

В60С007/24. Runflat system: *Tanaka, Masatoshi* . (Японія); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 912190/10; Заяв.06.08.2004; Опубл.07.04.2005. НКИ 152/400. – 14с. **10.** Пат. 2224662 RU, МПК7 В60С17/06. Автомобильное колесо с опорным телом аварийного движения: *ХЕЛЛИБЕГ Ханс-Бернд* та *Глицц Михаель*. (Германия); № 2000133235/11; Заяв.28.05.99; Опубл.27.02.2004. **11.** Пат. 2286623 RU, МПК7 В60С7/20, В60С17/18. Бескамерное колесо повышенной надежности: *Керножницкий И.М.* та інші. (Росія); № 2004123722/11; Заяв.20.01.2006; Опубл.20.10.2006. – 8с. **12.** Пат. 2309854 RU, МПК7 В60С17/02. Автомобильное колесо с пневматическим опорным телом аварийного движения: *Абрамкін С.Г.* та *Абрамкін М.С.* (Росія); № 2006139982/11; Заяв.13.11.2006; Опубл.10.11.2007. Бюл.№31. – 7с. **13.** Пат. 20030221757 US, МКИ (РС1-7) В60С017/04. Tire: *Hsu, Shut Chen*. (Тайвань); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 349965/10; Заяв.14.09.1977; Опубл.08.05.1979. НКИ 152/520. – 6с. **14.** Пат. 2211764 RU, МПК7 В60С5/20, В60С17/01, В29С69/00. Камера для шины и способ ее изготовления: *Манкозу Федерико* (Италия); № 2000115308/28; Заяв.14.11.97; Опубл.10.11.98. **15.** Пат. 2230672 RU, МПК7 В60С15/02, В60С15/04, В60С5/22. Колесо с шиной для транспортных средств: *Каремта Ренато* (Италия); № 99111955/11; Заяв.04.06.99; Опубл.20.06.2004. **16.** Пат. 2299131 RU, МПК6 В60В11/04, В60С5/22. Шина: *Макаров Ю.В.* (Росія); № 2005135359/11; Заяв.16.11.2005; Опубл.20.05.2007. Бюл. №14. – 11 с. **17.** Пат. РСТ/Л2006/000271, МКИ В60С 17/02, В60С 5/22, В60С 17/01. Run-flat tire : *Rubin, Eldad*. (Израиль); ЕАПО Inc.-№ РСТ/Л2006/000271; Заяв.28.02.2006; Опубл.31.08.2006. Бюл. 1.2008. – 35с. **18.** Пат. 6516845 US, МКИ В60С17/01, В60С17/04, В60С17/06, В60С17/00, В60С5/00, В60В21/02. Support device within a tire cavity to provide runflat capability: *Nguyen Gia Van* та *Dheur Jean Luc*. (Бельгія); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 813695/09; Заяв.21.03.2001; Опубл.11.02.2003. НКИ 152/158. – 20с. **19.** Пат. 20080135153 US, МКИ В60С17/00. Pneumatic Tire and Tire/Rim Assembly: *Sawada Hiroki*. (Японія); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 793214/11; Заяв. 91.12.2005; Опубл.12.06.2008. НКИ 152/516. – 26с. **20.** Пат. 46106 UA, МПК6 В60С 5/00. Пневматична шина: *Кубай Р.І.* (Україна); № 98115822; Заяв.15.08.2000; Опубл.15.05.2002. Бюл. №5. – 2 с. **21.** Пат. 4280546 US, МКИ В60С5/00, В60С5/20, В60С11/4. Multi-annular chamber, tubeless safety tire: *Mistretta Victor S.* (США); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 123212/06; Заяв. 21.02.80; Опубл.28.07.81. НКИ 152/516. – 4с. **22.