

Оскільки отримана модель відображає істотні для цілей моделювання параметри і властивості досліджуваного процесу, то можна стверджувати про корисність розробленої моделі.

Надалі представляє цікавість, використовуючи розроблену модель авторемонтної організації, провести розрахунки показників процесу обслуговування прикордонної автотехніки з метою виявлення адекватності отриманої моделі.

### Література

1. Кобеньков А.В. Техническое обеспечение войск пограничного округа. – М.: Воениздат, 1975. – 37 с.
2. Головня С.Б. Дослідження властивостей потоків заявок і обслуговувань автотранспортних засобів для побудови моделі ремонтного підрозділу органу охорони державного кордону // Зб. наук. пр/ Гол. ред. Балашов В.О. – Хмельницький: Вид-во Нац. Академія ДПСУ, 2010. – (№ 50/1. Ч. II) С. 35-41.
3. Madu C. A closed Quencintry Maintenance Network with two repair Centers // Journal of the Operational Research Society (OR), Vol.39. № 10. 1998. – P. 959-967/
4. Власов В.М. Оценка и проектирование организационно-технологического обеспечения производства ТО и ремонта автомобилей: Дисс.... д-ра техн. наук. – М. 1996. – 363 с.
5. Никульшин С.В. Совершенствование структуры и организационных форм технологических процессов автосервисных предприятий: Дис. ... канд.техн. наук: 05.22.10 / УТУ. – К., 1999. – 211 с.
6. Хабибуллин Р.Г. Основы формирования фирменной системы технического обслуживания и ремонта автомобилей (на примере автомобилей КамАЗ): Автореф. дис. ... канд.техн.наук: 05.22.10. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 21 с.
7. Тахтамышев Х.М. Теоретические основы формирования и использования внутри-производственной мощности автотранспортных предприятий: Дис.... д-ра техн. наук. – К., 1989. – 429 с.
8. Шахбазов А.А., Самандаров Э.Г. Об обслуживании неординарного потока // Сб. Кибернетику на службе коммунизму Т. II. М. – Л., Энергия, 1964. – С. 193– 212.
9. Вентцель Е.С. Исследование операций. М.: – Советское радио, 1972. – 552 с.
10. Городнов В.П. Теоретические основы моделирования микроэкономических и других процессов и систем: Монография. – Х.: Изд-во АВВ МВД Украины, 2008. – 484 с.

Надійшла 23.2.2010 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, А.І. МАРЧЕНКО, В.В. ЧАБАН  
Київський національний університет технологій та дизайну

## ДВОПОТОЧНИЙ ЦИЛІНДРИЧНИЙ РЕДУКТОР З ЗОВНІШНІМ І ВНУТРІШНІМ ЗУБЧАСТИМИ ЗАЧЕПЛЕННЯМИ ТА ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

*Представлено результати досліджень по розробці нової конструкції зубчастого редуктора – двопоточного циліндричного редуктора з зовнішнім та внутрішнім зачепленням, що дозволяє вирішити проблему зменшення його габаритів і, відповідно, металомісткості. Наведено методику вибору робочих параметрів запропонованого редуктора, що забезпечують працездатність та довговічність його роботи.*

*The results of researches on development of a new design of a gear reducer – two-line cylindrical reducer with external and internal gearings are submitted, that allows to solve a problem of reduction of its dimensions and mass. The technique of choice of working parameters of the offered reducer is given which provide serviceability and durability it work.*

Ключові слова: зубчастий редуктор, зубчасте зачеплення.

### Вступ

Аналіз відомих конструкцій зубчастих редукторів [1– 3] показує, що перспективним напрямком їх проектування є зменшення їх габаритних розмірів та металомісткості. Одним із напрямків вирішення цієї проблеми є розробка двопоточних зубчастих редукторів.

Дослідження авторів присвячені розробці нової конструкції двопоточного зубчастого редуктора – циліндричного редуктора з зовнішнім та внутрішнім зубчастим зачепленням та методики вибору його робочих параметрів, здатних вирішити задачу підвищення ефективності роботи редуктора, що є актуальним для сучасного машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано двопоточний циліндричний зубчастий редуктор та метод вибору його робочих параметрів, здатних забезпечити працездатність та ефективність роботи редуктора.

При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії деталей машин та опорі матеріалів.

Завданням досліджень стала розробка перспективної конструкції двопоточного циліндричного зубчастого редуктора з зовнішнім та внутрішнім зубчастим зачепленням та методики вибору його робочих параметрів.

