

Проведена оцінка рівня технічного совершенства сучасних образців основних бойових танків, які знаходяться на озброєних арміях передових країн світу, і обґрунтовані тактико-технічні характеристики для модернізації та розробки перспективних образців. Сравнительний аналіз рівня технічного совершенства свідчить, що к трійці кращих світових образців належать танк Т-90А, БМ «Оплот-М» та АМХ-56 «Леклерк». Отечественний танк БМ «Оплот-М» займає краще місце серед перспективних образців.

Ключевые слова: образец, модернизация, оценка, уровень технического совершенства, танк, тактико-технические характеристики

The estimation of level of technical perfection of modern standards of basic battle tanks which are on the armed armies of front-rank countries of the world is conducted, and тактико-технічні характеристики descriptions are grounded for modernization and development of perspective standards. The comparative analysis of level of technical perfection testifies that to three of the best world standards belong tank of T-90A, BM «Oplot» and AMX-56 «Leklerk». Domestic tank of BM «Oplot» is occupied by a leading place among perspective standards.

Keywords: standard, modernization, estimation, level of technical perfection, tank, тактико-технічні характеристики descriptions.

УДК 621.833

*Пам'яті проф. В.П. Шишова
присвячується*

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доц. каф. «ДВЗ і машинознавство» СНУ ім. В. Даля,
Луганськ

ФУНКЦІЯ ПЕРЕДАТНОГО ВІДНОШЕННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ

У статті розглянуто вплив геометрії зубців шестірни і колеса та кута повороту на миттєве значення передатного числа. Отримана функція передатного відношення та такий підхід до її визначення можуть бути застосовані для моделювання реальних зачеплень із відомими параметрами зносу зубців шестірни і колеса.

Ключові слова: циліндричні зубчасті передачі, профілі зубців, передатне відношення, зносостійкість, спрацьовані профілі зубців

Вступ. Актуальність завдання. Циліндричні зубчасті передачі широко поширені в приводах машин. Працездатність останніх у значній мірі визначається працездатністю їхніх приводів. Тому вдосконалення зубчастих приводів є актуальним завданням. Одним з ефективних способів вирішення такого завдання є вдосконалення геометрії зубців коліс, що зачеплюються, і оцінка їх за якісними показниками працездатності, відомими з робіт [1, 2]. Таке завдання нерозривно пов'язане із проблемою багатокритеріальної оптимізації машинобудівних конструкцій [3].

Аналіз літератури. Для різних типів зубчастих передач, що використовуються у технологічному обладнанні і транспортних машинах, поширеним видом відмови є спрацювання активних поверхонь зубців. Наприклад, для відкритих зубчастих передач млинів для розмелювання вугілля [4], приводів гірничих комбайнів [5], тягових передач локомотивів [6]. Внаслідок спрацювання змінюється робочий профіль зубців, що зачеплюються. У результаті з початком спрацювання передача стає наближеною, причому передатне число такої передачі може змінюватися в досить широких межах. Наприклад, для тягової передачі – до 20% [7].

© П.М. Ткач, 2014

Одним із способів підвищення зносостійкості зубчастих передач є синтез гео-

метрії їхніх зубців за даним критерієм спрацювання. У роботі [8] вирішено завдання визначення геометричних параметрів вихідного контуру за заданими значеннями геометро-кінематичних критеріїв навантажувальної здатності [2], у тому числі й тих, що є визначальними для спрацювання. Синтез геометрії безпосередньо за критерієм спрацювання реалізовано у роботі [9]. Зносостійкість таких передач вище, і зміни передатного числа слід очікувати на пізніших етапах роботи та у менших діапазонах. Однак в обох випадках профілі зубців коліс, що зачеплюються, обкреслені кривими, які не можна задати в аналітичному виді. Крім того, процес визначення геометричних параметрів профілів зубців вимагає переходу від геометрії вихідного контуру до геометрії сполучених поверхонь.

Мета статті. Як впливає з аналізу літератури, набуває актуальності завдання створення наближених передач із профілями зубців, описаних функціонально, які забезпечать мінімальне відхилення передатного числа та максимальну зносостійкість. Для успішного вирішення такого завдання необхідно одержати функцію передатного відношення, що і є метою даної статті.

Постановка завдання. Завдання профілів зубців при відомій схемі механізму вимагає розв'язку зворотної задачі – аналізу плоского трьохланкового зубчастого механізму [10]. Метою такого аналізу є визначення закону руху механізму у вигляді функції передатного відношення. Автором [10] запропоновано два способи розв'язку задачі: диференціювання функції переміщення; використання кінематичного методу.

