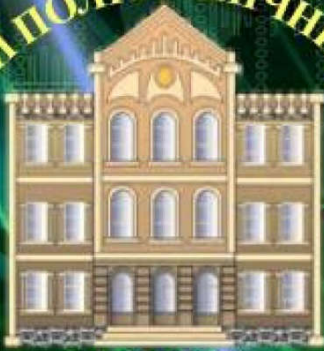


НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»



1885

«ХПІ»

ISSN 2079-0791
23' 2016

ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Харків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут"

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

Серія: Проблеми механічного приводу

№ 23 (1195) 2016

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ "ХПІ", 2016

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ". – 2016. – № 23 (1195). – 157 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету "ХПІ" внесено до "Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук", затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень і розробок в галузі зубчастих передач та редукторобудування, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій і підприємств. Статті містять матеріали доповідей 47-ї міжнародної науково-технічної конференції "Проблеми якості і довговічності зубчастих передач та механічного приводу" ЗП-2016.

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. ЄПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;
Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Заст. відповідального редактора: О. В. Устиненко, канд. техн. наук, доц., с.н.с.

Відповідальний секретар: О. В. Бондаренко, канд. техн. наук.

Члени редколегії: К. Б. Арнаудов, д-р техн. наук, проф.; Д. Т. Бабічев, д-р техн. наук, проф.;

М. Бошанські, д-р філософії, проф.; В. М. Власенко, канд. техн. наук, с.н.с.;

С. С. Гутиря, д-р техн. наук, проф.; Б. І. Кіндрацький, д-р техн. наук, проф.;

Г. І. Львов, д-р техн. наук, проф.; П. Л. Носко, д-р техн. наук, проф.;

Х. С. Самідов, д-р техн. наук, проф.; В. Є. Старжинський, д-р техн. наук, с.н.с.;

В. М. Стрельніков, д-р техн. наук, проф.; М. Е. Тернюк, д-р техн. наук, проф.

*Вісник Національного технічного університету "ХПІ", серія "Проблеми механічного приводу", індексується в наукометричних базах **WorldCat** і **Google Scholar** і включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ".

Протокол № 6 від 27 травня 2016 р.

УДК 621.85

С. В. АНДРІЄНКО, О. В. УСТИНЕНКО

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗА КРИТЕРІЄМ ЗНОСУ ЗУБЦЯ ЗІРОЧКИ

При експлуатації ланцюгових передач в умовах підвищеної запиленості на перший план виходить проблема прискореного абразивного зносу зубців. Розроблено методику синтезу профілю зубця зірочки на основі побудови Бобільє. Визначено радіуси кривизни профілю, швидкості ковзання та контактні напруження. Проведено моделювання процесу зношування зубця та розроблена методика оцінки ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості.

Ключові слова: ланцюгова передача, зірочка, зубець, еволютний профіль, знос.

При эксплуатации цепных передач в условиях повышенной запыленности на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа зубьев. Разработана методика синтеза профиля зуба звездочки на основе построения Бобилье. Определены радиусы кривизны профиля, скорости скольжения и контактные напряжения. Проведено моделирование процесса износа зуба и разработана методика оценки ресурса цепной передачи по критерию его износостойкости.

Ключевые слова: цепная передача, звездочка, зуб, эволютный профиль, износ.

When using chain drives in dusty conditions, and for sprockets of the drive wheels for tracked vehicles, to the forefront the problem of accelerated abrasive wear of working teeth profiles. It is proposed to solve this problem using evolute chain mesh, which can ensure the reduction of sliding velocities and contact pressure. A method for the synthesis of tooth form by constructing Bobillier. The solution of the differential equation that describes the profile, obtained numerically by the Runge-Kutta method. Approximation of the profile with the help of a third-order Bezier curve was made. The methods are developed: determining sliding velocities in the chain engagement; calculating the curvature radius of the tooth profile based on differentiating the Bezier curve; determination of contact stress by H. Hertz formula. Mathematical model of the sprocket tooth wear is developed. Method of evaluation of the resource chain drive on the criterion of wear resistance of the tooth profile is proposed.

Keywords: chain drive, sprocket, tooth, evolute profile, wear.

Вступ. Загальновідомо, що головною причиною виходу із експлуатації ланцюгових втулково-роликкових передач є абразивний знос шарнірів ланцюга [1]. Однак у багатьох випадках на перший план виходить проблема прискореного абразивного зносу робочих профілів зубців зірочок. До таких випадків відносяться:

1. Передачі із втулковими ланцюгами без роликів, які часто застосовуються в автомобілебудуванні з метою економії маси.

2. Зірочки ведучих коліс гусеничної техніки [2] (по своїй геометрії та кінематиці аналогічні ланцюговій втулковій передачі).

3. Також прискорений знос зірочок часто зустрічається в передачах сільськогосподарського та гірничого машинобудування, працюючих в умовах підвищеної запиленості [3], проте для них він зазвичай не є лімітуючим фактором навантажувальної здатності.

Тому розробка нових профілів зубців зірочок та ведучих коліс, що забезпечують зменшення прослизання втулки (чи цівки для гусеничного рушія) та дослідження їх зносостійкості є актуальною науково-практичною задачею сучасного машинобудування, тому що її розв'язування забезпечує підвищення здатності та довговічності ланцюгових передач і гусеничного рушія.

Постановка задачі. Як відомо, інтенсивність зносу зубців залежить не тільки від змашування, шорсткості поверхонь та швидкості їх відносного прослизання, але і від рівня контактних напружень в зачепленні, який можна знизити збільшенням приведенного радіусу кривизни профілів ρ_H . Основний спосіб збільшення ρ_H без росту габаритів передачі полягає в застосуванні зачеплення із опукло-увігнутим контактом. Одним з перспективних шляхів рішення цієї задачі є застосування так званого еволютного зачеплення. Це сімейство профілів для зубчастих та ланцюгових передач із опукло-увігнутим контактом, що розроблене українським вченим А. І. Павловим [4]. Його синтез базується на побудові Бобільє [5], що полягає в заміні зубчастого

або ланцюгового зачеплення чотириланковим шарнірно-важільним механізмом. Регулюючи геометричні розміри механізму, можна синтезувати зачеплення із різними геометро-кінематичними показниками, що безпосередньо впливають на контактну міцність та зносостійкість. В першу чергу це приведений радіус кривизни ρ_H та швидкість відносного ковзання профілів зубців λ .

Мета роботи – забезпечити підвищення працездатності (насамперед ресурсу) ланцюгових втулково-роликкових передач за критеріями зносостійкості зубців зірочок шляхом вибору раціональних параметрів профілю на основі теорії еволютного зачеплення. Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Виконати синтез геометрії ланцюгового зачеплення на основі побудови Бобільє.

2. Визначити геометро-кінематичні характеристики ланцюгового зачеплення, що впливають на його міцність та зносостійкість.

3. Визначити контактні напруження в ланцюговому зачепленні.

4. Провести моделювання процесу зносу зубця зірочки.

5. Оцінити ресурс ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості профілю зуба.

6. Виявити вплив геометричних параметрів еволютного зубця на його знос та визначити їх раціональні значення, що забезпечують підвищення зносостійкості.

Об'єднаємо усі ці задачі в єдину комплексну методику аналізу та підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу профіля зубця зірочки. Вона є універсальною – може бути застосована для синтезу та аналізу ланцюгового зачеплення із будь-яким профілем зубця зірочки. Для більшої наочності представимо цю методику у вигляді алгоритму, зображеного на рис. 1.

Далі детально розглянемо основні етапи цього алгоритму. Відмітимо, що усі дослідження та розрахунки виконуються для передач із втулковими ланцюгами без роликів, як найбільш схильних до зносу зубців.



Рис. 1 – Алгоритм методики аналізу та підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу профілю зубця

1. Математичне моделювання еволютного профілю зубця зірочки. На основі побудови Бобільє для ланцюгового зачеплення в роботах [6, 7] отримано наступне звичайне диференціальне рівняння (ОДУ) 2-го порядку, що описує профіль еволютного зубця, який зачіпляється із цевкою або втулкою:

$$\frac{1 + y_0'^2}{y_0''} = \frac{x_0}{y_0'} + \frac{r_0 k f}{(r_0 f - k)(1 - A y_0')}, \quad (1)$$

де x_0, y_0 – координати точок профілю зуба зірочки в системі координат, центр якої співпадає із полюсом зачеплення P , а вісь x_0 є дотичною до ділильного кола радіусом r_0 (рис. 2); f – коефіцієнт тертя ковзання в зачепленні; $k = h \cdot \sin \alpha_0$ – так званий коефіцієнт різновиду еволютного зачеплення [4] (один з найважливіших параметрів, що дозволяє управляти геометричними характеристиками передачі, що синтезується, тут h – відстань між полюсом зачеплення та центром обертання шатуну замінюючого механізму; α_0 – кут зачеплення в полюсі);

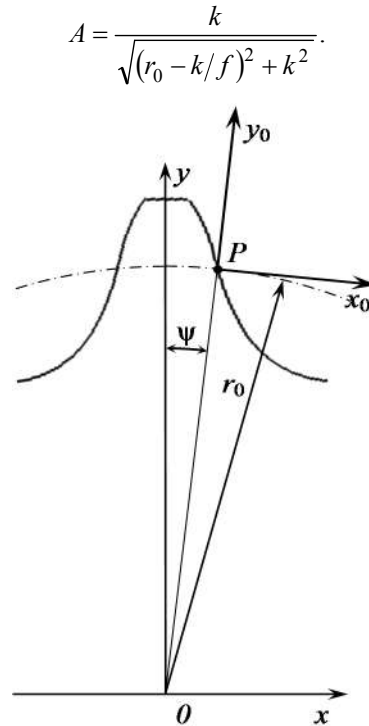


Рис. 2 – Системи координат, застосовані при синтезі профілю зубця зірочки: P – полюс зачеплення; r_0 – радіус ділильного кола

Для зручності розв'язання запишемо рівняння (1) у формі Коши

$$y_0'' = \frac{y_0' (1 + y_0'^2) (r_0 f - k) (1 - A y_0')}{x_0 (r_0 f - k) (1 - A y_0') + y_0' r_0 k f}, \quad (2)$$

і приведемо його до системи двох рівнянь 1-го порядку,

$$\begin{cases} y_0' = y_1; \\ y_0'' = \frac{y_1 (1 + y_1^2) (r_0 f - k) (1 - A y_1)}{x_0 (r_0 f - k) (1 - A y_1) + y_1 r_0 k f}. \end{cases} \quad (3)$$

В якості початкових умов використаємо проходження кривої, що описує профіль зубця, через полюс P в початковий момент зачеплення. Значення коефіцієнта різновиду k вибираються з рекомендацій [8].

Розв'язання диференціального рівняння (2) може бути здійснене двома способами. У роботах [4, 6, 7] запропоновано наближене рішення у вигляді полінома за допомогою програмного комплексу Vissim. Перевагою такого методу є отримання рівняння профілю зубця зірочки в явному вигляді, що дозволяє досить просто профілювати зуборізний інструмент та знаходити ра-

діус кривизни профілю зубця, необхідний для визначення контактних напружень за формулою Герца. Однак апроксимація профілю поліномами високого ступеня (найчастіше 7-го) часто призводить до погіршених профілю та нестійкості рішення.

Тому у роботах [8, 9] запропоновано застосувати розв'язання диференціального рівняння (2) чисельним методом Рунге-Кутта четвертого порядку, як найбільш поширеним у зв'язку з достатньою точністю та відносною простотою. Рішення виконується в системі MathCAD за допомогою вбудованої функції **Rkadapt**, побудованої на методі Рунге-Кутта четвертого порядку із адаптивним підстроюванням кроку інтегрування по необхідній точності рішення,

Rkadapt(y, x_1, x_2, m, F),

де y – вектор початкових умов розмірності n (n – порядок рівняння або число рівнянь в системі);
 x_1, x_2 – початок та кінець інтервалу інтегрування, на якому виконується розв'язання;
 m – число точок (не рахуючи початкової), в яких виконується розв'язання;
 F – символічний вектор, що містить праві частини рівнянь.

Як приклад на рис. 3 показано синтезований із застосуванням запропонованої методики профіль зубця зірочки із наступними основними параметрами: число зубців $z = 20$; крок ланцюга $t = 25,4$ мм; коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,2$; коефіцієнт різновиду $k = -5$. Профіль побудований в системі координат x, y , центр якої співпадає із центром обертання колеса, а вісь у співпадає із віссю симетрії зубця (рис. 2). Координати точок профілю розраховуються за формулами:

$$\begin{cases} x_{1j} = r_0 \sin \psi + x_{0j} \cos \psi + y_{0j} \sin \psi; \\ y_{1j} = r_0 \cos \psi - x_{0j} \sin \psi + y_{0j} \cos \psi, \end{cases} \quad (4)$$

де ψ – центральний кут, що відповідає половині товщини зубця по дузі діляльного кола;
 $j = 1, 2, \dots, k$; тут k – кількість розрахункових точок профілю, що задається дослідником.

На завершення цього етапу, для зручності визначення швидкостей ковзання та радіусу кривизни профілю в точці контакту на основі чисельного рішення, виконується *апроксимація профілю за допомогою кривих Безьє* третього порядку. Детально алгоритм апроксимації описаний в [9].

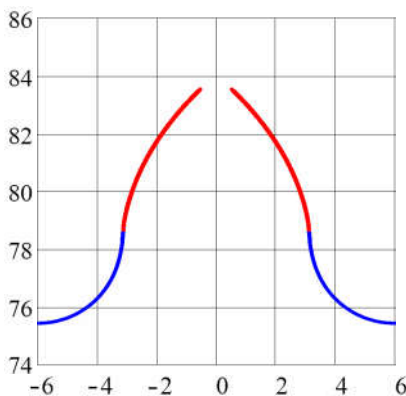


Рис. 3 – Профіль синтезованого зуба зірочки ланцюгової передачі із параметрами: крок ланцюга $t = 25,4$ мм, $z = 20$, $k = -5$

2. Моделювання процесу зношування зубця зірочки. Спочатку визначимо швидкості ковзання в ланцюговому зачепленні. Швидкості переміщення точки контакту за профілем зубця та втулки V_{ty1} та V_{ty2} є швидкостями кочення на відповідних ділянках в межах певного тимчасового інтервалу:

$$V_{ty1i,j} = \frac{\Delta S_1}{\Delta t}; \quad V_{ty2i,j} = \frac{\Delta S_2}{\Delta t},$$

де $\Delta S_1, \Delta S_2$ – шлях, пройдений точкою контакту за профілем зубця та втулки впродовж часового інтервалу Δt ;

i – номер циклу навантаження (відповідає 1 оберту зірочки).

Фізичний сенс циклу по i полягає в тому, що після кожного циклу навантаження відбувається деградація (у нашому випадку – знос) профілю, тобто зміна його геометрії, характеристик кінематики та міцності.

Різниця цих швидкостей є абсолютна швидкість ковзання контактуючих профілів,

$$V_{cki,j} = V_{ty1i,j} - V_{ty2i,j}.$$

Для передачі із втулковим ланцюгом без роликів шлях ковзання точки контакту по зубу набагато більше, ніж по втулці. Тому приймаємо

$$V_{cki,j} \approx V_{ty1i,j}; \quad V_{ty2i,j} \approx 0.$$

Значення $V_{cki,j}$ будемо знаходити по наступній залежності з [10], поклавши $\omega_1 = 1 \text{ с}^{-1}$, $\omega_2 = 0$,

$$V_{cki,j} = PY(\omega_1 + \omega_2) = \sqrt{x_{ti}^2(x_0=0) - x_{ti,j}^2(x_{0j}) + y_{ti}^2(x_0=0) - y_{ti,j}^2(x_{0j})}. \quad (5)$$

Знаходження радіусу кривизни профілю зубця зірочки $\rho_{1i,j}$ виконується по відомій формулі диференціальної геометрії [11] диференціюванням рівняння кривої Безьє

$$\rho_{1i,j} = \frac{(x_{1i,j}'^2(\lambda_{i,j}) + y_{1i,j}'^2(\lambda_{i,j}))^{3/2}}{y_{1i,j}''(\lambda_{i,j}) \cdot x_{1i,j}'(\lambda_{i,j}) - x_{1i,j}''(\lambda_{i,j}) \cdot y_{1i,j}'(\lambda_{i,j})}, \quad (6)$$

де $\lambda_{i,j}$ – поточний параметр кривих Безьє, що змінюється в межах $0 \leq \lambda_{i,j} \leq 1$ та відповідає j -й точці кривої [9].

Також ця задача при необхідності може бути вирішена на основі чисельного методу "трьох точок" [12].

Визначення контактних напружень в ланцюговому зачепленні виконується по формулі Г. Герца [13] для початкового дотику пружних тіл по лінії. Залежність для розрахунку контактних напружень $\sigma_{Hi,j}$, МПа, в j -й точці профілю на i -му циклі навантаження:

$$\sigma_{Hi,j} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{ni,j} E_H}{b_w \rho_{Hi,j}}}, \quad (7)$$

де $\rho_{Hi,j} = (\rho_{1i,j} \cdot \rho_{2i,j}) / (\rho_{2i,j} \pm \rho_{1i,j})$ – приведений радіус кривизни в точці контакту зубця та втулки, тут знак "+" при двоопуклому контакті, а "-" при опукло-увігнутому;

$E_H = 2(E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2)$ – приведений модуль пружності матеріалів зірочки та втулки;
 b_w – робоча ширина зубця зірочки;

$F_{ni,j}$ – нормальне зусилля в точці контакту,

$$F_{ni,j} = \frac{2T_i}{d_{ij} \cos \alpha_{ij}} = \frac{T_i}{\sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2} \cos \alpha_{ij}}, \quad (8)$$

де T_i – крутний момент на зірочці, що відповідає i -му циклу вантаження.

Радіус кривизни профілю зубця $\rho_{1i,j}$ визначається за залежністю (6), а $\rho_2 = 0,5d_g = \text{const}$, де d_g – діаметр втулки ланцюга.

Математична модель процесу зношування зубця зірочки. При її розробці прийняті наступні основні допущення [15]:

- усі зубці однієї зірочки зношуються однаково;
- сумарний знос дотичних тіл в контактній точці розподіляється між ними прямо пропорційне шляху ковзання точки контакту по цих тілах та обернено пропорційне до твердості контактної поверхні;
- сумарний знос в контакті двох контактуючих поверхонь пропорційний питомій потужності, що витрачається на подолання сил тертя.