** Пат. 4293017 US, МКИ В60С5/00, В60С5/12, В60С5/20, В60С17/00, В60С5/06. Dual-chamber pneumatic tire: *Lambe Donald M.* (США); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 079315/06; Заяв. 27.09.79; Опубл.06.10.81. НКИ 152/339.100. – 8с. **23.** Пат. 0301729 US, МКИ В60С5/22, В60С17/01, В60С5/00, В60С17/00. Dual chamber safety tire: *Michael W. Ball*. (США); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 919748/07; Заяв. 27.07.92; Опубл.12.04.94. НКИ 152/342.100. – 4с. **24.** Пат. 5479976 US, МКИ В60С5/22, В60С17/01, В60С5/00, В60С17/00. Three-chamber tire: *Cho, Woon-je*. (Канада); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 359429/08; Заяв. 20.12.94; Опубл.02.01.96. НКИ 152/518. – 8с. **25.** Пат. 6470935 US, МКИ В60С5/22, В60С17/01, В60С5/00, В60С17/00. Tire having inside walls: *Fulsang, Eric J.* (США); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 563101/09; Заяв. 02.05.2000; Опубл.29.10.2002. НКИ 152/339.100. – 7с. **26.** Пат. 1339283 A US, МКИ В60С5/22, В60С17/01, В60С5/00, В60С17/00. No full text available: *James Albert Perkins*. (США); McGraw-Hill (FreePatentsOnline), Опубл.04.05.1920. НКИ 152/337.100. – 3с. **27.** Пат. 2099200 RU, МПК6 В60С5/20. Пневматическая шина: *Греков И.Н.* та *Рубенчик Ю.И.* (Росія); № 96102885/11; Заяв.14.02.96; Опубл.20.12.97. **28.** Пат. 2312027 RU, МПК6 В60С5/20. Автоколесо безопасное, с защитным ободом и секционной резиновой камерой шины колеса: *Владимиров В.М.* (Росія); № 2005140998/11; Заяв.27.12.2005; Опубл.10.12.2007. Бюл. №34. – 6 с. **29.** Пат. 7316252 US, МКИ В60С5/24. Modular tire: *Heard, Nathaniel*. (США); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 992478/09; Заяв. 19.11.2001; Опубл.08.01.2008. НКИ 152/334.100. – 35с. **30.** Пат. 31736 UA, МПК6 В60С 5/00. Спосіб регулювання тиску повітря у пневматичній шині: *Ріло Л.Л., Стрілець В.М.* та інші. (Україна); № u200712038; Заяв.31.10.2007; Опубл.25.04.2008. Бюл. №8. – 2 с. **31.** Пат. 2005102866 RU, МПК6 В60С5/24. Колесо транспортного средства: *Татаренко С.М.* (Росія); № 2005102866/11; Заяв.04.02.2005; Опубл.10.07.2006. Бюл. №19. – 1 с. **32.** Пат. 3967670 US, МКИ В29В15/02, В60С5/24, В29В15/00, В60С5/00, В60С5/06. Tires: *Brickwood, Alan J.* (США); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 564676/05; Заяв. 03.04.75; Опубл.06.07.76. НКИ 152/337.100. – 10 с. **33.** Пат. 6588473 US, МКИ В60С5/24; В60С5/00. Tires: *Walrond, Chesterfield E.* (Барбадос); McGraw-Hill (FreePatentsOnline) Inc.-№ 785135/09; Заяв. 16.02.2001; Опубл.08.07.2003. НКИ 152/331.100. – 9 с.