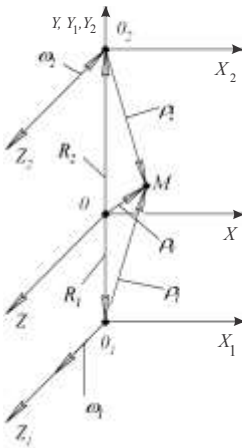


Рисунок 1 – Системи координат в зачепленні

Матеріали досліджень. Одержимо функцію передатного відношення другим способом, відповідно до якого в точці контакту профілів зубців повинна виконуватися умова [10]:

$$\bar{e}_i \cdot \bar{V}_{12} = \bar{e}_i \cdot [(\bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_2) \times \bar{\rho}_{0i} - \bar{R}_1 \times \bar{\omega}_1 - \bar{R}_2 \times \bar{\omega}_2] = 0. \quad (1)$$

Здесь \bar{R}_1 і \bar{R}_2 – радіус-вектори точок прикладення векторів $\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_2$ (рис. 1), $\bar{\rho}_{0i}$ – радіус-вектор поточної точки контакту M в нерухомій системі координат $S(XOY)$, \bar{e}_i – вектор нормалі до поверхонь, $i=1$ – для профілю зуба шестірни, заданого в системі координат $S_1(X_1O_1Y_1)$, $i=2$ – для профілю зуба колеса, заданого в системі $S_2(X_2O_2Y_2)$, \bar{V}_{12} – вектор відносної швидкості (див. рис.1). Задамо радіус-вектор $\bar{\rho}_{0i}$ у вигляді $\bar{\rho}_{0i} = x_{0i} \cdot \bar{i} + y_{0i} \cdot \bar{j} + z_{0i} \cdot \bar{k}$, де x_{0i} , y_{0i} , z_{0i} – координати точки контакту на профілях шестірни (при $i=1$) і колеса (при $i=2$), приведені до нерухомої системи координат

S . Тоді відносна швидкість

$$\bar{V}_{12} = [-(\omega_1 - \omega_2)y_{0i} + \bar{R}_1 \times \bar{\omega}_1 - \bar{R}_2 \times \bar{\omega}_2] \bar{i} + (\omega_1 - \omega_2)x_{0i} \bar{j} + 0 \cdot \bar{k},$$

або в проєкціях

$$\begin{cases} V_{12}^x = -(\omega_1 - \omega_2)y_{0i} + R_1 \times \omega_1 - R_2 \times \omega_2; \\ V_{12}^y = (\omega_1 - \omega_2)x_{0i}; V_{12}^z = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Рівняння зачеплення (1) через проєкції \bar{e}_i , \bar{V}_{12}

$$\bar{e}_i \cdot \bar{V}_{12} = e_{x0i} \cdot V_{12}^x + e_{y0i} \cdot V_{12}^y = 0, \quad (3)$$

де e_{x0i} і e_{y0i} , – проєкції ортів нормалей до поверхонь зубців шестірни ($i=1$) і колеса ($i=2$) на осі, приведені до нерухомої системи координат.

Після підстановки (2) в (3) одержимо:

$$-e_{x0i}y_{0i}\omega_1 + e_{x0i}y_{0i}\omega_2 + R_1\omega_1e_{x0i} - R_2\omega_2e_{x0i} + e_{y0i}x_{0i}\omega_1 - e_{y0i}x_{0i}\omega_2 = 0.$$

Тоді функція передатного відношення визначається як

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{e_{x0i}y_{0i} - e_{y0i}x_{0i} - R_2e_{x0i}}{e_{x0i}y_{0i} - e_{y0i}x_{0i} - R_1e_{x0i}}. \quad (4)$$

Легко переконатися у тому, що в повності зачеплення рівняння (4) дає відоме співвідношення $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = R_2 / R_1$.

Значення x_{0i} , y_{0i} , e_{x0i} і e_{y0i} , що входять в (4), відповідають точці контакту профілів зубців шестірни та колеса. Для профілів у точці контакту повинні виконуватися умови [10]: $\{\bar{e}_{01} = \bar{e}_{02}; \bar{p}_{01} = \bar{p}_{02}$ або в проєкціях

$$\begin{cases} e_{x01} = e_{x02}; e_{y01} = e_{y02}, \\ \{x_{01} = x_{02}; y_{01} = y_{02}. \end{cases} \quad (5) \quad (6)$$

Очевидно, що рівняння (5) являють собою дві альтернативних умови. Розв'язок одного з них разом з (6) дозволить визначити точку контакту на поверхнях зубців шестірни або колеса. Необхідною умовою є також визначення кутів повороту шестірни і колеса.