Врахуємо, що твердість поверхні зубця зазвичай суттєво менша твердості втулки, а шлях ковзання точки контакту по зубцю істотно більший, ніж по втулці. Тоді в першому наближенні застосуємо наступний розподіл спільного зносу $I_{zi,j}$ профілю зубця ($I_{z1i,j}$) та втулки ($I_{z2i,j}$) в j -й точці профілю за i -й цикл навантаження:

$$I_{z1i,j} \approx I_{zi,j}; \quad I_{z2i,j} \approx 0.$$

Запишемо залежність для визначення зносу профілю зубця в j -й точці профілю за i -й цикл навантаження по аналогії із запропонованою в [16] для зубчастих передач,

$$I_{zi,j} = i_z \alpha_T \alpha_B P_{zi,j}, \quad (9)$$

де $i_z = 0,03$ мм/Вт – питома інтенсивність зношування; α_T – коефіцієнт варіації питомої інтенсивності зношування, що враховує зміну i_z в процесі експлуатації, визначається експериментально; α_B – коефіцієнт, що враховує вплив миттєвої температури контакту зубців; $P_{zi,j}$ – питома потужність сил тертя в контакті при відносному коченні з ковзанням контактуючого зуба та втулки

$$P_{zi,j} = f_{\text{три},j} \cdot \sigma_{Hi,j} \sqrt{K_d \cdot V_{\text{ски},j}}, \quad (10)$$

K_d – коефіцієнт динамічного навантаження;

$V_{\text{ски},j}$ – швидкість ковзання;

$f_{\text{три},j}$ – коефіцієнт тертя в урахуванням ковзання і кочення, визначається за формулою Ю. М. Дроздова [17] з урахуванням вище прийнятого співвідношення швидкостей кочення зубця та втулки:

$$f_{\text{три},j} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2} \sigma_{Hi,j}^{0,02} \left[10 + \lg \left(\frac{HB \cdot R_{ai}}{E_H \cdot \rho_{Hi,j}} \right) \right]}{\sqrt{0,07} \cdot V_{\text{ски},j}^{0,32}} \leq f_{\text{три,max}}, \quad (11)$$

де HB та R_{ai} – твердість за Бринелем та середнє арифметичне значення шорсткості профілю для менш твердого із контактуючих тіл (найчастіше – для зубця); v – кінематична в'язкість мастила при температурі поверхонь, що вступають у контакт;

$f_{\text{три,max}}$ – максимальне значення коефіцієнта тертя для цих умов, що приймається на основі експериментальних даних.

3. Методика оцінки ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості. Після визначення величини зносу по залежності (9) визначаємо координати точок зношеного профілю $x_{i+1,j}$, $y_{i+1,j}$:

$$\begin{cases} x_{i+1,j} = x_{i,j} - I_{zi,j} \cos(\alpha_{i,j} - \psi_i); \\ y_{i+1,j} = y_{i,j} - I_{zi,j} \sin(\alpha_{i,j} - \psi_i). \end{cases} \quad (12)$$

Далі обчислюємо нові значення $\rho_{Hi+1,j}$, $V_{\text{ски}+1,j}$ та $\sigma_{Hi+1,j}$, після чого знаходимо значення зносу на $i+1$ -му циклі навантаження $I_{zi+1,j}$, координати точок зношеного профілю $x_{i+2,j}$, $y_{i+2,j}$ і так далі. Одночасно на кожному циклі обчислюється сумарний знос профілю зірочки в кожній j -й точці та шукається максимальна величина зносу за залежностями

$$I_{z\Sigma j} = \sum_i I_{zi,j}; \quad I_{z\text{max}} = \max_{1 \leq j \leq k} I_{z\Sigma j}. \quad (13)$$

Таким чином, ми отримали ітераційний процес, який зупиняється при досягненні величини критичного зносу $I_{z\text{кр}}$, тобто при виконанні умови

$$I_{z\text{max}} \geq I_{z\text{кр}}. \quad (14)$$

Тоді ресурс ланцюгової передачі за критерієм зносу профілю зірочки, L_h , годин,

$$L_h = \frac{N_{\text{ц}}}{60 \cdot n}; \quad (15)$$

де $N_{\text{ц}}$ – кількість циклів навантаження до досягнення величини критичного зносу $I_{z\text{кр}}$; n – частота обертання зірочки.

Функціональний взаємозв'язок між зношуванням та параметрами зачеплення (в першу чергу, коефіцієнтом k , кутом зачеплення в полюсі α_0 , кроком ланцюга t та числом зубців z) встановлюється шляхом варіювання цих параметрів на етапі синтезу еволютного профіля. Послідовно проходячи усі етапи алгоритму, ми отримуємо значення ресурсу L_h по граничному зносу профіля для кожного набору геометричних параметрів при однакових навантаженнях, фізико-механічних властивостях матеріалу та стану поверхні зубця. *Значення параметрів ланцюгового еволютного зачеплення, при яких ресурс L_h максимальний, будуть раціональними для конкретної передачі.*

Надалі планується узагальнити результати моделювання у вигляді графіків та довідкових таблиць, призначених для інженерних розрахунків. Вони дозволять вибирати раціональні параметри ланцюгового еволютного зачеплення на етапі його проектування.

Висновки:

1. Еволютне зачеплення дозволяє підвищити навантажувальну здатність ланцюгових передач за критерієм зносостійкості зубців зірочок.
2. Розроблена методика аналізу та підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу профілю зуба зірочки із еволютним профілем.
3. Методика є достатньо універсальною – вона може бути застосована (за винятком етапу синтезу еволютного профіля) для дослідження зносу зубців зірочок

ланцюгових втулкових передач або гусеничного рушія з будь-яким стандартним та нестандартним профілем.

4. Запропонована методика дозволить призначити раціональні параметри ланцюгового еволютного зачеплення на етапі його проектування.

Список літератури

1. Глуценко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликowymi цепями. – Львов : Изд. Львовского ун-та, 1964. – 226 с.
2. Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с.
3. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина. – М. : КолосС, 2005. – 462 с.
4. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков : ХНАДУ, 2005. – 100 с.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М. : Наука, 1968. – 584 с.
6. Павлов А. И., Андриенко С. В. Построение рабочей поверхности зубьев звездочки цепной передачи // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков : НТУ "ХПИ", 2003. – Вып. 8, т. 3. – С. 43.
7. Андриенко С. В., Павлов А. И., Устиненко А. В. Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобилье // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПИ", 2013. – № 40 (1013). – С. 5–8.
8. Андриенко С. В., Устиненко А. В., Протасов Р. В. Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків : НТУ "ХПИ", 2014. – № 31 (1074). – С. 10–15.
9. Андриенко С. В., Устиненко А. В., Воронцов Б. С. Численное моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи // Механіка та машинобудування. – 2014. – № 1. – С. 11–17.
10. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Кротенко Г. А., Сериков В. И. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПИ", 2012. – № 36. – С. 127–131.
11. Смирнов В. И. Курс высшей математики : В пяти томах. – Т. 1. – М. : Наука, 1974. – 479 с.
12. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров : пер. с англ. – М. : Наука, 1974. – 832 с.
13. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков : Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156 с.
14. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Андриенко С. В. и др. Анализ контактного взаимодействия в зубчатых и цепных передачах с эволютным профилем методом конечных элементов // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ "ХПИ", 2015. – № 43 (1152). – С. 69–73.
15. Кузнецова А. В. Підвищення ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями вибором раціональних параметрів зачеплення: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харків, 2014. – 22 с.
16. Оніщенко В. П., Кузнецова А. В. Вплив зносу двоопукло-угнутих зубців конічних передач на параметри зачеплення // Машинознавство: Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. – Львів, 2011. – № 11–12 (173–174). – С. 15–20.

17. Дроздов Ю. Н. Трение и износ в экстремальных условиях: справочник / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.

References (transliterated)

1. Glushhenko I. P. Osnovy proektirovaniya cepnyh peredach s vtulochno-rolikovymi cepjami. – L'vov : Izd. L'vovskogo un-ta, 1964. – 226 p.
2. Platonov V. F., Leishvili G. R. Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye mashiny. – Moscow : Mashinostroenie, 1986. – 296 p.
3. Detali mashin i osnovy konstruirovaniya / Pod red. M. N. Erohina. – Moscow : KolosS, 2005. – 462 p.
4. Pavlov A. I. Sovremennaja teorija zubchatyh zaceplenij. – Kharkiv : HNADU, 2005. – 100 p.
5. Litvin F. L. Teorija zubchatyh zaceplenij. – Moscow : Nauka, 1968. – 584 p.
6. Pavlov A. I., Andrienko S. V. Postroenie rabochej poverhnosti zub'ev zvezdochki cepnoj peredachi // Vestnik NTU "KhPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyp. "Tehnologii v mashinostroenii". – Kharkov: NTU "KhPI", 2003. – Vol. 8, t. 3. – P. 43.
7. Andrienko S. V., Pavlov A. I., Ustinenko A. V. Modelirovanie profilja zuba zvezdochki cepnoj peredachi na osnove postroeniya Bobil'e // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. – No 40 (1013). – P. 5–8.
8. Andrienko S. V., Ustinenko A. V., Protasov R. V. Chislennoe reshenie zadachi sinteza profilja zuba zvezdochki cepnoj vtulochno-rolikovej peredachi // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija: Problemi mehanichnogo privodu. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – No 31 (1074). – P. 10–15.
9. Andrienko S. V., Ustinenko A. V., Voroncov B. S. Chislennoe modelirovanie profilja zuba zvezdochki cepnoj peredachi // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2014. – No 1. – P. 11–17.
10. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Krotenko G. A., Serikov V. I. Issledovanie skorosti skol'zhenija profiljev zub'ev v jevoljutnyh peredachah // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2012. – No 36. – P. 127–131.
11. Smirnov V. I. Kurs vysshej matematiki : V pjati tomah. – T. 1. – Moscow : Nauka, 1974. – 479 p.
12. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike dlja nauchnyh rabotnikov i inzhenerov : per. s angl. – Moscow : Nauka, 1974. – 832 p.
13. Koval'skij B. S. Raschet detalej na mestnoe szhatie. – Kharkov : Izd-vo HVVKIU, 1967. – 156 p.
14. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Andrienko S. V. i dr. Analiz kontakt-nogo vzaimodejstvija v zubchatyh i cepnyh peredachah s jevoljutnym profilem metodom konechnyh jelementov // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija: Transportne mashinobuduvannja. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 69–73.
15. Kuznecova A. V. Pidvishennja resursu konichnih peredach z dvoopuklo-uvignutimi zubciv konichnih peredach na parametri zacheplennja : Avto-ref. dis... kand. tehn. nauk: 05.02.02. – Kharkiv, 2014. – 22 p.
16. Onishhenko V. P., Kuznecova A. V. Vpliv znosu dvoopuklo-ugnutih zubciv konichnih peredach na parametri zacheplennja // Mashinoznavstvo: Vseukraїns'kij shhomisjachnij naukovo-tehnichnij i virobничий zhurnal. – L'viv, 2011. – No 11–12 (173–174). – P. 15–20.
17. Drozdov Ju. N. Trenie i iznos v jekstremal'nyh uslovijah: spravochnik / Ju. N. Drozdov, V. G. Pavlov, V. N. Puchkov. – Moscow : Mashinostroenie, 1986. – 224 p.

Надійшла (received) 05.03.2015

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу зубця зірочки / С. В. Андриєнко, О. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПИ", 2016. – № 23 (1195). – С. 3–8. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.

Повышение ресурса цепной передачи по критерию износа зуба звездочки / С. В. Андриенко, А. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПИ", 2016. – № 23 (1195). – С. 3–8. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.

Increase the resource of chain drive by the criterion of sprocket tooth wear / S. V. Andrienko, A. V. Ustinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 3–8. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андрієнко Сергій Володимирович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Андрієнко Сергей Владимирович – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, преподаватель кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Andrienko Sergej Vladimirovich – Kharkov National Automobile and Highway University, Lecturer at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

УДК 62-23+519.863

О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО

РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧНЫХ ДВОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ МЕТОДОМ ПСЕВДОВИПАДКОВОГО ПОИСКА ПРИ ДЕКОЛЬКОХ КРИТЕРИЯХ

Стаття присвячена задачі раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів при декількох критеріях. Розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють декільком критеріям якості. Усі складності компоновки та взаємозв'язок параметрів унеможливають їх вибір без використання підходів математичної оптимізації. Використання відомого псевдо-випадкового методу *ЛПт*-пошуку з авторською модифікацією дало змогу уникнути проблем пов'язаних з дискретністю та кількістю параметрів. Для розв'язання вказаної задачі було сформульовано постановку задачі та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та запропоновано підхід переходу від багатокритеріальної до однокритеріальної задачі. Підхід базується на аналізі пробних точок, що отримані при використанні *ЛПт*-пошуку, та подальшій обробці отриманої інформації. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, що й пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію.

Ключові слова: проектування, редуктор, критерії, цільова функція, раціональні параметри, алгоритм, *ЛПт*-пошук, напруженість.

Статья посвящена задаче рационального проектирования широко распространенных зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов при нескольких критериях. Рассматриваются вопросы поиска оптимально-рациональных геометрических параметров, которые удовлетворяют нескольким критериям качества. Все сложности компоновки и взаимосвязь параметров делают сложным их выбор, что упрощается при использовании подходов математической оптимизации. Использование известного псевдо-случайного метода *ЛПт*-поиска с авторской модификацией позволило избежать проблем, связанных с дискретностью и количеством параметров. Для решения указанной задачи было сформулировано постановку задачи и указаны параметры проектирования с ограничениями, записанные критерии и предложен подход перехода от многокритерияльной к однокритерияльной задаче. Подход базируется на анализе пробных точек, полученных при использовании *ЛПт*-поиска, и дальнейшей обработке полученной информации. Предложен подход перехода от многих критериев к одному с помощью введения проектировщиком шкалы важности и назначения важности каждого из критериев, нахождения для каждой пробной точки относительного смещения желаемого решения, что и предлагается использовать в качестве объединяющего критерия.

Ключевые слова: проектирование, редуктор, критерии, целевая функция, рациональные параметры, алгоритм, *ЛПт*-поиск, напряженность.

The article is devoted to the problem of rational design of widespread toothed cylindrical gears with multiple criteria. The problems of finding optimal rational geometric parameters that meet several quality criteria. All the complexity of the layout and connection options make impossible their choice without using mathematical optimization approaches. Using the known pseudo-random method *LPt* search author of the modification made to avoid problems associated with discrete and number of parameters. To solve the said problem The problem was formed and the parameters of design limitations, written criteria and approach to the transition from a multicriterion to one-criterion problem. The approach is based on analysis of test points that obtained using *LPt* search, and further processing of the information received. The approach of transition from one to many criteria by introducing designer of the scale and importance of the appointment of the importance of each criterion, and finding for each test point relative displacement desired solution, which is proposed to use as a unifying criterion.

Keywords: design, gear, criteria, objective function, rational parameters, algorithm, *LPt* search, tension.

Вступ. Актуальність задачі. На сьогоднішній день широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, які використовуються для зміни обертового моменту та частоти обертання, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні двоступінчасті редуктори.

Основною проблемою при проектуванні таких ре-

дукторів є необхідність забезпечити рівномірність зубчастих зачеплень з одночасним поліпшенням масогабаритних характеристик. Це досягається обранням конструктивних параметрів та відповідним розподіленням передаточних чисел між ступенями редуктора. Зазвичай, при проектуванні технічних систем інженер стикається з дилемою, бо широкий спектр вимог до виробу

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, 2016

приводить до появи декількох критеріїв якості. Більшість задач оптимального проектування співвісних ступінчастих приводів також є багатокритеріальними.

При проектуванні редукторів, зазвичай, виділяють наступні найбільш значущі критерії якості: міжосьова відстань (співвісні редуктори) чи сумарна міжосьова відстань (розгорнута компоновка), довжина редуктору, маса редуктору, "інтегральну" величину, яка містить в собі всі розрахункові запаси згинних та контактних напружень. Одночасне досягнення кращих характеристик завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати при проектуванні підходи багатокритеріальної математичної оптимізації.

Для розв'язання даної задачі запропоновано псевдовипадковий пошук, що базується на зондуванні простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛЛП-послідовності [1]. А усі критерії об'єднуються в один.

При такому підході до розв'язання задачі постають питання формулювання цільових функцій, що відповідають критеріям, та підхід об'єднання критеріїв, що дає змогу звести задачу до однокритеріальної. Таким чином, розробка підходу раціонального проектування двоступінчастого редуктора при декількох критеріях, з об'єднанням їх у один, є актуальним.

Конструктивні параметри та критерії проектування. Розглянемо кінематичну схему редуктора (рис. 1). На ньому прийняті наступні позначення: m_μ – відповідні модулі пар зубчастих коліс ($\mu = 1, 2$); $z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс, k – номер колеса у зачепленні ($k = 1$ – ведуче колесо, $k = 2$ – ведене колесо); β_μ – кути нахилу зубців у зачепленнях. Вказані вище конструктивні параметри редуктора запропоновано використати у якості змінних параметрів оптимально-раціонального проектування.

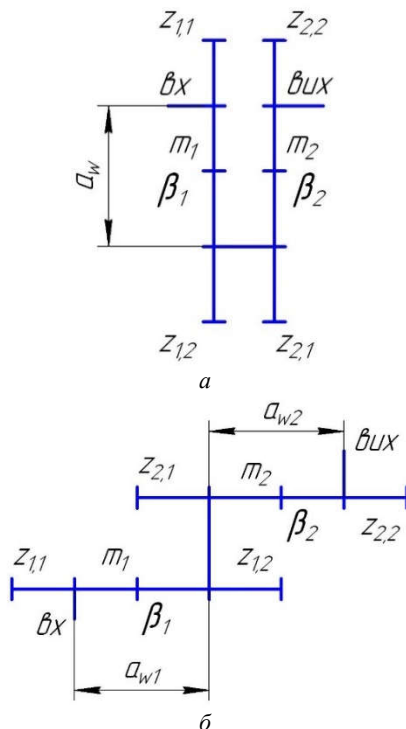


Рис. 1 – Схема двоступінчастого редуктору: а – співвісна схема; б – розгорнута схема

Розглянемо послідовно запропоновані критерії якості двоступінчастого редуктора.

Цільову функцію критерію мінімальної міжосьової відстані представимо у вигляді [2, 3]:

- для розгорнутої компоновки, як суму міжосьових відстаней (при сумарному коефіцієнті зміщення $x_\Sigma = 0$) окремих зачеплень:

$$F_a = \sum_{\mu=1}^2 a_{w\mu} = \sum_{\mu=1}^2 0.5 \cdot m_\mu \cdot (z_{\mu,1} + z_{\mu,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_\mu)},$$

$$F_a \rightarrow \min; \quad (1)$$

- для співвісної компоновки:

$$F_a = a_{w1} = a_{w2} = 0.5 \cdot m_1 \cdot (z_{1,1} + z_{1,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_1)} =$$

$$= 0.5 \cdot m_2 \cdot (z_{2,1} + z_{2,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_2)}, \quad F_a \rightarrow \min. \quad (2)$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити міжосьову відстань (чи сумарну міжосьову відстань) редуктора.