Поступила в редколлегию 21.05.09

УДК 62.23: 519.863

О.В. БОНДАРЕНКО, асп. каф. ТММ і САПР,
О.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, доц. каф. ТММ і САПР, НТУ „ХПР“

КРИТЕРІЇ ТА ШЛЯХИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Розглянута методика оптимізації коробок передач. Приведена постановка задачі і вказані зміни проектування при оптимізації. Записані цільові функції і сформульовані обмеження на змінні проектування, у тому числі і з урахуванням згінної і контактної міцності зубів, геометричних співвідношень.

The method of optimization of gear-boxes is considered. Problem definition is resulted and the design variables are indicated during optimization. The criterion functions are written and limits on the design variables are formulated, including flexural and contact strength of cogs, geometrical interrelations.

Актуальність задачі. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги за малогабаритними характеристиками до приводів машин і, отже, до такого їх елементу, як коробки передач (КП). Тому максимально можливе зниження маси та габаритів останніх є актуальною задачею.

Постановка задачі. Найбільше розповсюдженими у трансмісіях транспортних засобів (наприклад, автомобілів) отримали КП, виконані за тривальною схемою (див. рисунок). Як бачимо, передавальне число КП на кожній i -ій „непрямій” передачі $u_{КПi}$ визначається залежністю

$$u_{КПi} = u_{pz} u_i, \quad (1)$$

де u_{pz} – передаточне число зубчастої пари постійного зачеплення; u_i – передаточні числа зубчастих пар, що вмикаються на i -х передачах.

На кожній передачі ми отримуємо двоступеневий співвісний редуктор. Звичайно з метою зниження маси та габаритів, намагаються забезпечити рівномірність ступенів за контактними напруженнями, за різноманітними залежностями та графіками [1].

У нашому випадку задача ускладнюється неоднозначністю рішення, оскільки для кожної i -ої передачі буде знайдена своя оптимальна розбивка, але передаточне число u_{pz} повинно бути однаковим.

На рис. 1 $m_{pz}, m_i, z_{шpz}, z_{ши}, z_{кpz}, z_{ки}, b_{pz}, b_i$ – модулі, числа зубців шестерень та коліс, кути нахилу зубців у відповідних зачепленнях, які й будуть змінними проектування при оптимізації.

Шляхи розв'язання задачі. Як відомо [2], постановка оптимізаційної задачі складається з побудови цільової функції з визначенням змінних проектування та формуванням системи обмежень.

1. *Цільова функція.* В багатьох випадках при проектуванні КП оптимальним вважається таке рішення, котре при однакових матеріалах, конструктивних та технологічних факторах забезпечує найменший ваговий показчик чи габарити КП.

У якості цільової функції можемо використовувати ряд критеріїв, які характеризують певні якості КП. Цими критеріями можуть бути: маса КП, габаритні розміри КП (міжосьова відстань або довжина) [3, 4]. Критерії обираються проектувальником за потребою.

1.1. Важливим критерієм є маса КП, бо вона визначає затрати матеріалів, енергії, часу та інш. Цільову функцію можна надати у вигляді суми мас зубчастих коліс з коефіцієнтом, який враховує інші складові КП:

$$\Phi = \left(\frac{m_{pz}^2 \cdot \pi \cdot \Psi_{barpz} \cdot a_{wprz} \cdot (z_{wprz}^2 + z_{kprz}^2)}{\cos^2 \beta_{pz} \cdot 4} + \sum_{i=1}^n \left[\frac{m_i^2 \cdot \pi \cdot \Psi_{bai} \cdot a_{wi} \cdot (z_{wi}^2 + z_{ki}^2)}{\cos^2 \beta_i \cdot 4} \right] \right) \cdot \rho + \sum_{j=1}^3 m_{валj} + \sum_{k=1}^r m_{підшк} + \sum_{p=1}^u m_{синхр} + m_{карт} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де ρ – щільність матеріалу; $\sum_{j=1}^3 m_{валj}$, $\sum_{k=1}^r m_{підшк}$, $\sum_{p=1}^u m_{синхр}$ – відповідно сумарна маса валів, підшипників, синхронізаторів; $m_{карт}$ – маса картеру; n – кількість „непрямих” передач в КП.