Результати досліджень. Функція передатного відношення може бути знайдена за наступним алгоритмом:

1. Заданоються профілі зубців обох коліс.
2. Для точки профілю шестірни знаходиться відповідна їй точка контакту на профілі зуба колеса разом з кутами повороту обох коліс. Для цього розв'язуються рівняння (5) і (6).

3. У знайденій точці на профілі зуба колеса за формулою (4) обчислюється миттєве значення передатної функції.

Висновки. 1. Отримано залежності, що дозволять визначати миттєве значення передатного відношення в залежності від значень кутів повороту коліс та функцій, що задають геометрію зубців шестірни і колеса.

2. Отримана функція передатного відношення та такий підхід до її визначення можуть бути застосовані також для моделювання передач із спрацьованими профілями зубців шестірни і колеса.

Список літератури: 1. *Курдювцев В.Н.* Детали машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1980. – 464 с. 2. *Коростелев Л.В.* Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений. // Изв. вузов. Машиностроение. – 1961. – № 10. – с. 5-15. 3. *Кіндрацький Б.* Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) / Кіндрацький Б., Сулим Г. // Львів, Машинознавство, 2002, №10(64). – с.26 – 40. 4. *Малашенко В.О.* Проблеми довговічності великогабаритних відкритих зубчатих передач вуглерозмельювальних млинів / Малашенко В.О., Кравець І.Є., Сороківський О.І. // Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – №22. – С. 81-85. 5. *Онїщенко В.* Вплив зносу двоопукло-ввігнутих зубців конічних зубчатих передач на параметри зацеплення / В. Онїщенко, А. Кузнецова // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, №11-12 (173-174), 2011. – С. 15-20. 6. *Колодяжний П.В.* Анализ эксплуатационных повреждений зубчатых колес тепловозов, изготовленных по различной технологии / П.В. Колодяжний // Вестник Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля : науч. журнал. – Луганск, 2011. – № 4 (158), ч.2. – С. 84-90. 7. Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов: Автореф. дисс. канд. техн. наук. 05.22.07 / Сун Сяохинь; – М., 2000. – 24 с. 8. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В., Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Монография. – Луганск: Изд-во СЧУ им. В. Даля. 2006. – 408 с. 9. *Шишов В.П.* Основи синтезу вихідного контуру циліндричних зубчатих передач із підвищеною зносостійкістю зубців коліс / В.П. Шишов, П. Л. Носко, П. М. Ткач, Ю.О. Скляр, І.Г. Ткач // Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХПІ». 36. наук. праць тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – № 20. – С. 171-176. 10. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

Надійшло до редакції 18.03.2014

УДК 621.833

Функція передатного відношення циліндричної прямозубої передачі / П.М. Ткач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 147-150. – Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2079-0075.

В статье рассмотрено влияние геометрии зубьев шестерни и колеса и угла поворота на мгновенное значение передаточного числа. Полученная функция передаточного отношения и такой подход к ее определению могут быть применены для моделирования реальных зацеплений с известными параметрами износа зубьев шестерни и колеса.

Ключевые слова: цилиндрические зубчатые передачи, профили зубьев, передаточное отношение, износоустойчивость, изношенные профили зубьев

In a paper influence of cone's and sprocket's teeth geometry and an angle of rotation on instantaneous amplitude of a reduction rate is considered. Obtained function of a reduction ratio and such approach to its definition can be applied for simulation of real gearing with known parameters of a cone's and sprocket's teeth wear.

Key words: cylindrical gears, teeth profiles, a reduction ratio, the endurance, the wear of teeth profiles

УДК 621.833

*Пам'яті проф. В.П. Шишова
присвячується*

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доц. каф. «ДВЗ і машинознавство» СЧУ ім. В. Даля,
Луганськ;

О.Ю. ЧАЛА, ас. каф. «Прикладна математика» СЧУ ім. В. Даля, Луганськ

ГЕОМЕТРІЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ ЗМІШАНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З КРУГОВИМИ АРКОВИМИ ЗУБЦЯМИ

У статті розглядаються питання, необхідні для вирішення основних задач синтезу і аналізу передач змішаного зацеплення з арковими зубцями, нарізаними круговими різцевими головками, за значеннями критеріїв працездатності. Побудована математична модель верстатного зацеплення і досліджена внутрішня геометрія твірної поверхні циліндричних передач змішаного зацеплення з круговим зубом. Отримані рівняння активних поверхонь кругових аркових зубців змішаного зацеплення для головки і ніжки шестерні і колеса відповідно.

Ключові слова: аркові передачі змішаного зацеплення, геометрія кругових аркових зубців

© П.М. Ткач, О.Ю. Чала, 2014