Написання наступних цільових двох функцій є досить складною задачею, бо на етапі проектування неможливо врахувати довжини та маси усіх деталей редуктора, але можливо оцінити ці параметри з деякою похибкою, яка достатня для інженерних розрахунків.

Цільову функцію у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина редуктора визначимо як суму ширин зубчастих коліс та додаткової величини L_d , що враховує розміри опор, картеру, різноманітних зазорів, тощо:

$$F_L = \sum_{w=1}^h L_{\text{заз}} + \sum_{r=1}^g L_{\text{підш}} + \sum_{t=1}^f L_k + \sum_{\mu=1}^s b_{w\mu},$$

$$F_L \rightarrow \min, \quad (3)$$

де $\sum_{w=1}^h L_{\text{заз}}$ – сумарна ширина зазорів між зубчастими

колесами та зазорів між картером та зубчастими колесами (відповідно до базового редуктора, при відсутності – призначається орієнтовне значення для класу), h – кількість зазорів;

$\sum_{r=1}^g L_{\text{підш}}$ – сумарна ширина підшипників ведучого

та веденого валів, що виходять за проекцію зубчастих коліс (відповідно до базового редуктора, при відсутності – призначається орієнтовне значення для класу), g – кількість підшипників ведучого та веденого валів;

$\sum_{t=1}^f L_k$ – сумарна ширина кришок опор ведучого та

веденого валів (відповідно до базового редуктора, при відсутності – призначається орієнтовне значення для класу), f – кількість кришок опор.

Така цільова функція досить точно характеризує лінійний розмір (довжину) редуктора. Вона враховує не тільки ширини зубчастих зубців, але й інші показники (розміри зазорів, підшипників, синхронізаторів, тощо), що є вагомими додатками і підвищують точність розрахунків.

Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса редуктора. Основна маса редуктора складається з мас наступних елементів: зубчастих коліс, валів, підшипників та картеру. Запишемо цільову функцію у вигляді:

$$F_M = \sum_{j=1}^r M_{\text{кол}} + \sum_{c=1}^v M_{\text{вал}} + \sum_{o=1}^g M_{\text{підш}} + M_{\text{кар}},$$

$$F_M \rightarrow \min, \quad (4)$$

де $\sum_{j=1}^r M_{\text{кол}}$ – сумарна маса усіх зубчастих коліс у редукторі (зубчасті колеса розглядаються як диски), r – кількість зубчастих коліс у редукторі;

$\sum_{c=1}^v M_{\text{вал}}$ – сумарна маса усіх валів у редукторі (вхідний та вихідний вали розраховуються на кручення, проміжний – на прогин), v – кількість валів у редукторі;

$\sum_{r=1}^g M_{\text{підш}}$ – сумарна маса усіх підшипників у редукторі, g – кількість підшипників у редукторі; $M_{\text{кар}}$ – маса картеру редукторі (розглядається як полий паралелепіпед).

Цільову функцію у випадку, коли критерієм оптимальності є вірогідність безвідмовної роботи (P), запропоновано[4] представити у вигляді добутку вірогідностей безвідмовної роботи передач за контактом та згином:

$$F_P = p(K_{nH1}) \cdot p(K_{nF11}) \cdot p(K_{nF12}) \times$$

$$\times p(K_{nH2}) \cdot p(K_{nF21}) \cdot p(K_{nF22}),$$

$$F_P \rightarrow \max, \quad (5)$$

де $K_{nH} = \sigma_{HP} / \sigma_H$, $K_{nF1} = \sigma_{FP1} / \sigma_{F1}$, $K_{nF2} = \sigma_{FP2} / \sigma_{F2}$ – коефіцієнти рівня напруженості, відповідно за контактом та згином (σ_H , σ_{HP} , σ_{F1} , σ_{FP1} , σ_{F2} , σ_{FP2} – діючі та допустимі (P) напруження контакту (H) і згину (F)).

Таким чином у проектувальника з'являється можливість пов'язати набір параметрів проектування зубчастих передач редуктора з вірогідністю безвідмовної роботи.

Обмеження та функціональні залежності між конструктивними параметрами.

1) Міжосьові відстані зачеплень при співвісній компоновці повинні бути рівні між собою, тобто:

$$a_{w1} = a_{w2}. \quad (6)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HP\mu}. \quad (7)$$

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну міцність:

$$\sigma_{F\mu,k} \leq \sigma_{FP\mu,k}. \quad (8)$$

4) Модуль зубців є основним параметром зубчастого зачеплення. Вони стандартизовані (ГОСТ 9563–80). Приймаємо для розрахунків наступний ряд:

$$m_{\mu} = 1; \dots; 6 \text{ мм}. \quad (9)$$

5) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім та нижнім значенням з міркувань технології виготовлення:

$$z_{\mu,k} \in N; \quad z_{\min} \leq z_{\mu,k} \leq z_{\max}. \quad (10)$$

6) З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні числа не повинні перевищувати певне значення (u_{\max}):

$$u_{\mu} = \frac{\max(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})}{\min(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})} \leq u_{\max}. \quad (11)$$

7) Кути нахилу зубців зубчастих коліс повинні бути у межах від β_{\min} до β_{\max} :

$$\beta_{\min} \leq \beta_{\mu} \leq \beta_{\max}. \quad (12)$$

8) Коефіцієнт ширини вінця також обмежується крайнім значенням:

$$\Psi_{bd\mu} \leq \Psi_{bd\mu\max}. \quad (13)$$

9) Повинна виконуватися умова загострення зубців, по їх товщині на колі вершин:

$$S_{a\mu} \leq 0.4 \cdot m_{\mu}. \quad (14)$$

Підхід та послідовність розв'язання задачі. Як відомо з [1], метод ЛПТ-пошуку базується на ЛПТ-рівномірно-розподілених послідовностях та дає змогу оперувати значною кількістю параметрів (до 51) та кількістю рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}).

Підхід побудовано на позиції дослідження точками ЛПТ-рівномірно-розподіленої (A_i) послідовності усього можливого простору параметрів (W), що визначається технічними та технологічними вимогами до типу приводу, що розглядається.

Потім точки проходять перевірку у певній послідовності, яка дає змогу вчасно відсіяти "непридатні" точки, і тим самим скоротити час машинних розрахунків. З точок, що пройшли перевірку, складається множина, що задовольняє умовам проектування (Q , $Q \in W$).

Досить часто використовується лінійне згортання критеріїв при розв'язанні багатокритеріальних задач оптимізації. Але лінійне згортання має суттєвий недолік – величина одержаної функції не має ніякого фізичного змісту.

Авторами було запропоновано відійти від лінійного згортання [5] та проводити об'єднання критеріїв у послідовності, що розглянута нижче.

Проектувальнику пропонується ввести **шкалу важливості**, яка буде застосовуватися для всіх критеріїв. У цій шкалі важливість (α) може змінюватися від 0 до α_{\max} з кроком 1, значення α_{\max} також обирається проектувальником самостійно: $\alpha = 0, 1, 2, \dots, \alpha_{\max}$; таким чином, проектувальник може самостійно обирати рівень дискретизації шкали важливості. Значення $\alpha = 0$ відповідає абсолютній пріоритетності критерію, значення $\alpha = \alpha_{\max}$ відповідає відносній наважливості критерію. Для кожного з критеріїв (F_a , F_L , F_M , F_P) проектувальник самостійно призначає відповідні значення **важ-**

ливості ($\alpha_a, \alpha_L, \alpha_M, \alpha_P$). Важливостям можуть призначатися значення у межах прийнятої шкали, не є винятком ситуація рівності значень можливості будь-яких критеріїв, що дає змогу реалізувати ієрархічні, бінарні чи будь-які інші зв'язки та співвідношення між критеріями.

Для всіх точок множини Q розраховуються окремо значення всіх критеріїв за відповідними цільовими функціями (1–5). Після цього визначаються максимальне ($F_{a \max}, F_{L \max}, F_{M \max}, F_{P \max}$) та мінімальне ($F_{a \min}, F_{L \min}, F_{M \min}, F_{P \min}$) значення для кожного критерію.

Далі пропонується ввести **крок критерію**, що відповідає цінні ділення шкали важливості, який відображає приріст значення критерію у відповідності до 1-го балу шкали важливості:

$$R_u = \frac{F_{u \max} - F_{u \min}}{(\alpha_{\max} + 1)}, u = a, L, M, P. \quad (15)$$

Наступним етапом є визначення для кожної (s) точки множини Q **зміщення бажаного розв'язання** відносно дійсного за кожним з критеріїв:

$$\begin{cases} E_{a s} = \frac{|(F_{a \min} + \alpha_a \cdot R_a) - F_{a s}|}{F_{a s}}, \\ E_{L s} = \frac{|(F_{L \min} + \alpha_L \cdot R_L) - F_{L s}|}{F_{L s}}, \\ E_{M s} = \frac{|(F_{M \min} + \alpha_M \cdot R_M) - F_{M s}|}{F_{M s}}, \\ E_{P s} = \frac{|(F_{P \max} - \alpha_P \cdot R_P) - F_{P s}|}{F_{P s}}. \end{cases} \quad (16)$$

У системі (16) остання формула для зміщення бажаного розв'язання вірогідності безвідмовної роботи має у чисельнику у круглих дужках різницю від максимального значення критерію, бо це єдиний з заповнених критеріїв який максимізується.

Введемо **коефіцієнт наближення до розв'язання** за кожним з критеріїв у вигляді залежності:

$$\begin{cases} K_{a s} = \frac{F_{a s}}{F_{a \min}}; \\ K_{L s} = \frac{F_{L s}}{F_{L \min}}; \\ K_{M s} = \frac{F_{M s}}{F_{M \min}}; \\ K_{P s} = \frac{F_{P s}}{F_{P \max}}. \end{cases} \quad (17)$$

У системі (17) остання формула є винятковою, бо відповідний критерій максимізується.

Потім об'єднаємо критерії за зміщеннями бажаного розв'язання відносно дійсного як середнє арифметичне зважене:

$$E_s = \frac{\sum_u (E_{u s} \cdot R_u)}{\sum_u E_{u s}}. \quad (18)$$

Залежність (18) пропонується використовувати у якості критерію при аналізі точок множини Q : чим менше E_s , тим більше пробна точка наближена до бажаного проектувальником розв'язання,

$$E_s \rightarrow \min. \quad (19)$$

Розв'язання багатокритеріальної задачі за вказаним підходом може бути проілюстрована наступною логічною послідовністю:

1. Ввести максимальне значення шкали важливості та важливості критеріїв.

2. Генерування пробних точок ЛПТ-рівномірно-розподіленої послідовності усього можливого простору параметрів.

3. Перевірка пробних точок за обмеженнями та функціональними залежностями (6–14), відібрані точки складають множину розв'язання Q .

4. Для всіх точок множини Q розрахувати значення кожного критерію.

5. У межах Q знайти максимальні та мінімальні значення за кожним критерієм.

6. Для всіх критеріїв розрахувати **крок критерію**.

7. Для кожної точок множини Q розрахувати зміщення бажаного розв'язання відносно неї.

8. Відсортувати пробні точки за зміщеннями бажаного розв'язання та обрати кращу.

Таким чином у проектувальника з'являється можливість розв'язувати багатокритеріальні задачі, перетворюючи їх на однокритеріальні, а введений критерій має фізичний зміст – відносне наближення пробної точки до бажаного розв'язання.

У межах даної статті розглядається загальний підхід до розв'язання багатокритеріальних задач та "перетворення" їх у однокритеріальні, приклад розв'язання буде наведено у наступних працях.

Висновки:

1. Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена необхідність розробки підходу до проектування двоступінчастих редукторів з раціональними параметрами проектування при декількох критеріях, з об'єднанням їх у один.

2. Записані цільові функції найбільш значущих критеріїв та обмеження на мінні проектування. Надані цільові функції дають змогу проектувальнику вибрати один чи декілька критеріїв якості; структура цільових функцій логічна та лаконічна, і вони можуть бути доповнені необхідними уточнюючими додатками.

3. Запропоновано підхід розв'язання багатокритеріальних задач раціонального проектування двоступінчастого редуктора, з об'єднанням критеріїв у один. Підхід базується на аналізі пробних точок, що отримані при використанні ЛПТ-пошуку, та подальшій обробці отриманої інформації.

4. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, що й пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію.

Список літератури

1. Соболев И. М., Статников Р. В. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107 с.
2. Бондаренко О. В. Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // Вісник Національного політехнічного університету "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №22. – С. 16–27.
3. Бондаренко О. В. Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околив при оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко Олексій // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С. 78–84.
4. Бондаренко О. В. Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов с учетом равния напряженности зацепления / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко, Володимир Серіков // Вісник Національного політехнічного університету "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – №15. – С. 23–27.
5. А. М. Анохин, В. А. Глозов, В. В. Павельев, А. М. Черкашин Методы определения коэффициентов важности критериев // Автоматика и телемеханика. – М.: Институт проблем управления, 1997. – №8. – С. 3–35.

References (transliterated)

1. Sobol' I. M., Statnikov R. V. Vybora optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami. – Moscow: Nauka, 1981. – 107 p.
2. Bondarenko O. V. Optimizacii spivvisnih stupinchastih privodiv mashin po masogabaritnimi harakteristikami na prikladi trival'nih korobok peredach / Oleksij Bondarenko, Oleksandr Ustinenko // Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Universytetu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematichnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – № 22. – P. 16–27.
3. Bondarenko O. V. Cumishhennja metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennja okoliv pri optimizacii trival'nih korobok peredach / Bondarenko Oleksij // Mehanika ta mashinobuduvannja. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2010. – № 1. – P. 78–84.
4. Bondarenko O. V. Racional'ne proektuvannja zubchastih cilindrichnih dvostupinchastih reduktoriv z urahuvannjam rivnja napruzhenosti zacheplen' / Oleksij Bondarenko, Oleksandr Ustinenko, Volodimir Serikov // Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Universytetu "Harkivs'kij Politehnichnij Institut": zbirnik naukovih prac': tematichnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 15. – P. 23–27.
5. A. M. Anohin, V. A. Glotov, V. V. Pavel'ev, A. M. Cherkashin Metody opredelenija koeficientov vazhnosti kriteriev // Avtomatika i telemehanika. – Moscow: Institut problem upravlenija, 1997. – № 8. – P. 3–35.

Надійшла (received) 09.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов методом псевдослучайного поиска при нескольких критериях / О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 8–12. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов методом псевдослучайного поиска при нескольких критериях / А. В. Бондаренко, А. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 8–12. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Rational design of gear cylindrical gear by pseudo-random search with several criteria / A. V. Bondarenko, A. V. Ustinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 8–12. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Бондаренко Алексей Викторович – кандидат технических наук, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры теории и систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Bondarenko Olexiy Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

УДК 621.833

В. Н. ВЛАСЕНКО, В. М. ФЕЙ, И. В. ДОБРОВОЛЬСКАЯ**РАЗРАБОТКА РУКОВОДЯЩЕГО ДОКУМЕНТА ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ, ИЗГОТОВЛЕНИЮ И ИСПЫТАНИЮ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВодОВ**

Представлені результати роботи по створенню керівного документа з проектування, виготовлення та випробування механічних приводів загальномашинобудівного і спеціального призначення. Використаний попередній багаторічний досвід спеціалізованої науково-дослідної і проектно-конструкторської організації в області механічних приводів різного типу загальномашинобудівного застосування, а також досвід інших галузей машинобудування (приводи авіаційні, суднові, енергетичних машин та ін.). Документ поширюється на редуктори, мультиплікатори і приводи з зубчастими передачами різного призначення, що розробляються по технічним завданням замовників і призначений для прийняття основних конструкторсько-технологічних рішень, скорочення термінів розробки технічної документації та виготовлення виробу.

Ключові слова: механічний привід, зубчаста передача, проектування, випробування і виготовлення.

Представлены результаты работы по созданию руководящего документа по проектированию, изготовлению и испытанию механических приводов общемашиностроительного и специального назначения. Использован предшествующий многолетний опыт специализированной научно-исследовательской и проектно-конструкторской организации в области механических приводов различного типа общемашиностроительного применения, а также опыт других отраслей машиностроения (приводы авиационные, судовые, энергетических машин и др.). Документ распространяется на редукторы, мультипликаторы и приводы с зубчатыми передачами различного назначения, разрабатываемые по техническим заданиям заказчиков и предназначен для принятия основных конструкторско-технологических решений, сокращения сроков разработки технической документации и изготовления изделия.

Ключевые слова: механический привод, зубчатая передача, проектирование, испытание и изготовление.

Presents the results of work on creation of the guidance document for the design, manufacture and test mechanical engineering and special purpose. Used preceding many years of experience of specialized research and development organizations in the field of mechanical actuators of various type of engineering application, as well as the experience of other branches of engineering (drives aviation, ship, power machinery, etc.). The document is being distributed for gearboxes, multipliers and drives with gears of different purposes, developed according to the customer's specifications and designed for making key engineering decisions, reducing development time and technical documentation of product manufacturing. In a hardened competition on the domestic market, the role of protection of intellectual property and combating unfair competition in the enterprise which produces mechanical drive. Noted a number of key trends, industry-specific production of mechanical drives: the rejection of rigid nomenclature of specialization of the enterprise for the production of a narrow range of drives in large volumes; the development of successful enterprises in a wide range of products, produced in small quantities; expanding the list of counterparties for the manufacture of component parts of goods and the rejection of closed-cycle production at its own plants; the transition to universal metal-cutting equipment in the rejection of special machine tools, the production of specific products with differentiated quality and price; the desire to ensure effective protection of enterprise intellectual property (design and technological documentation). The proposed sequence of work organization at the enterprise in the part of combating unfair competition. The guidance document consists of 228 pages, a list of references used in the development contains 44 source. The electronic version of RD.001-2015 can be ordered at e-mail: niireductor@yandex.ru.

Keywords: mechanical drive, gear drive, design, testing and manufacturing.

Введение. Механические приводы (МП) общемашиностроительного (ОМП) и специального применения (СП) относятся к группе приводной техники на базе зубчатых передач различного типа, технические требования которых должны соответствовать государственным стандартам [1–7], и от технического уровня которых зависит многочисленное оборудование потребителей.