### Основний розділ

В результаті проведених досліджень авторами запропонована принципово нова більш ефективна

конструкція зубчастого двопоточного циліндричного редуктора [4], схема якого представлена на рис. 1.

Зубчастий редуктор містить шестерню 1, жорстко встановлену на ведучому валу 2, зубчасте колесо 3, жорстко встановлене на веденому валу 4, ведучу шестерню 5, встановлену на проміжному валу 6, та дві допоміжні шестерні 7, 8, що забезпечують кінематичний зв'язок ведучого вала 2 з ведучою шестернею 5. Зубчасте колесо 3 має зовнішні 9 та внутрішні 10 зуби. Допоміжна шестерня 7 жорстко закріплена на ведучому валу 2, а допоміжна шестерня 8 жорстко закріплена на проміжному валу 6. При цьому осі шестерень та зубчастого колеса розташовані в одній площині. Зубчастий редуктор містить також корпус 11, в якому розташовані шестерні, зубчасте колесо та вали.

Зубчастий редуктор працює таким чином. При вмиканні привода (на рис. 1), в складі якого використовується зубчастий редуктор, ведучий вал 2 з жорстко закріпленими на ньому шестернею 1 та допоміжною шестернею 7 починає обертатися. Допоміжна шестерня 7 шляхом зубчастого зачеплення приводить в обертальний рух допоміжну шестерню 8 та проміжний вал 6, на якому вона закріплена. Обертальний рух проміжного вала 6 передається ведучій шестерні 5, жорстко з ним зв'язаній. Обертальний рух шестерні 1 шляхом зовнішнього зубчастого зачеплення 9 та обертальний рух ведучої шестерні 5 шляхом внутрішнього зубчастого зачеплення 10 передається зубчастому колесу 3 та жорстко з ним зв'язаному веденому валу 4. Таким чином передача потужності від ведучого вала 2 до веденого вала 4 здійснюється двома потоками: перший потік шестерня 1 – зубчасте колесо 3 (шляхом зовнішнього зубчастого зачеплення); другий потік допоміжні шестерні 7, 8 – проміжний вал 6 – ведуча шестерня 5 – зубчасте колесо 3 (шляхом внутрішнього зубчастого зачеплення). Передача потужності від ведучого вала 2 до веденого вала 4 двома потоками зменшує габаритні розміри зубчастого редуктора та підвищує надійність і довговічність його роботи.

Запропонована конструкція зубчастого редуктора може бути використана в приводах машин як загального призначення, так машин легкої промисловості, зокрема в приводах круглов'язальних машин [5].

Кінематичною умовою працездатності редуктора буде (рис. 1):

$$u_1 = u_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}, \quad (1)$$

де  $u_1, u_2$  – передаточне число зубчастих передач відповідно  $Z_1 - Z_2$  і  $Z_5 - Z_6, Z_3 - Z_4$ .

Із конструктивних міркувань при проектуванні запропонованого редуктора доцільно приймати:

$$Z_1 = Z_3 = Z. \quad (2)$$

Тоді із виразу (1) маємо:

$$Z_2 = \frac{Z_4 Z_6}{Z_5}. \quad (3)$$

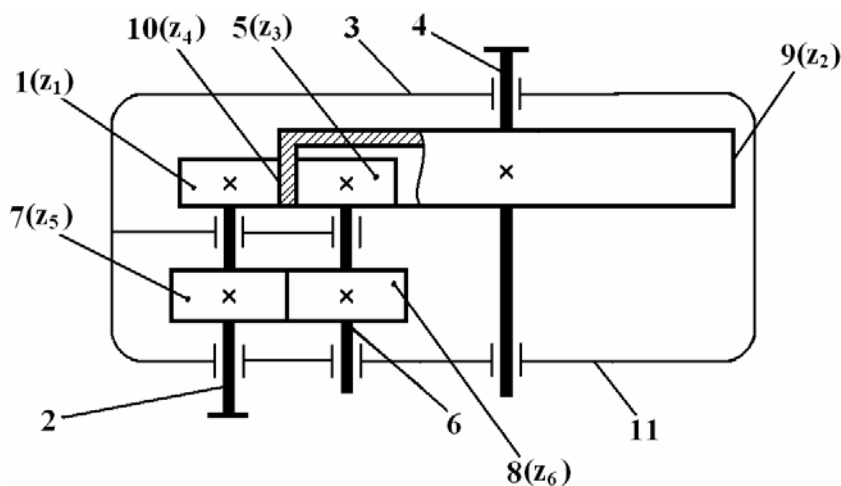


Рис. 1. Кінематична схема редуктора

При проектуванні редуктора слід також витримувати і геометричну умову його працездатності:

$$a_1 = a_2 + a_3, \quad (4)$$

де  $a_1, a_2, a_3$  – міжосьові відстані зубчастих передач відповідно  $Z_1 - Z_2, Z_3 - Z_4, Z_5 - Z_6$  (рис. 1),

$$a_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{2} m_1; a_2 = \frac{Z_4 - Z_3}{2} m_2; a_3 = \frac{Z_5 + Z_6}{2} m_3, \quad (5)$$

де  $m_1, m_2, m_3$  – модулі зубчастих зачеплень відповідно  $Z_1 - Z_2, Z_3 - Z_4$  і  $Z_5 - Z_6$ .

Підставивши (5) в умову (4), маємо:

$$(Z_1 + Z_2)m_1 = (Z_4 - Z_3)m_2 + (Z_5 + Z_6)m_3. \quad (6)$$

Прийнявши, що потужність редуктора від ведучого до веденого вала розподіляється на два потоки

рівномірно, можемо призначити  $m_1 = m_2 = m$ . Тоді, враховуючи (2), рівняння (6) приймає вид:

$$(Z_2 - Z_4 + 2Z)m = (Z_5 + Z_6)m_3. \quad (7)$$

Із (7) знаходимо залежність між модулями зубчастих зачеплень:

$$m_3 = \frac{m(Z_2 - Z_4 + 2Z)}{Z_5 + Z_6}. \quad (8)$$

Прийнявши також із вище наведених міркувань  $m_1 = m_2 = m_3$ , із (6) можемо знайти необхідну при цьому залежність між числом зубів шестерень та зубчастого колеса редуктора:

$$Z_1 + Z_2 + Z_3 = Z_4 + Z_5 + Z_6. \quad (9)$$

Товщина зубчастого вінця  $b$  зубчастого колеса знаходиться із умови (рис. 2):

$$b = 0,5(d_2 - 2h_2 - d_4 + 2h_4), \quad (10)$$

де  $d_2, d_4$  – діаметри ділільних кіл відповідно зовнішнього ( $Z_2$ ) та внутрішнього ( $Z_4$ ) зачеплень зубчастого колеса;

$h_2, h_4$  – висота ніжки відповідно зовнішнього та внутрішнього зуба зубчастого колеса.

Враховуючи, що  $d_2 = m_1 Z_2$ ,  $d_4 = m_2 Z_4$ , для нормального евольвентного зубчастого зачеплення ( $h_2 = 1,25 m_1$ ;  $h_4 = 1,25 m_2$ ) вираз (10) надуває виду:

$$b = 0,5[(Z_2 - 2,5)m_1 - (Z_4 + 2,5)m_2]. \quad (11)$$

Для випадку  $m_1 = m_2 = m$  рівняння (11) приймає вид:

$$b = 0,5m(Z_2 - Z_4 - 5). \quad (12)$$

Для забезпечення умови міцності зубчастого вінця доцільно прийняти [2, 6]:

$$b \geq 2,5m. \quad (13)$$

Підставивши (13) в рівняння (12), одержуємо умову, що забезпечує міцність зубчастого вінця:

$$Z_2 - Z_4 \geq 10. \quad (14)$$

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити висновки, що використання запропонованої конструкції зубчастого редуктора в приводі машин дозволяє:

- розширити асортимент зубчастих редукторів;
- зменшити габарити та металомісткість зубчастого редуктора за рахунок двопоточної передачі потужності від ведучого вала до веденого;
- підвищити довговічність роботи зубчастого редуктора шляхом розгалуження потужності, що передається від ведучого вала до веденого, на два потоки;
- підвищити продуктивність машини, де використовується запропонований зубчастий редуктор, за рахунок скорочення простоїв, зумовлених необхідністю ремонту або заміни робочих тіл зубчастого редуктора.

### Література

1. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
2. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
3. Хомяк О.М., Піпа Б.Ф. Передачі. – К.: КНУТД, 2003. – 167 с.
4. Пат. 12883 на корисну модель Україна. F16H 1/24. Зубчаста передача / Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І.
5. Марченко (Україна). – Опубл. 15.03.2006, Бюл. № 2, 2 с.
6. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку). – К.: КНУТД, 2007. – 400 с.
7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла 14.2.2010 р.