1.2. У якості наступного критерію оптимальності розглянемо міжосьову відстань. Запишемо цільову функцію як суму міжосьових відстаней пари постійного зачеплення a_{wprz} та пар, що вмикаються на кожній i -й передачі a_{wi} :

$$\Phi = a_{wprz} + \sum_{i=1}^n a_{wi} \rightarrow \min. \quad (3)$$

Міжосьова відстань кожного зачеплення (якщо сумарний коефіцієнт зміщення початкового контуру $x_\Sigma = 0$):

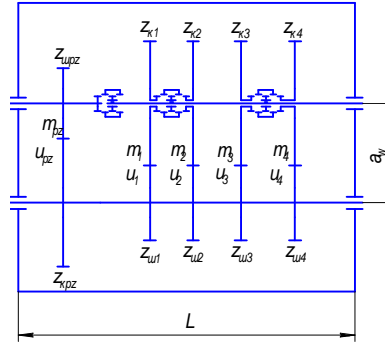


Рис. 1. Схема тривальної КП

$$a_{wprz} = \frac{m_{pz}(z_{wprz} + z_{kprz})}{2 \cos \beta_{pz}}; \quad a_{wi} = \frac{m_i(z_{wi} + z_{ki})}{2 \cos \beta_i}. \quad (4)$$

Тоді

$$\Phi = \frac{m_{pz}(z_{wprz} + z_{kprz})}{2 \cos \beta_{pz}} + \sum_{i=1}^n \frac{m_i(z_{wi} + z_{ki})}{2 \cos \beta_i} \rightarrow \min. \quad (5)$$

1.3. Також можна розглянути, як критерій оптимальності, довжину КП. Цільову функцію для цього критерію визначимо як суму ширин зубчастих коліс синхронізаторів, різноманітних зазорів, опор, картеру тощо:

$$\Phi = \left(\Psi_{barpz} \cdot a_{wprz} + \sum_{i=1}^n \Psi_{bai} \cdot a_{wi} \right) + \sum_{k=1}^r l_{підшк} + \sum_{p=1}^u l_{синхр} + \sum_{q=1}^v l_{зяз} \rightarrow \min, \quad (6)$$

де $\sum_{k=1}^r l_{підшк}$, $\sum_{p=1}^u l_{синхр}$, $\sum_{q=1}^v l_{зяз}$ – відповідно сумарна довжина підшипників, синхронізаторів та зазорів.

1.4. Найбільш складним є комплексний (система критеріїв) критерій оптимальності. Формулювання такої цільової функції є достатньо важкою задачею. Необхідно об'єднати декілька (t) різнорідних показчиків „якості” (оптимальності) [2], котрі залежать від параметрів оптимізації:

$$\Phi_f(x) = \Phi_f(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad (f = \overline{1, t}). \quad (7)$$

Умову оптимального рішення можна записати у вигляді

$$\Phi = F[\Phi_1(x), \Phi_2(x), \dots, \Phi_t(x)] \rightarrow \min. \quad (8)$$

Зазвичай цю функцію задають таким чином:

$$\Phi = \sum_{f=1}^t \alpha_f \cdot \Phi_f(x), \quad (9)$$

де α_f – ваговий коефіцієнт (коефіцієнт важливості) відповідно критерію.

Але дуже складно записати цільову функцію для декількох критеріїв, оскільки необхідно знати „цінність” різних якостей. Тому для побудови тематичної моделі використовують експерименти, моделі прототипів та інше. Щоб модель характеризувала усі існуючі зв'язки, проводять її уточнення.