Анализ состояния вопроса. База современных механических приводов общемашиностроительного применения в ТК 47 "Механические приводы" на базе цилиндрических, планетарных, червячных и комбинированных передач предусматривает проведение комплекса опытно-конструкторских и опытно-технологических работ на различных стадиях жизненного цикла приводов.

Более чем 40 лет в подразделениях института проводятся работы по совершенствованию конструкторской базы. Усиление конкурентной борьбы на рынке производителей вынуждает разработчиков совершенствовать методы расчета и проектирования МП.

Цель работы. Разработка руководящего документа РД.001–2015 по проектированию и изготовлению механических приводов ОМП и СП, использующего многолетний опыт специализированного в этой области научно-исследовательского и проектно-конструкторского института.

Постановка задачи. В качестве исходных требований при разработке РД было принято во внимание отсутствие на современном этапе комплекса практических рекомендаций по разработке, испытанию, производству и эксплуатации современных МП.

Общие положения. РД распространяется на редукторы, мультипликаторы и приводы ОМП и СП назначения, разрабатываемые по техническим заданиям (ТЗ) Заказчиков и предназначен для принятия основных конструкторско-технологических решений, сокращения сроков разработки технической документации и изготовления изделия.

Разрабатываемые изделия должны соответствовать современному научно-техническому уровню и требованиям ТЗ.

РД устанавливает основные требования к тяжело-нагруженным цилиндрическим зубчатым передачам эвольвентного зацепления с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев и подвергаемых финишной обработке рабочих поверхностей зубьев после химико-термической обработки.

РД может быть использована при проектировании изделий с другими видами зубчатых передач (конических, коническо-цилиндрических, планетарных, комбинированных и др.).

При проектировании изделий необходимо использовать предшествующий опыт редукторостроения как общемашиностроительного применения, так и других

отраслей машиностроения (приводы авиационные, судовые, энергетических машин и др.).

При проектировании необходимо учитывать условия эксплуатации изделий: температуру внешней среды; влажность; высоту над уровнем моря; запыленность; другие факторы, характерные для работы конкретной машины и указанные в ТЗ.

При расчете основных технических характеристик изделий необходимо учесть: режим работы; реверсивность; частоту вращения входного и выходного валов; долговечность; радиальные и осевые нагрузки, приложенные к выходным концам валов; тип приводного двигателя; характеристики приводимой машины и другие требования, указанные в ТЗ. РД состоит из таких основных разделов: основные параметры и технические характеристики; зубчатые передачи; профильная модификация зубчатых колес; материалы и химико-термическая обработка зубчатых колес; основные параметры зубчатых передач; конструкция зубчатых колес; технические требования к зубчатым передачам; корпусные детали; валы, соединения, подшипниковые узлы и уплотнения; системы смазки редукторов, выбор сорта смазки; порядок разработки, изготовления и испытания изделий; расчетные методики гармонизированные с международными стандартами; общие технические условия по МП; рекомендации по организации работ по защите интеллектуальной собственности и противодействию недобросовестной конкуренции на предприятии выпускающем МП; список использованной литературы.

РД содержит восемь информационных приложений:

Приложение 1. Основные параметры и размеры нормализованных зубчатых передач с $a_w = 100-630$ мм и $\beta = 0^\circ, 6^\circ, 10^\circ, 15^\circ$.

Приложение 2. ОСТ 24.149.03-89. Колеса зубчатые передач тягового подвижного состава магистральных железных дорог. Технические условия;

Приложение 3. Физико-химические характеристики масел, вырабатываемых по действующим стандартам СНГ и применяемых в трансмиссиях машин;

Приложение 4. Перечень методик испытаний механических приводов, разработанных в Испытательном центре ООО "НИИ "Редуктор";

Приложение 5. Перечень методик испытаний механического привода гармонизированных с международными стандартами;

Приложение 6. Перечень расчетных методик по механическому приводу гармонизированных с международными стандартами;

Приложение 7. Перечень ДСТУ и ДСТУ ISO на основные технические требования механических приводов;

Приложение 8 Патенты на полезные модели, полученные при выполнении работ, направленных на снижение шумовых характеристик привода (способы приработки), повышение долговечности, снижение массогабаритных размеров привода.

Основные параметры и технические характеристики. Основные параметры и технические характеристики изделий должны быть указаны в техническом задании, уточнены при предварительной конструкторско-технологической проработке и согласованы с Заказчиком.

К основным параметрам и техническим характеристикам проектируемых изделий относятся: мощ-

ность приводного двигателя; частота вращения вала приводного двигателя или частота вращения входного вала редуктора; передаточное число редуктора; частота вращения выходного вала привода; допускаемый крутящий момент на выходном валу; допускаемые радиальные и осевые нагрузки на выходные концы валов; габаритные размеры и масса изделия; показатели надежности и долговечности.

При предварительной конструкторско-технологической проработке для определения основных параметров и технических характеристик проектируемых изделий целесообразно использовать опыт ранее спроектированных цилиндрических одно-, двух-, трех- и четырехступенчатых редукторов блочно-модульной системы общемашиностроительного применения, имеющих высокую нагрузочную способность, конструктивную и технологическую преемственность, кинематическое и силовое подобие и уровень унификации зубчатых передач.

Основные параметры этих редукторов соответствуют ГОСТ 25301.

В табл. 1 в качестве аналогов приведены основные параметры ряда цилиндрических двухступенчатых редукторов, выполненных по развернутой схеме, зубчатые передачи которых эвольвентного зацепления с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев HRC > 58, коэффициентом ширины зуба и степенью точности 6 по ГОСТ 1643-81.

Зубчатые пары изготавливаются из хромоникелевых сталей 20ХН2М, подвергаются цементации, закалке и шлифованию зубьев после химико-термической обработки.

В таблице 1 также приведены данные по окружной скорости зубчатых передач редукторов для удобства определения необходимой степени точности по ГОСТ 1643.

Из ранее проведенных исследований и ОКР установлено, что оптимальным соотношением межосевых расстояний ступеней зубчатых передач является 1,4, обеспечивающее их равнопрочность.

В связи со значительным повышением нагрузок и для обеспечения выхода инструмента при зубообработке ряд передаточных чисел редукторов сокращен и имеет вид: 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25.

Главным параметром редуктора является крутящий момент на выходном валу, остальные параметры – основными.

Ориентировочно крутящий момент на выходном валу редукторов снижается до 30% по сравнению с указанными в табл. 1 при применении для зубчатых передач азотирования или закалки ТВЧ из соответствующих материалов.

Анализ данных табл. 1 показывает, что при значительном ряде межосевых расстояний $R_{1,2}$, коэффициенте ширины зубчатых колес $\psi_b = b/a_w = 0,355-0,4$, одинаковых механических характеристиках материала, химико-термической и финишной обработке и степени точности зубчатых колес крутящий момент на выходном валу в типоразмерном ряду увеличивается в 1,4 раза.

Данная густота ряда вполне достаточна для предварительной оценки нагрузочной способности проектируемых редукторов.

Таблица 1 – Зависимость межосевых расстояний по ступеням от крутящего момента

Крутящий момент на выходном валу	Межосевое расстояние, мм			Передаточные числа	Окружная скорость зубчатых передач, м/с	
	1 ступени	2 ступени	суммарное		1 ступени	2 ступени
1000	71	100	171	6,3;	2,4 – 4,8	0,5 – 1,6
1400	80	112	192	7,1;	2,7 – 5,3	0,6 – 1,8
2000	90	125	215	8,0;	3,0 – 5,9	0,7 – 2,0
2800	100	140	240	10,0;	3,3 – 6,5	0,75 – 2,3
4000	112	160	272	11,2;	3,8 – 7,5	0,8 – 2,5
5600	125	180	305	12,5;	4,2 – 8,1	1,0 – 3,1
8000	140	200	340	14,0;	4,7 – 9,0	1,2 – 3,8
11200	160	224	384	6,0;	5,2 – 10,5	1,4 – 4,0
16000	180	250	430	18,0;	5,8 – 11,7	1,5 – 4,4
22400	200	280	480	20,0;	6,4 – 12,8	1,6 – 5,3
31500	224	315	539	22,4;	7,2 – 14,4	1,7 – 6,2
45000	250	355	605	25,0	8 – 16,0	2,0 7,1
63000	280	400	680		8,7 – 17,4	2,4 – 7,6
90000	315	450	765		9,3 – 18,6	2,8 – 8,5
125000	355	500	855		10,7 – 20,8	3,2 – 9,8
180000	400	560	960		11,8 – 23,4	3,7 – 11,0
250000	450	630	1080		12,2 – 26,6	4,1 – 12,5

Примечания:

1. Крутящий момент приведен при длительной работе с постоянной нагрузкой и девяносто процентном ресурсе зубчатых передач 25000 ч.
2. Окружная скорость зубчатых передач приведена при частоте вращения входного вала 1500 об/мин.
3. Меньшее значение окружной скорости приведено для большего передаточного числа ступени, большее – для меньшего передаточного числа.

При необходимости определения допускаемого крутящего момента на выходном валу при других значениях ψ_b и межосевых расстояниях может быть использована формула:

$$M_2 = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_b \cdot a_w^3, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1)$$

где $\psi_b = b/a_w$ – коэффициент ширины зубчатого венца меньшего по ширине из зубчатой пары;
 a_w – межосевое расстояние выходной ступени, мм.

При других материалах, видах термообработки, степени точности, зубчатых передач, частоте вращения валов и ресурсе необходимо проводить расчет на прочность.

Зубчатые передачи. Требования повышения надежности зубчатых передач, стоящие перед современным машиностроением, неизменно возрастают в связи с постоянным увеличением окружных скоростей – до 140 м/с, удельных нагрузок до 7000 Н/см и температуры – до 300 °С. При этом значительный рост напряженности их работы сочетается с необходимостью снижения массы и увеличения ресурса работы.

Поэтому повышение надежности тяжелонагруженных зубчатых передач является комплексной проблемой. Ее решение осложняется тем, что работоспособность зубчатых колес определяется рядом критериев (выносливостью зубьев при изгибе, контактной выносливостью, стойкостью к заеданию, а также прочностью обода, диафрагмы, ступицы и других элементов колеса).

Одним из важнейших направлений повышения выносливости зубьев при изгибе и улучшения работоспособности по другим критериям является снижение динамических нагрузок применением профильной модификации. К числу важных мероприятий повышающих изгибную выносливость относится выбор рационального радиуса переходной кривой, а также изготовление колес с нешлифованным поднутренным основа-

нием зубьев. Радикальным средством уменьшения динамических нагрузок, вибраций и шума является повышение плавности работы передач в результате увеличения точности изготовления зубчатых колес и их сборки. Особенно это важно для надежной работы высокоскоростных передач.

Для повышения контактной выносливости цементованных и нитроцементованных зубчатых колес решающее значение имеет обеспечение высокого качества поверхностного слоя зубьев, что требует оптимальной технологии химико-термической обработки, зубошлифования и финишных операций, включающих поверхностное пластическое деформирование (обдувку дробью) и другие операции, формирующие структуру, свойства и микрогеометрию рабочей поверхности. Высокое сопротивление контактной усталости достигаются при определенных параметрах цементованного слоя, обеспечение которых требует применения новых способов диффузионного насыщения. Наиболее полно задача управления качеством насыщения достигается применением вакуумной цементации (нитроцементации). Позволяя получить требуемые параметры цементованного слоя, она значительно сокращает длительность процесса и насыщения.

Существенное влияние на свойства поверхностного слоя и контактную выносливость оказывает зубошлифовальная операция. Из-за тепловых явлений в зоне резания она может вызвать в тонких слоях структурную неоднородность, снижение твердости, образование остаточных напряжений растяжения. На этой операции важно установить закономерности образования шлифовочных прижогов, позволяющие разработать мероприятия по их предупреждению.

Для дополнительного улучшения свойств поверхностного слоя шлифованных зубчатых колес все шире применяют поверхностное пластическое деформирование – обдувку дробью зубьев.

В разделе детально рассмотрены вопросы профильной модификации зубчатых колес, материалы и химико-

термическая обработка зубчатых колес, основные параметры зубчатых передач, конструкция зубчатых колес, технические требования к зубчатым передачам.

Для обеспечения требуемой твердости как на поверхности зубьев, так и в сердцевине их необходима высокая закаливаемость, а прокаливаемость сердцевины должна регулироваться в достаточно узких пределах. После химико-термической обработки сталь должна обладать удовлетворительной вязкостью при высоких значениях предела прочности, предела усталости и предела контактной выносливости, в связи с чем для зубчатых колес рекомендуется применять только наследственно-мягкозернистые стали. Применение мелкозернистых сталей позволяет использовать наиболее рациональный для производства режим непосредственной закалки или закалки с подстуживанием после цементации, вследствие чего уменьшается деформация зубчатых колес и снижаются затраты на их обработку.

Важно также, чтобы стали при химико-термической обработке не были склонны к чрезмерному перенасыщению поверхности углеродом. Для цементируемых зубчатых колес используются стали с повышенным содержанием углерода – до 0,3%.

В редуكتورостроении для цементации и нитроцементации широко используются стали хромомарганцовистые с титаном 18ХГТ, 30ХГТ с молибденом 25ХГМ, хромоникелевые 12ХН3А, 20ХН3А, хромоникельмолибденовые 20ХН2МА. Для шестерен автомобилей и тракторов используются также стали 15ХГНТА, 15Х2ГНТРА, 20ХНР и др.

Авиационные зубчатые колеса изготавливаются из цементируемых высоколегированных сталей электрошлакового или вакуумного переплава 12Х2Н4А, 12Х2НВФА, 20Х3МВФ-Ш и др.

Тяжелонагруженные зубчатые колеса угольных комбайнов изготавливаются из стали 18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4ВА, 18Х2Н4ВА.

Стали 20ХН3А, 20Х2Н4А применяются для изготовления зубчатых колес тяговых приводов электровозов.

Следует отметить, что для ответственных тяжело нагруженных зубчатых колес всех отраслей машиностроения применяются стали с мелким зерном аустенита не более 5 по ГОСТ 5639.

Для обеспечения требуемой работоспособности цементируемых колес следует устанавливать оптимальную глубину поверхностного слоя. В большинстве случаев глубина слоя принимается равной 0,2 – 0,25 модуля.

Для обеспечения высокой контактной выносливости и износостойкости поверхностная твердость зубьев должна быть $HRC \geq 59$. При чрезмерно высоком значении поверхностной твердости ($HRC \geq 63$) возрастает опасность хрупкого разрушения зубьев.

Твердость сердцевины должна находиться в пределах $HRC 32 \dots 42$. При дальнейшем увеличении твердости сердцевины ($\sigma_b \geq 1300$ МПа) ухудшается обрабатываемость колес резанием и снижается предел выносливости цементируемой стали, что обусловлено уменьшением сопротивления хрупкому разрушению, а также неблагоприятным изменением эпюры остаточных напряжений.

Для высоконагруженных зубчатых колес оптимальной структурой цементованного слоя является мелкодисперсный мартенсит и глобулярные карбиды, залегающие на глубину $\sim (0,10-0,25)$ мм.

Присутствие в цементованном слое грубой карбидной сетки и крупных карбидов в виде глобулей является дефектом цементации и термической обработки.

Дефектом микроструктуры является также наличие в слое значительного количества остаточного аустенита ($> 15\%$). Такой слой обладает пониженной износостойкостью и контактной выносливостью. Не допускается зона внутреннего окисления (~ 30 мкм) в цементованном слое и "темная составляющая" в нитроцементованном, т.к. эти дефекты снижают контактную и изгибную выносливость зубьев.

Оптимальная структура сердцевины – малоуглеродистый мартенсит или бейнит. Феррит в сердцевине не допускается, т.к. при наличии его даже при твердости $HRC 30$ предел изгибной выносливости снижается приблизительно на 15%.

Учитывая влияние большого количества факторов химико-термической обработки на качество зубчатых колес и нагрузочную способность редукторов и приводов необходимо уделить особое внимание концентрации углерода на поверхности цементируемых зубчатых колес в требуемых пределах, (0,7–1,1 %), что достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и закалочной атмосферы.

Считать перспективным внедрение в производство вакуумной ионной цементации в плазме тлеющего разряда, позволяющего повысить качество, производительность и стоимость химико-термической обработки.

Вакуумная цементация осуществляется в печах особой конструкции, предусматривающей камеру с графитовыми нагревателями и теплоизоляцией из графитового войлока, а также встроенную масляную ванну для закалки. Процесс проводится при остаточном давлении 800–4000 Па, высоких температурах (1050–1100°C) с использованием комбинированных циклов насыщения.

Первый этап насыщения заключается в достижении максимально возможной концентрации углерода на поверхности путем создания высокого углеродного потенциала атмосферы. На втором этапе проводится диффузионное рассасывание при поддержании углеродного потенциала на уровне требуемой концентрации углерода на поверхности.

Вакуумная цементация ускоряет диффузионное насыщение, исключает внутреннее окисление цементованного слоя, что важно для зубчатых колес, изготавливаемых с нешлифуемым поднутрением основания зубьев. Однако, процесс протекает интенсивно лишь при высоких температурах, вызывающих в ряде сталей укрупнение зерна, что снижает их предел выносливости.

Перспективным процессом является вакуумная цементация в плазме тлеющего разряда – ионная цементация. Сущность процесса ионной цементации состоит в следующем. Детали, подлежащие цементации помещают в газоразрядную камеру на катод, к которому с помощью специального токовода от источника постоянного тока подается отрицательный потенциал. Анодом служит стенка заземленной камеры. После герметизации камеры с помощью форвакуумного насоса создается разрежение около 1,3 Па и затем через нее при небольшом расходе и давлении 133–1330 Па непрерывно прокачивается углеродосодержащая газовая смесь. Поступая из смесителя, смесь по пути к камере очищается от влаги и кислорода с помощью фильтров.

Для зажигания аномального тлеющего разряда между катодом и анодом создается повышенное напряжение (300–800 В). В газоразрядном промежутке лавинообразно происходит ионизация газа – образование электронов и положительных ионов. Ионы газа получают ускорение под действием резкого перепада электрического потенциала около поверхности деталей (катодное падение напряжения) и, бомбардируя нагревают ее и служат поставщиком насыщающего элемента. Детали до необходимой температуры нагреваются либо энергией плазмы тлеющего разряда, либо радиационным способом. Для радиационного нагрева в установке предусмотрена печь с нагревателями, расположенными снаружи газоразрядной камеры.

Преимущества ионной цементации: проведение науглероживания в плазме тлеющего разряда положительно отражается на качестве диффузионного слоя и производительности процесса. К основному его преимуществу относится простота управления процессом цементации путем изменения состава газовой среды и электрических параметров (плотности тока или удельной мощности разряда), что позволяет получать диффузионные слои с заданными параметрами.

