с высокими значениями критериев нагрузочной способности / А.А. Муховатый // Вісник НТУ "ХПІ".** Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.76-82. – Бібліогр.: 8 назв.

Запропонований новий метод синтезу початкового контуру зубів неэвольвентних зубчастих передач, дано приклад синтезу початкового контуру і проведений порівняльний аналіз критеріїв навантажувальної здатності неэвольвентної і евольвентної зубчастих передач.

**Ключові слова:** початковий контур, критерії, зубчаста передача, синтез, аналіз.

A new method of synthesis of basic rack noninvolute profile of gear has been suggested; comparative analysis of the load capacity criteria of noninvolute and involute gears has been carried out.

**Keywords:** basic rack profile, criteria, gear, synthesis, analysis.