2. *Обмеження на змінні проектування*

Рівність міжосьових відстаней усіх зачеплень КП:

$$a_{wpz} = a_{w1} = a_{w2} = \dots = a_{wn} \cdot \quad (10)$$

Співвідношення чисел зубців повинно приблизно забезпечувати попередньо задані передаточні числа КП u_{KPi} :

$$\frac{z_{kpz}}{z_{wpz}} \cdot \frac{z_{ki}}{z_{wi}} = u_{pz} u_i \approx u_{KPi} \cdot \quad (11)$$

Числа зубців усіх коліс повинні лежати у діапазоні

$$z_{\min} \leq z_j \leq z_{\max} \cdot \quad (12)$$

Передаточні числа усіх зачеплень не повинні перевищувати величин

$$u_{pz} = \frac{z_{kpz}}{z_{wpz}} \leq u_{pz \max}; \quad u_i = \frac{z_{ki}}{z_{wi}} \leq u_{i \max} \cdot \quad (13)$$

Кути нахилу зубців в усіх зачепленнях повинні знаходитись у діапазоні

$$\beta_{\min} \leq \beta_{pz} \leq \beta_{\max}, \quad \beta_{\min} \leq \beta_i \leq \beta_{\max} \cdot \quad (14)$$

Мінімальна величина міжосьової відстані обмежується з умови контактної міцності [5]:

$$a_{wpz} \geq K_a \left(\frac{z_{kpz}}{z_{wpz}} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{шHpz} K_{H\beta pz}}{z_{kpz} \Psi_{bapz} \sigma_{HPz}^2}}; \quad (15)$$

$$a_{wi} \geq K_a \left(\frac{z_{ki}}{z_{wi}} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{шHi} K_{H\beta i}}{z_{ki} \Psi_{bai} \sigma_{HPi}^2}} \cdot$$

Мінімальні значення модулів зачеплень обмежуються з умови згинної міцності зубців [5]:

$$m_{pz} \geq K_{ma} \left(\frac{z_{kpz}}{z_{wpz}} + 1 \right) \frac{T_{шFpz} Y_{Fpz}}{\left(\frac{m_{pz} (z_{wpz} + z_{kpz})}{2 \cos \beta_{pz}} \right)^2 \Psi_{bapz} \sigma_{FPpz}}; \quad (16)$$

$$m_i \geq K_{ma} \left(\frac{z_{ki}}{z_{wi}} + 1 \right) \frac{T_{шFi} Y_{Fi}}{\left(\frac{m_i (z_{wi} + z_{ki})}{2 \cos \beta_i} \right)^2 \Psi_{bai} \sigma_{Fpi}} \cdot \quad (17)$$

Більш докладніше обмеження на змінні проектування були розглянуті у статті [6].

Висновки

1. Оптимізація коробок передач дозволяє поліпшити їх масові та габаритні характеристики.

2. Надані математичні моделі оптимізації тривальних КП з переліком змінних проектування.

Список літератури: 1. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448 с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир 1986. – Т.1. – 349 с. 3. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с. 4. Лившиц Э.Г., Придухо В.Т. Оптимизация параметров редукторов при автоматизированном проектировании. – Минск, 1977. – 88 с. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76 с. 6. Бондаренко А.В., Устиненко А.В. Оптимизация трехвалных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния // Вестник НТУ "ХПИ": Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2008. – №28. – С.110-115.

Поступила в редколлегию 12.03.2009

УДК 539.3:612.76:616.001

О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, асп. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ОРТЕЗОВ ПРИ ОРТЕЗИРОВАНИИ ШЕЙНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА

Аналіз механічної поведінки шийного відділу хребта при ортезуванні все ще закликає до розгляду, незважаючи на велику кількість досліджень, які проводяться протягом минулих років. У роботі пропонується нові геометричні моделі шийного відділу хребта і різні конструкції ортезів. Скінчено-елементний метод разом з програмами САД використовувалися в дослідженнях ортезування. Аналізи напружень виконувалися для сегментів шийного відділу хребта і ортезів, що знаходяться в клінічному використанні.

The analysis of mechanical conduct of the cervical spine at with orthosis still calls to consideration, in spite of plenty of researches researches which are conducted during past years. This work conducts new geometrical models of the cervical spine and different constructions of orthoses. Finite element method together with the programs of CAD utilized in researches of orthosis. The analyses of tension were