К основным параметрам цилиндрических зубчатых передач относятся межосевое расстояние a_w , передаточное число u , модуль m_n , ширина зубчатого венца b , угол наклона зуба β (для косозубых и шевронных передач).

Номинальные значения межосевых расстояний для редукторов общего назначения принимаются по ГОСТ 2185.

Для многоступенчатых редукторов соотношение межосевых расстояний соседних ступеней рекомендуется принимать: от 1,25 до 1,6 – для редукторов с развернутой схемой; от 1,00 до 1,25 – для редукторов со свернутой схемой, в т.ч. соосных.

Межосевые расстояния передач определяются расчетами на прочность. Для многоступенчатых унифицированных редукторов, выполненных по развернутой схеме с твердыми зубчатыми парами, оптимальным по условию равнопрочности ступеней является соотношение межосевых расстояний равное 1,4.

Номинальные значения передаточных чисел u выбираются из рядов, приведенных в РД в диапазоне: от 1,0 до 5,0 (6,3) – для одноступенчатых редукторов; от 6,3 до 25,0 (40,0) – для двухступенчатых редукторов; от 31,5 до 125,0 (200,0) – для трехступенчатых редукторов; от 160,0 до 16000,0 – для многоступенчатых редукторов.

Фактические значения передаточных чисел, не должны отличаться от номинальных более, чем на (%): 3 – для одноступенчатых редукторов; 4 – для двухступенчатых редукторов; 5 – для трехступенчатых редукторов; 6,3 – для многоступенчатых редукторов.

Модуль зубьев колес определяются из расчета зубьев на изгибную прочность. Расчет при одинаковом материале и упрочнении парных колес ведут по меньшему из них, а при различных материалах и упрочнениях по колесу с большим отношением Y_F/σ_{FP} (Y_F – коэффициент формы зуба; σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба).

Если работоспособность и надежность зубчатой передачи ограничивается контактной прочностью зубьев, то расчетом определяют межосевое расстояние a_w и ширину зубчатых венцов колес, по ним подбирают

модуль, обычно в пределах (0,01–0,025) a_w , и производят проверочный расчет зубьев на изгибную прочность. Большие значения модуля выбирают при работе передач с повышенным износом, значительными кратковременными перегрузками, меньшие значения – при длительной работе, малых перегрузках и больших скоростях.

Модуль зубьев колес следует выбирать, по возможности, минимальным, т.к. в противном случае увеличиваются наружные диаметры заготовок и вес, трудоемкость обработки, потери на трение и температура нагрева. Долговечность зубьев по износу пропорциональна их модулю.

Для редукторов общемашиностроительного применения модули передач m принимаются в следующих диапазонах: от 0,02 a_w до 0,025 a_w , с округлением до ближайшего значения по ГОСТ 9563 – для эвольвентных передач; от 0,02 a_w до 0,032 a_w , с округлением до ближайшего значения по ГОСТ 14186 – для передач Новикова.

Меньшие значения модуля рекомендуются для передаточных чисел свыше 5.

Относительную ширину зубчатых венцов колес следует выбирать с учетом конструкции и условий работы передачи, вида колес и прирабатываемости их зубьев.

Относительная ширина зубчатых венцов проектируемых передач должна быть такой, при которой коэффициент деформации валов и зубчатых колес $K_d \geq 0,8$. При большей ширине зубчатых венцов иногда трудно обеспечить достаточную долговечность подшипников и прочность валов.

С увеличением относительной ширины зубчатых венцов ψ_b уменьшаются диаметры колес, их окружные скорости, динамические нагрузки в зацеплении, поперечные габаритные размеры передач и интенсивность их шума. Однако, при этом возрастают габаритные размеры в осевом направлении, неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубьев, усилия на опоры и потери на трение в них, габаритные размеры и вес подшипниковых узлов.

Особое внимание в РД уделено информационным приложениям, где в сжатом виде можно ознакомиться с большим массивом информации необходимой при проектировании, испытаниях и изготовлении МП.

Каждый изготовленный редуктор должен подвергаться приемо-сдаточным испытаниям по следующей программе: испытание без нагрузки в течение 15–30 мин; испытания при номинальной паспортной нагрузке в течение 3–6 ч.

При испытаниях без нагрузки проверяют передаточное число или частоту вращения валов, функционирование системы смазки и охлаждения (при ее наличии), температуру подшипниковых узлов, характер шума и его шумовую характеристику, качество внешней отделки, наличие информационных табличек, предусмотренных конструкторской документацией.

При испытаниях под нагрузкой контролируют: величину нагрузок (крутящий момент на выходном валу); функционирование системы смазки и охлаждения и ее эффективность; температуру масла в корпусе редуктора и нагрев подшипниковых узлов; шумовую характеристику; герметичность резьбовых соединений и отсутствие течи масла через уплотнения валов; удобство и безопасность обслуживания.

Опытные образцы (опытную партию) или единичную продукцию подвергают приемочным испытаниям в соответствии с типовыми или рабочими программами и методиками испытаний редукторов и приводов, которые при необходимости, дополняют требованиями, учитывающими специфику и условия эксплуатации изделия.

На рис. 1 показан общий вид стенд с разомкнутым контуром при испытании соосных мотор-редукторов.

Продолжительность приемочных испытаний устанавливается в программах и методиках испытаний, представленных в приложении.

При необходимости сокращения продолжительности испытаний, они могут проводиться при повышенной нагрузке (крутящем моменте на выходном валу). В этом случае уровень повышения нагрузки зависит от величины запасов прочности зубчатых передач по контактной и изгибной прочности, а продолжительность испытаний от отношения увеличенного крутящего момента принятого для испытаний к паспортному крутящему моменту на выходном валу. Тогда продолжительность испытаний при повышенной нагрузке определяется по рекомендуемой в РД формуле.

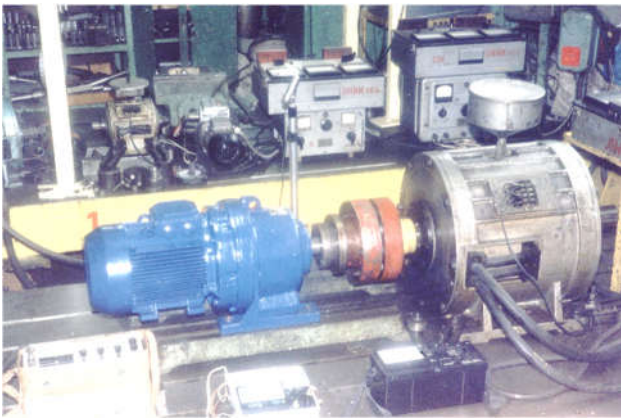


Рис. 1 – Стенд с разомкнутым контуром при испытании соосных мотор-редукторов 6МП.

Всемирная глобализация экономических процессов в машиностроительной промышленности привела к активизации работ по гармонизации расчетных методик на механические приводы с международными. Комплекс работ, проведенных в ООО "НИИ "Редуктор" и ТК 47 позволил сделать вывод, в основном, о хорошей сходимости результатов расчетов, выполненных по отечественным методикам (ГОСТ) и международным стандартам. В ряде случаев зарубежный потребитель может потребовать проведения проверочных расчетов по методикам ISO.

В приложении представлен большой перечень расчетных методик по механическому приводу гармонизированных с международными стандартами.

В системе исследования, разработки и испытания приводной техники общемашиностроительного и специального применения значительное место занимают нормативные документы, содержащие основные технические требования к выпускаемой продукции. Такие требования обычно согласовываются со значительным числом потребителей, а необходимая дополнительная конкретизация отдельных требований проводится на стадии разработки и утверждения технических условий на конкретную продукцию.

Особый интерес представляют стандарты [1–7] из перечня ДСТУ и ДСТУ ISO приложения к РД.

В условиях ожесточающейся конкурентной борьбы на внутреннем рынке возрастает роль работ по защите интеллектуальной собственности и противодействию недобросовестной конкуренции на предприятии выпускающем механические приводы. Отмечен ряд ключевых тенденций характерных для отрасли производства механических приводов ОМП и СП: отказ от жесткой номенклатурной специализации предприятия на выпуск узкой линейки приводов в больших объемах; освоение успешными предприятиями широкой номенклатуры изделий, выпускающихся в небольших объемах; расширение перечня контрагентов при производстве составных частей изделий и отказ от замкнутого цикла производства на собственных предприятиях; переход на универсальное металлорежущее оборудование в отказ от специальных металлорежущих станков; выпуск конкретных изделий с дифференцируемым качеством и ценой; стремление обеспечить защиту интеллектуальной собственности предприятия (конструкторская и технологическая документация).

Организация работ на предприятии в части обеспечения противодействия недобросовестной конкуренции предусматривает следующую последовательность: организация надежной защиты конструкторской и технологической документации от бесконтрольного копирования; планирование и жесткий контроль выполнения работ по патентному поиску на всех стадиях НИР, ОКР, ОТР, испытания и производства механического привода; уделение особого внимания защите патентами технических решений, обеспечивающих повышение качества продукции и снижения затрат на эксплуатацию. В РД приведен ряд технических решений, защищенных патентами Украины.

РД состоит из 228 страниц, список литературы, использованной при разработке, содержит 44 источника. Электронная версия РД.001-2015 может быть заказана по адресу e-mail: niireductor@yandex.ru.

Выводы. Предлагаемый РД обобщает многолетний опыт проектирования, испытания и изготовления механических передач зубчатого типа специализированной в этой области научно-исследовательского института и позволяет разработчикам использовать современные методы проектирования, испытателям приводной техники воспользоваться эффективными методами испытаний, изготовителям применить технологические процессы обеспечивающие необходимую точность и долговечность зубчатых передач.

Несомненную пользу, информация, содержащаяся в РД, принесет преподавателям, ведущим курсовое проектирование по деталям машин на машиностроительных факультетах вузов.

Список литературы

1. ДСТУ 2280-93 Редукторы зубчатые. Общие технические условия. – 15 с.
2. ДСТУ 2279-93 Мотор-редукторы зубчатые. Общие технические условия. – 17 с.
3. ДСТУ 2126-93 Варіатори ланцюгові. Загальні технічні умови. – 15 с.
4. ДСТУ 3102-95 Мотор-барабани. Загальні технічні умови. – 16 с.
5. ДСТУ 2796-94 Приводи механічні. Методи випробувань. – 20 с.
6. ДСТУ ISO 13691-2011 Нафтова і газова промисловість. Редуктори зубчасті високошвидкісні спеціального призначення – 86 с.
7. ДСТУ ISO 81400-4:2007 Вітрові установки – Частина 4: Конструкція і технічні умови редукторів – 120 с.

References (transliterated)

1. DSTU 2280-93 Toothed reducers. General specifications. – 15 p.
2. DSTU 2279-93 Gearmotors. General standard specifications – 17 p.
3. DSTU 2126-93 Variable speed chain. General technical conditions. – 15 p.
4. DSTU 3102-95 Drum motors. General technical conditions. – 16 p.
5. DSTU 2796-94 Mechanical drives. Test methods. – 20 p.
6. DSTU ISO 13691-2011 Petroleum and natural gas industries — High-speed special-purpose gear units – 86 p.
7. DSTU ISO 81400-4-2007 Wind turbines – Part 4: Design and specification of gearboxes – 120 p.

Поступила (received) 30.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка керівного документа з проектування, виготовлення та випробування механічних приводів / В. М. Власенко, В. М. Фей, І. В. Добровольська // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 13–19. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработка руководящего документа по проектированию, изготовлению и испытанию механических приводов / В. Н. Власенко, В. М. Фей, И. В. Добровольская // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 13–19. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

The development of a guidance document for the design, manufacture and test mechanical actuators / V. N. Vlasenko, V. M. Fey, I. V. Dobrovolska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No. 23 (1195). – P. 13–19. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Власенко Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ТОВ "НДІ "Редуктор", директор, м. Київ; тел.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Власенко Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ООО "НИИ "Редуктор", директор, г. Киев; тел.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Vlasenko Vladimir Nikolaevich – candidate of technical Sciences, senior researcher, LLC "Scientific research Institute "Reduction Gear", Director, Kyiv; tel.: (067) 442-43-66; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Фей Валерій Миронович – ТОВ "НДІ "Редуктор", головний інженер, м. Київ; тел.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Фей Валерий Миронович – ООО "НИИ "Редуктор", главный инженер, г. Киев; тел.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Fey Valery Mironovsch – LLC "Scientific research Institute "Reduction Gear", the chief engineer, Kyiv; tel.: (044) 408-71-38; e-mail: niireductor@yandex.ru.

Добровольська Інна Вікторівна – Інститут підготовки кадрів державної служби зайнятості України, аспірантка, м. Київ; тел.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

Добровольская Инна Викторовна – Институт подготовки кадров государственной службы занятости Украины, аспирантка, г. Киев; тел.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

Dobrovolskaya Inna Viktorovna – Ukrainian State Employment Service Training Institute, graduate student, Kyiv; tel.: (044) 462-65-70; e-mail: inna_vlasenko@i.ua.

УДК 621.833

С. А. ГАВРИЛОВ, Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Уточнено розрахунок параметрів ударного імпульсу на основі врахування пружності валів і підшипників зубчастої передачі. Наведено результати експериментальних досліджень навантаженості зубів прямозубої зубчастої передачі для різних значень навантажень і швидкостей. Уточнення значень параметрів ударного імпульсу дозволяє підвищити достовірність оцінки ресурсу зубчастої передачі трансмісійних вузлів мобільних машин.

Ключові слова: зубчата передача, ударний імпульс, віброімпульс, жорсткість елементів зубчастої передачі, вібродіагностика.

Уточнен расчет параметров ударного импульса на основе учета упругости валов и подшипников зубчатой передачи. Приведены результаты экспериментальных исследований нагруженности зубьев прямозубой зубчатой передачи для различных значений нагрузок и скоростей. Уточнение значений параметров ударного импульса позволяет повысить достоверность оценки ресурса зубчатой передачи трансмиссионных узлов мобильных машин.

Ключевые слова: зубчатая передача, виброимпульс, ударный импульс, ударная сила, время удара, жесткость элементов зубчатой передачи.

Clarifies the calculation of parameters of shock pulse by taking into account the stiffness of shafts and gear bearings. The experimental results of loading of spur gear teeth for different loads and speeds values are obtained. Clarification of shock pulse parameters allows to increase the accuracy of resource assessment units of mobile machines gear transmission. Offered in the calculation according to the "Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus" of use in the development of the method vibration and pulse diagnosis of technical condition and residual life of gears transmission systems of mobile machines in operation.

Keywords: gearing, shock pulse, vibrational impulse, stiffness of gearing elements, vibration diagnostics.

© С. А. Гаврилов, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, 2016

Введение. Актуальность задачи. Особенностью работы зубчатых передач общемашиностроительного применения является ударное взаимодействие зубьев при пересопряжении, обусловленное их высокой нагруженностью и сравнительно невысокой степенью точности изготовления. Это порождает импульсные процессы (ударные импульсы) при пересопряжении зубьев зубчатых колес, параметры которых определяют величину внутренней динамической составляющей нагрузки в зацеплении и контактные напряжения в зубьях. В свою очередь, параметры ударных импульсов определяются геометрическими погрешностями зубчатых колес, инерционными и жесткостными характеристиками передачи, нагрузочно-скоростными режимами работы, дефектами и эксплуатационными неисправностями. Следовательно, параметры ударных импульсов и виброимпульсов, являющихся проявлением ударных импульсов в вибрации механизма, отражают взаимосвязи между техническим состоянием, динамической нагруженностью и виброактивностью зубчатых передач.

Используя указанные взаимосвязи, можно создавать новые методы расчета ресурса и вибрационно-импульсного диагностирования технического состояния зубчатых передач, пользуясь тем, что вибрации, регистрируемые на корпусе зубчатого привода, содержат информацию о всех динамических процессах, сопровождающих работу различных элементов машины [1].

Анализ проблемы. На основе исследования ударных импульсов разработана методология оценки ресурса зубчатых передач приводных механизмов и трансмиссионных систем мобильных машин [2, 3].

Расчёты показали, что с достаточно большой степенью точности в первом приближении можно принять форму ударного импульса (закон изменения ударной силы во времени) взаимодействующих зубчатых колес, описываемую полуволной синусоиды

$$F = F_{\max} \sin \omega_3 t = V_0 \sqrt{\frac{\mu_{\text{нр}}}{\delta_{\text{кр}}}} \sin \omega_3 t, \quad (1)$$

где $\delta_{\text{кр}}$ – среднее значение функции контактной податливости сопрягаемых зубьев при изменении величины ударной силы от нулевого значения до максимального;

ω_3 – собственная частота зубчатой передачи;

F_{\max} – амплитудное значение ударного импульса,

V_0 – скорость кромочного удара.

Приближённое значение времени действия ударного импульса равно $T = \pi / \omega_3$.

При создании метода расчета ресурса зубчатых передач была принята динамическая модель, учитывающая только крутильные колебания колёс относительно равномерного вращения зубчатых колёс с постоянной угловой скоростью, вызванные погрешностями изготовления и сборки зубчатых колёс [4]. Валы и подшипники предполагались абсолютно жесткими.

Постановка задачи. Результаты проведенных теоретических исследований были проверены путём проведения тензометрирования зубчатого зацепления при стендовых испытаниях прямозубых зубчатых колёс в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси [5].

Сопоставление результатов эксперимента и расчёта показали, что погрешность в определении ампли-

туды ударного импульса составляет более 24 %, что может привести к ощутимой неточности в определении ресурса зубчатой передачи. Отсюда вытекает задача уточнения значений параметров ударного импульса с учетом упругости валов и подшипников зубчатой передачи.

Материалы исследований. Для оценки влияния жесткости валов и подшипников на динамическую нагрузку в зубчатом зацеплении и нагруженность корпуса передачи в данной работе используется динамическая модель [6], представляющая собой двухмассовую цепную систему (рисунок 1). В этой модели валы и подшипники представлены в виде упругих связей с эквивалентными жесткостями $c_{1\text{экв}}$, $c_{2\text{экв}}$; массами m_1 , m_2 и перемещениями x_1 , x_2 шестерни и колеса соответственно. Проведенные расчеты передаточных функций различных конструктивных вариантов зубчатых передач, полученные с помощью предлагаемой динамической модели, показали вполне удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными.

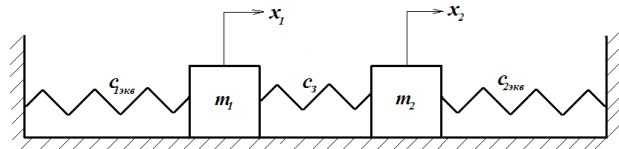


Рис. 1 – Приближенная динамическая схема зубчатой пары

Рассматриваемая динамическая система имеет две степени свободы. Дифференциальные уравнения движения можно представить в матричной форме

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{1\text{экв}} + c_3 & -c_3 \\ -c_3 & c_3 + c_{2\text{экв}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $c_3 = 1/\delta_{\text{кр}}$ – контактная жесткость зацепления.

Интегрирование уравнений (2) необходимо производить при следующих начальных условиях: при $t = 0$ $x_1 = x_2 = 0$, $\dot{x}_1 = V_0$, $\dot{x}_2 = 0$. Системе однородных уравнений (2) удовлетворяют гармонические решения вида

$$x_1 = A_1 \sin(pt + \varphi); \quad x_2 = B_1 \sin(pt + \varphi),$$

где через A_1 , B_1 обозначены амплитудные значения колебательных движения масс m_1 , m_2 соответственно;

p – собственная частота системы;

φ – фазовый угол.

Выражения, описывающие процесс ударного взаимодействия зубьев в зубчатой передаче, в результате решения уравнений (2), примут вид [7]

$$x_1 = \frac{V_0}{r_2 - r_1} \left(-\frac{r_1}{p_1} \sin p_1 t + \frac{r_2}{p_2} \sin p_2 t \right);$$

$$x_2 = \frac{V_0}{r_2 - r_1} \left(-\frac{1}{p_1} \sin p_1 t + \frac{1}{p_2} \sin p_2 t \right).$$

где p_1 , p_2 – значения собственных частот колебаний системы;

$r_1 = A_1/B_1$ и $r_2 = A_2/B_2$ – константы интегрирования,

$$r_1 = \frac{A_1}{B_1} = \frac{c_3}{c_{1\text{экв}} + c_3 - m_1 p_1^2} = \frac{c_{2\text{экв}} + c_3 - m_2 p_1^2}{c_3};$$

$$r_2 = \frac{A_2}{B_2} = \frac{c_3}{c_{1\text{экв}} + c_3 - m_1 p_2^2} = \frac{c_{2\text{экв}} + c_3 - m_2 p_2^2}{c_3}. \quad (3)$$

Закон изменения ударной силы в зацеплении F^* с учетом упругости системы описывается выражением

$$F^* = c_3(x_1 - x_2) = \frac{c_3 V_0}{r_2 - r_1} \left(\frac{1 - r_1}{p_1} \sin p_1 t + \frac{r_2 - 1}{p_2} \sin p_2 t \right). \quad (4)$$

Для оценки влияния жесткости упругих валов и подшипников на величину ударной силы в зубчатом зацеплении вводится коэффициент β_y , определяемый как отношение максимального значения ударной силы $(F^*)_{\max}$ к максимальному значению ударной силы F_{\max} в зубчатой передаче с абсолютно жесткими валами и подшипниками:

$$\beta_y = (F^*)_{\max} / F_{\max}. \quad (5)$$

Оценим влияние упругости валов и подшипников на амплитуду и время действия ударного импульса. Величина F_{\max} определяется из формулы (1)

$$F_{\max} = V_0 \sqrt{\frac{\mu_{\text{пр}}}{\delta_{\text{кр}}}}.$$

В экспериментальной паре зубчатых колес [6] массы зубчатых колес, жесткости валов и подшипников одинаковы: $m_1 = m_2 = m$, $c_{1\text{экв}} = c_{2\text{экв}} = c_{\text{экв}}$. Для этой пары собственные частоты равны

$$p_1 = \sqrt{\frac{c_{\text{экв}}}{m}}; \quad p_2 = \sqrt{\frac{c_{\text{экв}} + 2c_3}{m}}.$$

Из формул (3) следует, что $r_1 = 1$, $r_2 = -1$. После подстановки значений этих коэффициентов в (4) выражение для закона изменения ударной силы запишется следующим образом

$$F^* = c_3(x_1 - x_2) = \frac{c_3 V_0}{p_2} \sin p_2 t.$$

Откуда следует, что величина амплитуды ударного импульса, найденная с учетом с учетом упругости валов и подшипников, определяется из выражения

$$F_{\max}^* = \frac{c_3 V_0}{p_2}. \quad (6)$$

Время действия импульса T^* для упругой системы будет равно

$$T^* = \frac{\pi}{p_2} = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{c_{\text{экв}} + 2c_3}{m}}}. \quad (7)$$

После подстановки в (5) выражений для амплитуд ударных импульсов значение коэффициента β_y примет вид

$$\beta_y = \frac{c_3 V_0}{V_0 \sqrt{c_3 \mu}} \sqrt{\frac{m}{c_{\text{экв}} + 2c_3}}. \quad (8)$$

После некоторых преобразований для цилиндрических зубчатых колес из выражения (8) следует

$$\beta_y = \frac{1}{\sqrt{1 + c_{\text{экв}} / 2c_3}}. \quad (9)$$

Для экспериментальной зубчатой пары [7] жесткость валов $c_b = 2,7 \cdot 10^8$ Н/м, жесткость конических ра-

диально-упорных подшипников $J_{rn} = 4,57 \cdot 10^8$ Н/м, $c_3 = 3,18 \cdot 10^8$ Н/м. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор эквивалентная жесткость упругого вала и опор в виде подшипников определяется по формуле

$$c_{\text{экв}} = \frac{c_b}{1 + c_b / 2J_{rn}},$$

откуда следует

$$c_{\text{экв}} = \frac{2,7 \cdot 10^8}{1 + 2,7 \cdot 10^8 / 2 \cdot 4,57 \cdot 10^8} = 2,08 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

Коэффициент снижения амплитуды ударного импульса по (9)

$$\beta_y = \frac{1}{\sqrt{1 + 2,08 \cdot 10^8 / 2 \cdot 3,18 \cdot 10^8}} = 0,87.$$

Результаты исследований. Результаты тензометрирования нагруженности зубьев прямозубой зубчатой передачи для различных значений нагрузок и скоростей приведены на рисунке 2. Анализ осциллограмм показывает, что увеличение скорости вращения передачи и возрастание нагрузки в зубчатом зацеплении, приводящие к появлению ударных импульсов, существенно влияют на картину пересопрежения зубьев. Так, при нагрузке 5 кг·м и частота вращения 100 мин^{-1} четко просматриваются периоды однопарного и двухпарного сопряжения зубьев, что свойственно идеальному пересопрежению пары зубьев без учета их деформаций и дефектов изготовления. С ростом частоты вращения и нагрузок в передаче наблюдаются искажения идеальной картины, вызванные ударными процессами в зубчатых зацеплениях.

При этом по расчетам, проведенным в [2] для жестких валов и подшипников, получено значение $F_{\max} = 3611$ Н. Погрешность расчета по сравнению с экспериментальными данными ($F_{\max} = 2900$ Н) составила 24,4%. С учетом упругости валов и подшипников в соответствии с (6) $F_{\max}^* = 0,87 \cdot 3611 = 3142$ Н. Погрешность вычисления амплитуды ударного импульса при этом составляет

$$\Delta F_{\max} = \frac{|2900 - 3142|}{2900} \cdot 100\% = 8,34\%.$$

Время действия импульса рассчитывается по формуле (7)

$$T^* = \frac{\pi}{p_2} = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{2,08 \cdot 10^8 + 2 \cdot 3,18 \cdot 10^8}{0,598}}} = 0,836 \cdot 10^{-4} \text{ с.}$$

Погрешность вычисления времени действия импульса составляет

$$\Delta T = \frac{|0,909 \cdot 10^{-4} - 0,836 \cdot 10^{-4}|}{0,909 \cdot 10^{-4}} \cdot 100\% = 8,0\%.$$

Уточнение значений параметров ударного импульса позволяет повысить соответствие расчетного спектра вибраций реальному, что, в свою очередь, повышает достоверность оценки технического состояния зубчатой передачи.

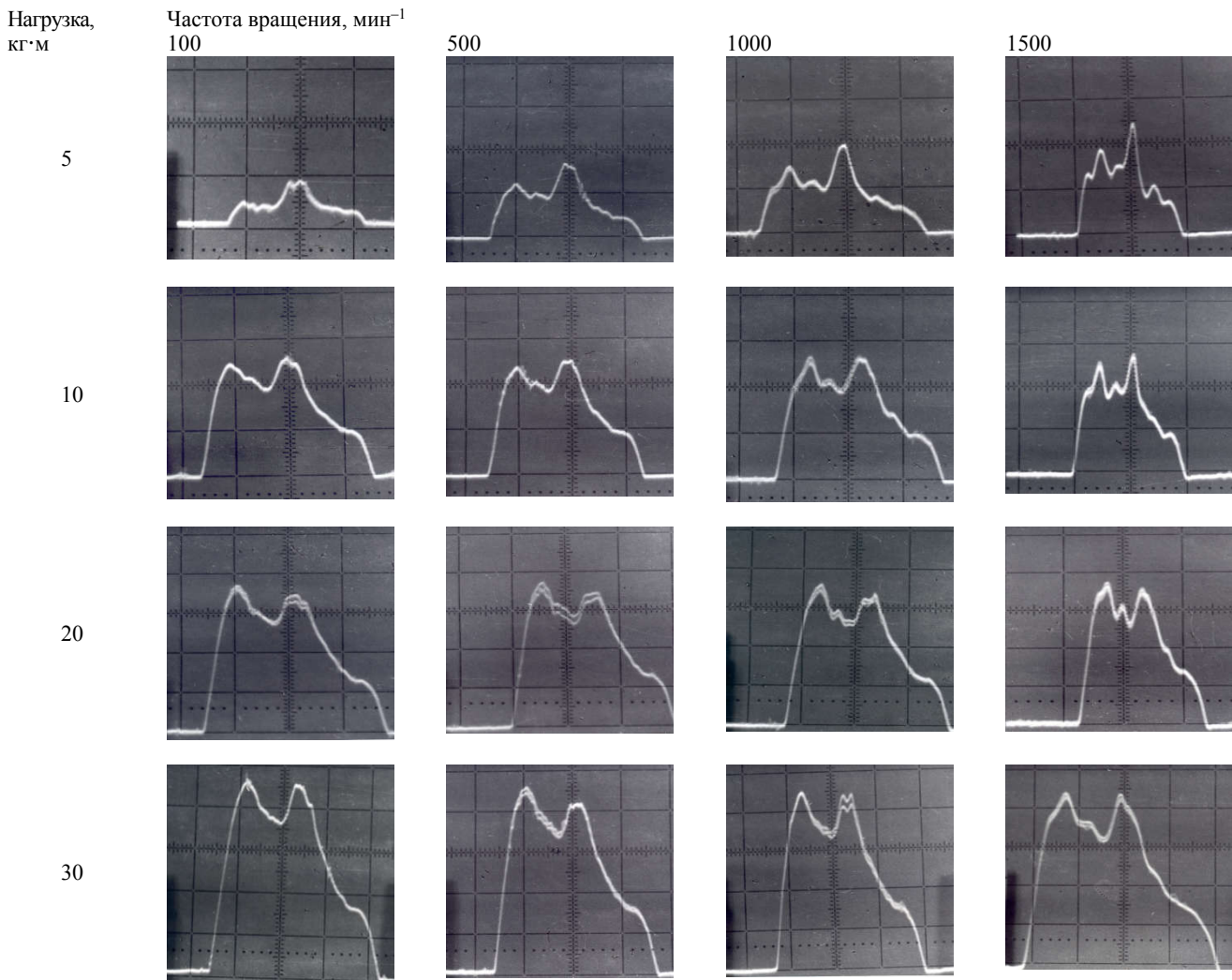


Рис. 2 – Проявление ударного взаимодействия зубьев в зацеплении

Выводы. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования ударных процессов в зубчатых зацеплениях показали, что реальная картина пересопределения зубьев во времени существенно отличается от общепринятой, в которой четко просматриваются периоды однопарного и двухпарного зацеплений. На осциллограммах нагруженности зубьев видно суммарное воздействие ударного импульса, возникающего при входе зуба в зацепление, и окружного усилия, вызванного внешним крутящим моментом.

Сопоставление значений параметров ударного импульса, вычисленных для случая жестких валов и подшипников, со значениями, рассчитанными по предложенной методике, показывает, что учет упругости валов и подшипников уменьшает погрешность определения амплитуды ударного импульса с 24,4 % до 8,34 %. При этом точность определения времени удара практически не изменилась.

Уточнение значений параметров ударного импульса позволяет повысить достоверность оценки ресурса зубчатой передачи.

Предлагаемые в работе расчетные зависимости использованы в ОИМ НАН Беларуси при разработке метода вибрационно-импульсного диагностирования технического состояния и определения остаточного ресурса зубчатых передач трансмиссионных систем мобильных машин в процессе эксплуатации.

Список литературы

1. *Ишин Н. Н.* Оценка остаточного ресурса зубчатых передач при стендовых испытаниях по данным вибромониторинга / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – № 35. – С. 37–51.
2. *Ишин Н. Н.* Исследование параметров ударного импульса в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Международный научно-технический журнал "Механика машин, механизмов и материалов". – Минск, 2011. – №3. – С. 19–23.
3. *Ишин Н. Н.* Исследование взаимосвязи параметров ударных импульсов в зубчатых зацеплениях и вибраций приводных механизмов. Методология оценки амплитуд виброимпульсов, измеряемых на подшипниковых узлах механизмов / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Весці НАН Беларусі, серыя фізіко-тэхніцескіх навук. – Минск, 2013. – № 2. – С. 83–88.
4. *Ишин Н. Н.* Вибромониторинг и прогнозирование остаточного ресурса приводных механизмов мобильных машин / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Достижения физики неразрушающего контроля: сб. науч. тр. / Под ред. Н. П. Мигуна. – Мн.: Институт прикладной физики НАН Беларуси, 2013. – С. 165–172.
5. *Ишин Н. Н.* Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / *Н. Н. Ишин*. – Минск: Беларус. Навука, 2013. – 432 с.
6. *Берестнев О. В.* Аналитические методы механики в динамике приводов / *О. В. Берестнев, А. М. Гоман, Н. Н. Ишин*. – Мн.: Навука і тэхніка, 1992. – 238 с.
7. *Ишин Н. Н.* Определение параметров ударного импульса в зацеплении прямозубых цилиндрических колес с учетом упругости валов и подшипников / *Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов* // Журнал "Механика машин, механизмов и материалов". – №2. – 2012. – С. 35–38.

References (transliterated)

1. *Ishin N. N.* Ocenka ostatochnogo resursa zubchatykh peredach pri standovykh ispytaniyakh po dannym vibromonitoringa / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Visnik Nacional'nogo Tehnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovykh prac. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No 35. – P. 37–51.
2. *Ishin N. N.* Issledovanie parametrov udarnogo impul'sa v zubchatom zacepleniі prjamozubykh cilindricheskikh zubchatykh koljos / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Mezhdunarodnyj nauchno-tekhnicheskij zhurnal "Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov". Minsk, 2011, No 3, p. 19–23.
3. *Ishin N. N.* Issledovanie vzaimosvjazi parametrov udarnykh impul'sov v zubchatykh zaceplenykh i vibracij privodnykh mekhanizmov. Metodologija ocenki amplitud vibroimpul'sov, izmerjaemykh na podshipnikovykh uzlakh mekhanizmov / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Vesci NAN Belrusi, seryja fiziko-tjekhnicheskikh nauk. Minsk, 2013, No 2, p. 83–88.
4. *Ishin N. N.* Vibromonitoring i prognozirovanie ostatochnogo resursa privodnykh mekhanizmov mobil'nykh mashin / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Dostizhenija fiziki nerazrushajushhego kontrolja: sb.nauchn.tr. / Pod red. *N. P. Miguna*. – Minsk: Institut prikladnoj fiziki NAN Belrusi, 2013. – p. 165-172.
5. *Ishin N. N.* Dinamika i vibromonitoring zubchatykh peredach / *N. N. Ishin*. – Minsk: Belarus. Navuka, 2013. – 432 p.
6. *Berestnev O. V.* Analiticheskie metody mekhaniki v dinamike privodov / *O. V. Berestnev, A. M. Goman, N. N. Ishin*. – Minsk: Navuka i tjekhnika, 1992. – 238 p.
7. *Ishin N. N.* Opredelenie parametrov udarnogo impul'sa v zacepleniі prjamozubykh cilindricheskikh koles s uchedom uprugosti valov i podshipnikov / *N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov* // Zhurnal "Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov" No 2, 2012 g. p.35–38.

Поступила (received) 20.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Метод вібраційного-імпульсного діагностування технічного стану зубчастих передач / С. А. Гаврилов, Н. Н. Ішин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 19–23. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Метод вибраціонно-імпульсного діагностування технічного стану зубчастих передач / С. А. Гаврилов, Н. Н. Ішин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 19–23. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

The method of vibration-pulse diagnosing of a technical condition of gears / S. A. Gavrilo, N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 19–23. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гаврилов Сергій Олексійович – кандидат технічних наук, директор виробничо-сервісного підприємства "Полтава-Автокомплект", м. Комсомольськ Полтавської обл.; тел. : +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Гаврилов Сергей Алексеевич – кандидат технических наук, директор производственно-сервисного предприятия "Полтава-Автокомплект", г. Комсомольск Полтавской обл.; тел.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Gavrilov Sergey Alekseevich – Candidate of Technical Sciences, Director of Production Service Company "Poltava-Autocomplekt", Komsomolsk Poltavskoj obl.; tel.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Ішин Микола Миколайович – доктор технічних наук, доцент, державна наукова установа "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", директор науково-технічного центру "Кар'єрна техніка", м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ишин Николай Николаевич – доктор технических наук, доцент, государственное научное учреждение "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси" директор научно-технического центра "Карьерная техника", г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ishin Nikolay Nikolaevich, Doctor of Technical Sciences, Docent, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Director of Scientific and Technical Center of Quarry Machinery, Minsk, Belarus; tel.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Гоман Аркадій Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, державна наукова установа "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", начальник відділу, м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-4.

Гоман Аркадий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, государственное научное учреждение "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси", начальник отдела, г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Goman Arkadiy Mikhailovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Head of Department, Minsk, Belarus; tel.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрій Станіславович – кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник державної наукової установи "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрей Станиславович – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник государственного научного учреждения "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси", г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Skorokhodov Andrey Stanislavovich – Candidate of Technical Sciences, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Leading Research Scientist, Minsk, Belarus; tel.: (8017) 284-24-48.

УДК 621.822

С. С. ГУТИРЯ, А. В. ГАЙДАКА

МЕТОДОЛОГІЯ СИСТЕМНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Запропоновано та практично опрацьовано методологію моделювання показників технічного рівня роликів підшипників у складі букс рейкового транспорту (РПБРТ), що включає системну ієрархічну модель комплексного показника технічного рівня підшипника, обґрунтування номенклатури одиничних і комплексних показників якості РПБРТ та оригінальні методики їх розрахунків, удосконалені методи випробувань модернізованих конструкцій. За результатами моделювання визначено системний показник технічного рівня для базової конструкції РПБРТ, виявлено наявні резерви її вдосконалення за показниками вантажності, внутрішньої динаміки та енергетичної ефективності та забезпечено підвищення системного показника технічного рівня модернізованих конструкцій РПБРТ шляхом запровадження низки інноваційних конструктивних і технологічних рішень.

Ключові слова: роликівий циліндричний підшипник, сепаратор, статика, кінематика, динаміка, вантажність, надійність, показники якості, модель технічного рівня.

Предложено и апробировано методологию моделирования показателей технического уровня роликовых подшипников в составе букс рельсового транспорта (РПБРТ), включающая системную иерархическую модель показателя технического уровня подшипника, обоснование номенклатуры единичных показателей качества РПБРТ и оригинальные методики их расчетов, а также усовершенствованные методы испытаний модернизированных конструкций. По результатам моделирования определен системный показатель технического уровня для базовой конструкции РПБРТ, установлено резервы совершенствования по показателям грузоподъемности, внутренней динамики и энергетической эффективности, обеспечено повышение системного показателя технического уровня модернизированных конструкций РПБРТ путем внедрения ряда инновационных конструктивных и технологических решений.

Ключевые слова: роликівий циліндричний підшипник, сепаратор, статика, кінематика, динаміка, грузоподъемность, надежность, показатели качества, модель технического уровня.

It is offered and approved methodology of modeling of indicators of a technical level of roller bearings as a part of axle boxes of rail transport (RBAART), including system hierarchical model of a complex indicator of a technical level of the bearing, justification of the nomenclature of single indicators of quality and original techniques of their calculations, and also advanced test methods of the modernized designs. By results of modeling the system indicator of a technological level for a basic design of RPBRT is defined, is established improvement reserves on indicators of loading capacity, internal dynamics and power efficiency, increase of a system indicator of a technical level of the modernized RPBRT designs by introduction of a number of innovative constructive and technological solutions is provided. On the example of roller cylindrical bearings as a part of axle boxes cargo and sleeping-cars efficiency of numerical display of indicators of quality of the main structural and functional office properties of rolling bearings is proved, that allows to consider known and new designs, details and their elements as subsystems of the multiple-purpose hierarchical model which is based on the uniform principles, axioms, hypotheses.

Keywords: cylindrical roller bearing, separator, statics, kinematics, dynamics, capacity, reliability, quality indicators, technical level model.

Вступ. Актуальність задачі. У практиці машинобудування дотепер відсутня методологія аналізу якості проектування і модернізації підшипників кочення, що ускладнює обґрунтований вибір ефективних технічних рішень відповідно до комплексних вимог споживачів [1]. Стосовно серійних циліндричних роликівих підшипників у складі букс вантажних і пасажирських вагонів рішення проблеми ускладнюється відсутністю комплексних досліджень основних характеристик їх якості, зокрема з урахуванням впливу кількості тіл кочення, конструкції сепаратора, температурного режиму тощо [2–4].

Встановлено, що розробка методології аналізу якості проектування і модернізації роликівих підшипників букс рейкового транспорту (РПБРТ) потребує реалізації наступних етапів:

- обґрунтування системної методології відображення множини показників якості конструкції РПБРТ на етапах проектування і модернізації;
- уточнення відомих методів розрахунків і випробувань роликівих підшипників на базі удосконалених та нових моделей взаємодії деталей та елементів РПБРТ;
- експериментального підтвердження ефективності нових конструктивних і технологічних рішень, а також натурних випробувань РПБРТ у складі колісних пар вантажних та швидкісних пасажирських потягів.

Мета дослідження – розробити методологію системного моделювання показників технічного рівня підшипників кочення, обґрунтувати та підтвердити ефек-

тивність запропонованих конструктивних і технологічних рішень на прикладах модернізації серійних конструкцій РПБРТ.

Основна частина. У сучасній практиці проектування та досліджень опорних вузлів рейкового транспорту прийнято буксу розглядати як відкриту механічну систему, до складу якої входять корпус, кришка, два підшипники, цапфа осі та ущільнення (рис. 1), що взаємодіють з оточуючим середовищем. Застосування до конструкцій РПБРТ методу структурно-функціонального аналізу (СФА) забезпечує можливість встановлення та дослідження функціональних залежностей енергетичних витрат, зносу деталей та елементів підшипника, показників надійності експлуатації тощо з урахуванням особливостей конструкцій, умов експлуатації тощо лише за умови більш поглибленого системного моделювання.

Запропоновано до аналізу ієрархічну багаторівневу модель РПБРТ, що складається з наступних підсистем, пронумерованих у порядку поглиблення моделі: "підшипник" – підсистема першого рівня; "сполучення деталей підшипника" (сепаратор-ролики) – другий рівень; "деталі підшипника" (сепаратор, кільця) – третій і четвертий рівні; "слабкий елемент підшипника" (доріжка кочення) – п'ятий рівень.

На основі СФА типових конструкцій РПБРТ, статистичного аналізу вимог споживачів [5, 6], стандартів [7, 8], каталогів фірм-виробників [9], патентів [10, 11],

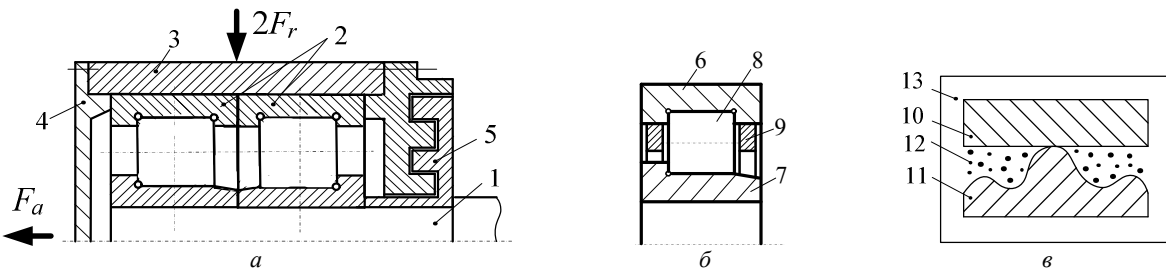


Рис. 1 – Складові моделі СФА конструкцій РПБРТ: а, б – структурні схеми букси та підшипника; в – схема контактної взаємодії при терті деталей
(1 – колісна вісь; 2 – підшипники; 3 – корпус букси; 4 – кришка; 5 – ущільнення; 6 – зовнішнє кільце; 7 – внутрішнє кільце; 8 – тіло кочення; 9 – сепаратор; 10, 11 – поверхні тертя деталей; 12 – мастило; 13 – оточуюче середовище)

а також за результатами наукових досліджень, обґрунтовано номенклатуру основних службових властивостей та відповідних взаємопов'язаних показників якості, що формують і з достатньою повнотою чисельно відображують технічний рівень конструкції. Це дозволило побудувати системну ієрархічну модель комплексного показника технічного рівня, що включає 15 нормованих диференціальних показників якості (рис. 2). Незалежними за перевагою для споживача показниками якості системи РПБРТ, що достатньо повно відображу-

ють службові властивості конструкції, прийнято: вантажність q_1 , енергетичну ефективність q_2 , надійність q_3 , кінематичну досконалість q_4 , внутрішню динаміку q_5 . Для розрахунку найбільш поширених на практиці диференціальних показників якості серійних підшипників кочення, а саме: динамічної радіальної вантажності q_{11} , ймовірності безвідмовної роботи за контактною втомою одного q_{32} та пари q_{33} підшипників застосовано методики та рекомендації ISO 281:2007.



Рис. 2 – Схема системної моделі показника технічного рівня РПБРТ
(q_i, q_{ij} – групові та диференціальні нормовані показники якості, $i, j = \overline{1, 5}$)

Методологія моделювання показників технічного рівня підшипників кочення, яку практично опрацьовано на прикладі аналізу якості проектування і модернізації конструкцій РПБРТ, включає наступні методи, методики, моделі: структурно-функціонального аналізу (СФА) [12]; обґрунтування номенклатури основних службових властивостей та відповідних взаємопов'язаних показників якості РПБРТ [12]; системного моделювання показників технічного рівня РПБРТ [12]; статичного розподілу зовнішнього радіального навантаження [13]; статичного розподілу зовнішнього осьового навантаження [14]; кінематики й динаміки елементів системи РПБРТ [15]; визначення коефіцієнту навантаження сепаратора [16]; визначення втомної міцності

сепаратора [17]; оцінювання показників теплоутворення РПБРТ з урахуванням конструкції сепаратора [17]; розрахунків показників надійності РПБРТ [18]; призначення параметрів випробувань сепаратора на циклічну міцність та зношування [19, 20]; пришвидшених випробувань сепаратора [21] (рис. 3).

Визначення диференціальних нормованих показників якості на кожному з рівнів ієрархічної моделі, а саме: моментів опору обертання сепаратора q_{21} і підшипника q_{22} , ймовірності безвідмовної роботи за втомою сепаратора q_{31} , швидкості руху сепаратора відносно роликів q_{42} , тривалості удару q_{43} і ковзання роликів q_{44} , коефіцієнта навантаження сепаратора q_{51} , коефіцієнту радіального навантаження центрального ролика q_{52} і

навантаження бігових доріжок кілець q_{53} , коефіцієнтів навантаження центрального ролика q_{54} і перемичок сепаратора q_{55} складає необхідну інформаційну основу

розробленої системної методології і потребує цільових досліджень.

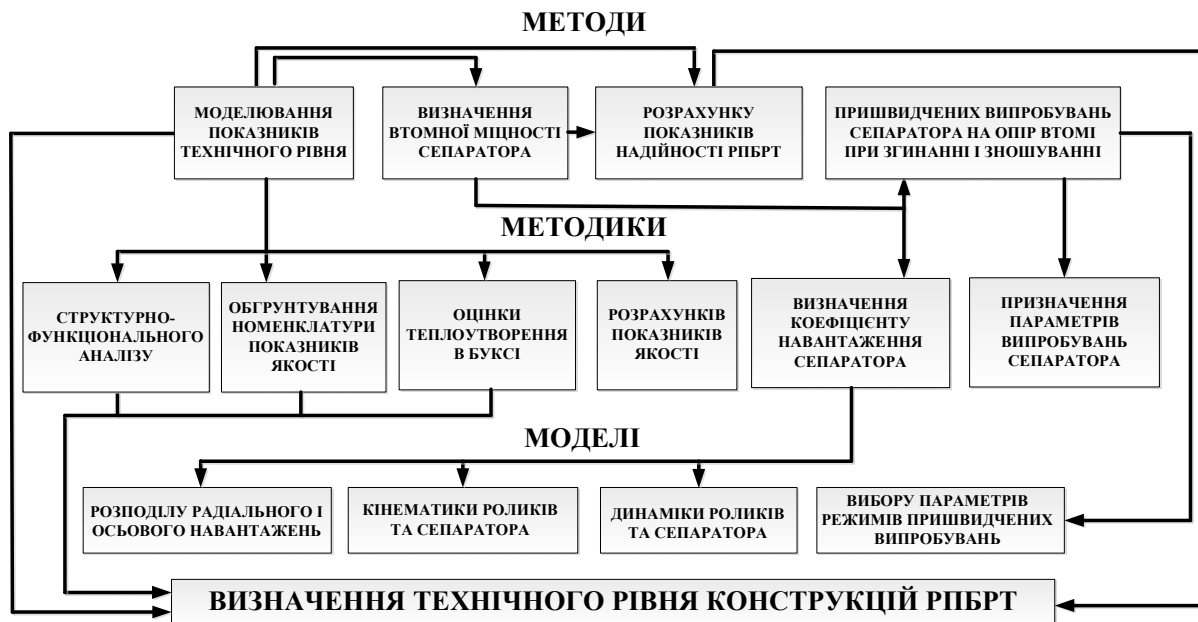


Рис. 3 – Структурно-логічна схема методології моделювання показників технічного рівня РПБРТ

Результати досліджень [12–22] застосовано для систематизації та визначення за відповідними розрахунковими залежностями основних показників якості службових властивостей РПБРТ базової (серійної) і модернізованої конструкцій, призначених для колісних пар вантажних і пасажирських вагонів вітчизняного виробництва.

За результатами моделювання визначено системний показник технічного рівня $U = 0,44$ для базової конструкції РПБРТ (рис. 4, а), виявлено наявні резерви її вдосконалення за показниками вантажності, внутрішньої динаміки та енергетичної ефективності та забезпечено підвищення системного показника технічного рівня модернізованих конструкцій РПБРТ на 20,5 % (б), шляхом запровадження низки наступних конструктивних і технологічних рішень:

- збільшенням кількості роликів з 14 до 16, що підвищує розрахункові динамічну вантажність і ресурс підшипників відповідно на 10,5 % та 19 %;

- покращенням внутрішньої динаміки підшипників з удосконаленням сепаратором завдяки зменшенню на 9...12 % діючих навантажень, що підвищує розрахункові показники надійності сепаратора у складі РПБРТ пасажирських і вантажних вагонів відповідно на 20...40 % та 50...80 %;

- заміною латунного матеріалу на полімерний в конструкції сепаратора з утримуючими мастило канавками на поверхнях тертя, що стабілізує розрахунковий температурний режим роботи підшипників у складі РПБРТ швидкісних (до 250 км/год) пасажирських потягів.

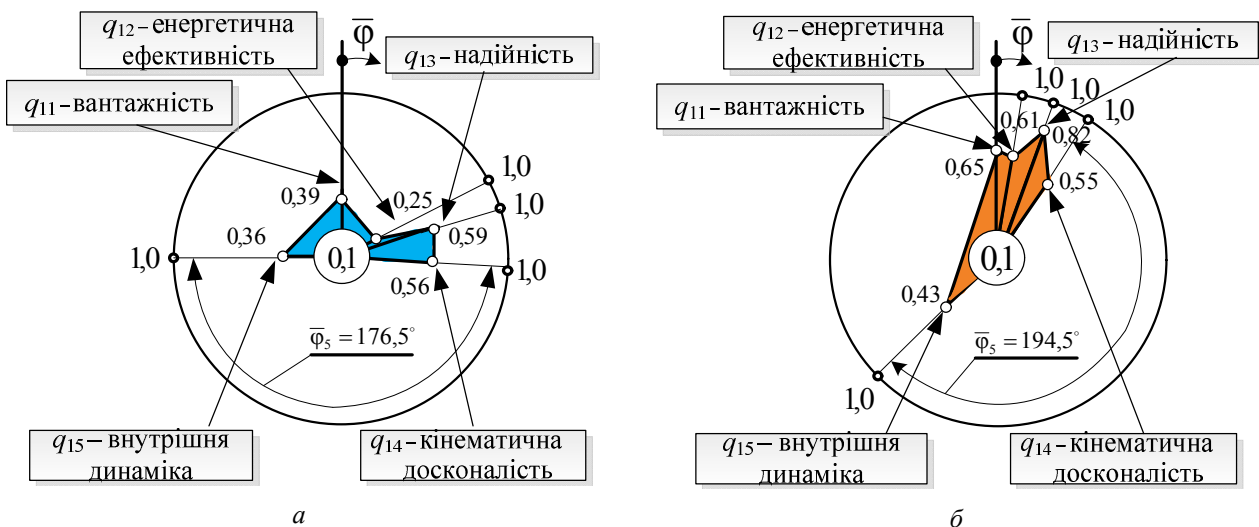


Рис. 4 – "Павутини якості" для конструкцій РПБРТ: а – базової; б – модернізованої

($\bar{\varphi}_i$ – центральний кут, що визначається за результатами системного моделювання і відповідає вагомості i -го показника якості)

За результатами лабораторних досліджень напружено-деформованого стану і старіння модернізованих конструкцій підшипників 30-42726E2M та 30-232726E2M з полімерним сепаратором з арматурою ПА СВ 30-1ETM при температурах від -60 до $+120$ °C в середовищі води і мастила підтверджено 15-річний ресурс їх надійної експлуатації у складі РПБРТ колісних пар вантажних вагонів [23].

Натурні випробування РПБРТ з модернізованими конструкціями підшипників (мастило ЛЗ-ЦНП) у складі однієї колісної пари пасажирського вагона потягу Харків-Одеса з контрольним вимірюванням температури термпарою "хромель-копель" підтвердили меншу на 10...40 % середню теплову напруженість модернізованих конструкцій у порівнянні з серійними аналогами. За результатами експлуатаційних ресурсних випробувань РПБРТ вантажних вагонів (хопер-дозаторів) з модернізованими конструкціями підшипників отримано дозвіл Укрзалізниці на їх застосування без обмежень в буксах вантажних вагонів на території України.

Висновки. Подальший розвиток і застосування отримав системний метод аналізу та управління технічним рівнем наукоємної серійної продукції машинобудування на етапах проектування і модернізації. На прикладі конструкцій РПБРТ у складі колісних пар вантажних і пасажирських вагонів підтверджено ефективність чисельного відображення показників якості основних структурних і функціональних службових властивостей підшипників, що дозволяє розглядати відомі і нові структури, конструкції, деталі, елементи деталей як складові єдиної універсальної системи моделей, що базується на єдиних принципах, аксіомах, гіпотезах [22, 24–27].

Список літератури

- Harris T. Rolling bearing analysis. – New York. – 2006. – 481 p.
- Takuya O. High Load Capacity Cylindrical Roller Bearings / O. Takuya // NTN TECHNICAL REVIEW. – 2006. – № 74. – P. 90–95.
- Takashi T. High Capacity Tapered Roller Bearings / T. Takashi, J. Mochizuki // NTN TECHNICAL REVIEW. – 2005. – № 73. – P. 30–39.
- Гайдамака А. В. Роликотподшипники букс вагонів і локомотивов: моделювання і удосконалення / А. В. Гайдамака. – Х.: Изд-во "Курсор", 2011. – 320 с.
- Мельничук В. А. К вопросу повышения надёжности буксовых узлов с подшипниками качения / В. А. Мельничук, А. В. Донченко, И. Э. Мартынов // Залізничний транспорт України. – 2006. – № 2. – С. 17–19.
- Морчиладзе И. Г. Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов. / И. Г. Морчиладзе, А. М. Соколов // Железные дороги мира. – 2006. – № 10. – С. 8–13.
- ГОСТ 4.479-87. Система показателей качества продукции. Подшипники качения. Номенклатура показателей. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 11 с.
- ГОСТ 23.205-79. Обеспечение износостойкости изделий. Ускоренные ресурсные испытания с периодическим форсированием режима. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 12 с.
- SKF General Catalogue 5000 E, June. – 2003.
- Пат. України 50088, МПК F 16C 19/00. Роликотподшипник циліндричний / А. В. Гайдамака (Україна). – № u200912208. Заявл. 27.11.2009. Опубл. 25.05.2010. – Бюл. № 10. – 2 с.
- Пат. України 91168, МПК F 16C 33/58. Циліндричний роликотподшипник максимальної вантажності в межах заданого габариту з полімерним сепаратором цільної конструкції / А. В. Гайдамака (Україна). – № u201400214. Заявл. 13.01.2014. Опубл. 25.06.2014. – Бюл. № 12. – 3 с.
- Gaydamaka A. V. Qualitative modeling of indicators the technical level of roller bearings axle boxes for cars / A. V. Gaydamaka,

- V. P. Yaglynski // VIII International Conference "Science and Education" – Munich, 2015. – P. 324–331.
- Гайдамака А. В. Распределение радиальной нагрузки между телами качения однорядного радиального подшипника: учёт углов контакта, радиального зазора, изгиба колец / А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". – 2014. – № 6 (1049). – С. 35–41.
- Гайдамака А. В. Распределение осевой нагрузки между цилиндрическими роликами радиального подшипника / А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". – 2014. – № 18 (1061). – С. 39–44.
- Гайдамака А. В. Модели кинематики и динамики цилиндрических роликовых подшипников железнодорожного транспорта / А. В. Гайдамака // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2014. – Вып. 3 (51). – С. 100–108.
- Гайдамака А. В. Коэффициент нагрузки в расчёте сепаратора роликотподшипников на прочность / А. В. Гайдамака // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 2/7 (68). – С. 4–7.
- Гайдамака А. В. Метод расчёта сепаратора роликотподшипников рельсового транспорта на прочность при циклическом нагружении / А. В. Гайдамака // Вестник машиностроения. – № 10. – 2015. – С. 64–72.
- Гайдамака А. В. Вероятность безотказной работы подшипников качения с учётом сепаратора / А. В. Гайдамака // Сб. трудов "Трибология и надёжность". – Санкт-Петербург, 2014. – С. 290–297.
- Божко А. Е. Метод испытаний сепараторов роликовых подшипников на циклическую прочность / А. Е. Божко, А. И. Федоров, В. И. Ляшенко, О. Ф. Полищук, А. В. Гайдамака // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2005. – № 4. – С. 74–76.
- Гайдамака А. В. Оптимізація числа мастилоутримуючих канавок поверхню тертя склополіамідного сепаратора з базуючим кільцем роликотподшипників типу 2726 / А. В. Гайдамака, В. Ю. Алейченко, М. Г. Ревлюк, С. А. Кеба // Зб. наук. праць УкрДАЗТ. – 2010. – Вып. 114. – С. 70–74.
- Гайдамака А. В. Випробування на знос деталей роликотподшипників для важких режимів експлуатації. Підвищення зносостійкості / А. В. Гайдамака // Проблеми трибології. – 2011. – № 3. – С. 52–59.
- Gutyrya S. S. System Model of a Technical Level of Rolling Bearings / S. S. Gutyrya, V. P. Yaglynski, A. V. Gaydamaka // British Journal of Applied Science & Technology. – 13(2), 2016. – P. 1–8.
- Єгорова І. М. Удосконалення буксових роликотподшипників вантажних вагонів шляхом застосування сепаратора зі склополіаміду: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / І. М. Єгорова. – Харків, 2001. – 19 с.
- Заблонский К. И. Системная квалиметрия – фундаментальная теория оптимального проектирования / К. Заблонский, С. Гутья // Proc. International Conf. "Situation and perspective of research and development in chemical and mechanical industry". – Book 1. – Krusevac (Yugoslavia): IGUR "GRAFOSTIL". – 2001. – С. 460–466.
- Гутья С. С. Управление техническим уровнем передач зацеплением на основе системной квалиметрической модели / С. С. Гутья // Труды Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 2001. – Вып. 2(14). – С. 36–39.
- Гутья С. С. Системное моделирование качества механизмов и машин / С. С. Гутья // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 2003. – Вып. 2 (20). – С. 14–21.
- Gutyrya S. S. System Modeling of Gears Design Quality / S. S. Gutyrya, K. Zablonsky, V. Yaglynski // International Conference on Gears. VDI-Berichte 1904.1. – ISBN 3-18-091904-3. – Dusseldorf: VDI Verlag GmbH, 2005. – P. 417–434.

References (transliterated)

- Harris, T. A. *Rolling bearing analysis*. New York: 2006. Print.
- Osui, T. "High Load Capacity Cylindrical Roller Bearings". *NTN Technical Review* 74 (2006): 90–95. Print.
- Tsujimoto, T. and J. Mochizuki. "High Capacity Tapered Roller Bearings". *NTN Technical Review* 73 (2005): 30–39. Print.
- Gaydamaka, A.V. *Ролікові підшипники букс вагонів і локомотивов: моделювання і удосконалення*. Kharkov: Cursor, 2011. Print.
- Melnichuk, V. A., A. V. Demchenko and I. E. Martynov. "K voprosy povyshenja nadioznosti byksovovih uzlov s podchpnikami kachenija". *Zaliznichny transport Ukraine* 2 (2006): 17–19. Print.
- Morchiladze, I. G. and A. M. Sokolov. "Sovershenstvovanie i modernizatsija byksovovih uzlov vagonov". *Zaliznichny transport mira*. 10 (2006): 8–13. Print.
- GOST 4.479–87. *Sistema pokazateley kachestva prodykzii. Rolikovi pidshpyniki. Nomenklatura pokazateley*. Moscow: Standarti, 1987. Print.

8. GOST 23.205-79. *Obespechenie iznosostoykosti izdelija. Uskorenye resursnie ispitaniya*. Moscow: Standarti, 1979. Print.
9. SKF General Catalogue 5000 E, June. New York: 2003. Print.
10. Pat. Ukraine 50088, МПК F 16C 19/00. *Rolikopidshipnik tsilindrichny*. Gaydamaka, A. V. Kyiv: Derzhpatent Ukrainy 10 (2014). Print.
11. Pat. Ukraine 91168, МПК F 16C 33/58. *Tsilindrichny rolikopodshipnik maksimalnoi v predelah zadanogo gabarita*. Gaydamaka, A. V. Kyiv: Derzhpatent Ukrainy 12 (2014). Print.
12. Gaydamaka, A. V. and V. P. Yaglynski "Qualitative modeling of indicators the technical level of roller bearings axle boxes for cars". *Science and Education*. (2015): 324–331. Print.
13. Gaydamaka, A. V. "Raspredelenie radialnoj nagruzki mezdu telami kachenija odnorjadnogo radialnogo podshipnika: uchet uglov kontakta, radialnogo zazora, izgiba kolets". *Visnyk NTU "KhPI"*. No. 6. 2014. 35–41. Print.
14. Gaydamaka, A. V. "Raspredelenie osevoj nagruzki mezdu tsilindricheskimi rolkami radialnogo podshipnika". *Visnyk NTU "KhPI"*. No. 18. 2014. 39–44. Print.
15. Gaydamaka, A. V. "Modeli kinematiki i dinamiki tsilindrichnih rolikopodshipnikov zaliznogo transporta". *Visnyk Dnipropetr. nats. un-tu zalizn. transp.* No. 3. 2014. 100–108. Print.
16. Gaydamaka, A. V. "Koeffitsient nagruzki v raschete separatora rolikopodshipnikov na prochnost". *Shidno-Evropskij zhurnal peredovij tehnologij* 2.7 (2014): 4–7. Print.
17. Gaydamaka, A. V. "Metod rascheta separatora rolikopodshipnikov relsovogo transporta na prochnost pri tsiklicheskoj nagruzki". *Visnyk mashinostroenija* 10. (2015): 64–72. Print.
18. Gaydamaka, A. V. "Veroyatnost bezotkaznoy raboty podshipnikov kachenija s uchetom separatora". *Trudy mezhdunar. konf. "Tribologija i nadezhnost"*. St. Petersburg: 2014. 290–297. Print.
19. Bozhko, A. E., A. I. Fedorov, V. I. Lyashenko, O. F. Polishchuk and A.V. Gaydamaka "Metod ispitaniya separatorov rolikopodshipnikov na tsiklicheskuju prochnost". *Oborudovanie i instrument dlja professionalov* 4 (2005): 74–76. Print.
20. Gaydamaka, A. V., V. Y. Alefirenko, M. G. Pavlyuk and Ye. A. Keba "Optimizatsija chisla mastiloytrumyuchih kanavok poverhon tertja sklopoliamidnogo separatora z bazuychim kiltsem rolikopodshipnikov 2726". *Zbirnik. nauk. prats YkrDAZT*. – No. 114. 2010. 70–74. Print.
21. Gaydamaka, A. V. "Vuprobuvannya na znos detaley rolikopodshipnikov u vaghkukh reghimah ekspluatatsii. Pidvushennja znosostiykosti". *Problemi tribologii* 3 (2011): 52–59. Print.
22. Gutyrya, S. S., V. P. Yaglynski and A. V. Gaydamaka "System Model of a Technical Level of Rolling Bearings". *British Journal of Applied Science & Technology* 13.2 (2016): 1–8. Print.
23. Yegorova I. M. *Udoskonalennja buksovych rolikopodshipnikov vantaghyh vagoniv shljahom zastosuvannya separatora zi sklopoliamidu*. Avtores. dys. na zdobuttja nauk. stupenja k-ta tehn. nauk. Kharkiv: 2001. Print.
24. Zablonsky, K. I. and S. S. Gutyrya "Sistemnaja kvalimetrija – fundamentalnaja teorija optimalnogo proektirovaniya". *Proc. International Conf. "Situation and perspective of research and development in chemical and mechanical industry"*. Vol. 1. Krusevac: (2001): 460–466. Print.
25. Gutyrya, S. S. "Upravlenie technicheskim urovnem peredach zatsepleniem na osnovе sistemnoy kvalimetricheskoj modeli". *Trudy Odes. Politekhnich. un-ta* 2.14 (2001): 36–39. Print.
26. Gutyrya, S. S. "Sistemnoe modelirovanie kachestva mekhanizmov i mashin". *Trudy Odes. Politekhnich. un-ta* 2.20. (2003): 14–21. Print.
27. Gutyrya, S. S., K. I. Zablonsky and V. P. Yaglynski "System Modeling of Gears Design Quality". *International Conference on Gears. VDI-Berichte* 1904.1. Dusseldorf: 2005. 417–434. Print.

Поступила (received) 05.05.2014

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Методологія системного моделювання показників технічного рівня підшипників кочення / С. С. Гутыря, А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 24–28. – Бібліогр.: 27 назв. – ISSN 2079-0791.

Методологія системного моделювання показателів технічного рівня підшипників качення / С. С. Гутыря, А. В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 24–28. – Библиогр.: 27 назв. – ISSN 2079-0791.

Methodology of system simulation performance technical level of rolling bearings / S. S. Gutyrya, A. V. Gaydamaka // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 24–28. – Bibliogr.: 27. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гутыря Сергій Семенович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, професор кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Гутыря Сергей Семенович – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный политехнический университет, профессор кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Gutyrya Sergiy Semenovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Professor at the Department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Гайдамака Анатолій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри "Деталі машин та прикладна механіка"; тел.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka_av@mail.ua.

Гайдамака Анатолій Владимирович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", заведующий кафедры "Детали машин и прикладная механика"; тел.: (066) 510-21-80; e-mail: gaydamaka_av@mail.ua.

Gaydamaka Anatoly Volodymyrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of "Machine elements and applied mechanics"; tel.: (066) 510-21-80, e-mail: gaydamaka_av@mail.ua.

УДК 539.37: 621.83

С. С. ГУТЫРЯ, Ю. М. ХОМЯК, В. М. ЖЕГЛОВА, А. Н. ЧАНЧИН

АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЭПИЦИКЛА ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Предложена и апробирована методика прочностного расчета обода эпицикла как замкнутого кольца большой кривизны. Разработан алгоритм раздельного моделирования плоской и пространственной форм деформирования кольца, позволивший получить достаточно простые формулы для расчета действующих в сечении обода внутренних усилий и напряжений. Допустимость и адекватность предложенных моделей по точности обоснована применением моментной теории оболочек, а также сопоставлением результатов аналитического расчета эпицикла планетарной передачи колесного редуктора *Raba 118/76*, применяемого в составе трансмиссии троллейбусов, с результатами конечно-элементного моделирования в программном комплексе *Autodesk Simulation*. Установлено, что обод эпицикла ПКР подвергается циклическому деформированию при коэффициенте асимметрии цикла напряжений на внутренней поверхности $R_t = -1,58$. Такой характер нагружения подтверждает актуальность уточненных расчетов эпицикла на циклическую прочность с учетом нестационарности режимов нагружения передач в составе транспортных и энергетических машин, а также неоднородности напряженного состояния обода в областях зубчатых зацеплений и соединения с корпусом.

Ключевые слова: зубчатое зацепление, шлицевое соединение, асимметричная система нагрузок, замкнутое круговое кольцо, плоский и пространственный виды деформирования.

Запропоновано і опрацьовано методику розрахунку на міцність ободу епіциклу як замкнутого кільця великої кривини. Розроблено алгоритм роздільного моделювання плоскої та просторової форм деформування кільця, що забезпечило отримання простих формул для розрахунку діючих у перерізі ободу внутрішніх зусиль та напружень. Допустимість та адекватність розроблених моделей за точністю обґрунтовано застосуванням моментної теорії оболонок, а також співставленням результатів аналітичного розрахунку епіциклу планетарної передачі колесного редуктора *Raba 118/76*, що входить до складу трансмісії троллейбусів, з результатами кінцево-елементного моделювання в програмному комплексі *Autodesk Simulation*. Встановлено, що обід епіциклу ПКР піддається циклічному деформуванню при коефіцієнті асиметрії циклу напружень на внутрішній поверхні $R_t = -1,58$. Такий характер навантаження підтверджує актуальність уточнених розрахунків епіциклу на циклічну міцність з урахуванням нестационарності режимів навантаження передач у складі транспортних і енергетичних машин, а також неоднорідності напруженого стану обода в областях зубчастих зачеплень і з'єднання з корпусом.

Ключові слова: зубчасте зачеплення, шлицьове з'єднання, асиметрична система навантажень, замкнуте кругове кільце, плоский та просторовий види деформування.

The technique of strength calculation of a rim of an epicycle as closed ring of big curvature is offered and approved. The algorithm of separate modeling of flat and space forms of deformation of a ring which has allowed to receive rather simple formulas for calculation of the internal efforts and tension operating in the section of a rim is developed. Admissibility and adequacy of the offered models on accuracy is proved by application of the moment theory of covers, and also comparison of results of analytical calculation of an epicycle of planetary gear of a wheel gearbox of *Raba 118/76* applied as a part of transmission of trolleybuses with results of final and element modeling in the program complex *Autodesk Simulation*. It is established that the rim of an epicycle is exposed to cyclic deformation at coefficient of asymmetry of a cycle of tension on an inner surface of $R_t = -1,58$. Such nature of loading confirms relevance of the specified calculations of an epicycle on cyclic durability taking into account not stationarity of the modes of loading of gears as a part of transport and power vehicles, and also heterogeneity of a tension of a rim in areas of toothed gearings and connections with the case.

Keywords: toothed gearing, a splined joint, asymmetric system of loadings, the closed circular ring, flat and space types of deformation.

Введение. Актуальность задачи. Известные преимущества планетарных зубчатых передач (высокая нагрузочная способность и КПД благодаря многопоточности и внутреннему зацеплению, соосность и большие передаточные отношения при меньших габаритах и массе), обуславливая их широкое применение во встроенных приводах современных транспортных и энергетических машин. Эксплуатация в период разгона-торможения машины на низких частотах вращения при перегрузках по уровню нагружающего момента, а также циклический характер действующих напряжений приводят к преждевременным разрушениям деталей и узлов привода, в том числе обода эпицикла [1–5]. Обеспечение необходимого уровня надежности и долговечности эпицикла усложняется в связи с необходимостью параметрической оптимизации конструкции одновременно по двум критериям – прочности и жесткости, с целью повышения нагрузочной способности планетарной передачи путем наиболее равномерного распределения нагрузки между сателлитами [6–8].

Форма эпицикла – короткий тонкостенный цилиндр с внутренними зубьями – определяет выбор возможных расчетных моделей. В современной практике расчетов деталей машин (подшипников качения, поршневых колец, ступиц и других кольцевых элементов) наиболее распространена модель кольца, основным ограничением применения которой для расчетов эпицикла является

условие о неизменности формы осевого сечения в процессе деформирования [1]. При этом известные расчетные модели для компонентов деформаций и внутренних силовых факторов обода эпицикла "плавающей" конструкции не обеспечивают учет асимметрии нагружения обода со стороны внутреннего зацепления и шлицевого соединения с корпусом редуктора [8–10].

Постановка задачи. Эпицикл с внутренними зубьями и диаметром большим, чем длина ($D > b$) моделируется кольцом, нагруженным вращающим моментом T_0 в зубчатых зацеплениях с сателлитами и реактивным моментом на шлицах. Окружная F_{ti} и радиальная F_{ri} проекции сил F_{ni} в i -м зубчатом зацеплении определяют соответствующие тангенциальные и радиальные деформации (рис. 1). Активные нагрузки уравновешиваются силами P_{nj} на каждом из шлицов соединения эпицикла с крышкой корпуса редуктора (рис. 2).

Рассмотрена фаза однопарного зацепления сателлитов с эпициклом, при этом сосредоточенные силы F_{ni} приложены в полюсе зацепления. Шлицы являются продолжением эвольвентных зубьев с незначительно укороченной высотой. В предположении о близком к равномерному распределению нагрузки между шлицами расчетное количество нагруженных шлицов принято $N_s = 64$. Все нагрузки и деформации приведены к срединной поверхности стенки эпицикла. Распреде-

ние нагрузок $q_{ni} = F_{ni} / a$, $p_{nj} = P_{nj} / a_1$ по длине контактных линий принято равномерным. Начало координат размещено посередине ширины b эпицикла, оси OX , OY – в плоскости симметрии. Радиальные и окружные проекции нагрузок q_{ni} и p_{nj} определены по формулам

$$\left. \begin{aligned} q_{ti} &= q_{ni} \cdot \cos \alpha_w, & q_{ri} &= q_{ni} \cdot \sin \alpha_w; \\ p_{ti} &= p_{ni} \cdot \cos \alpha_w, & p_{ri} &= p_{ni} \cdot \sin \alpha_w; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где α_w – угол зацепления.

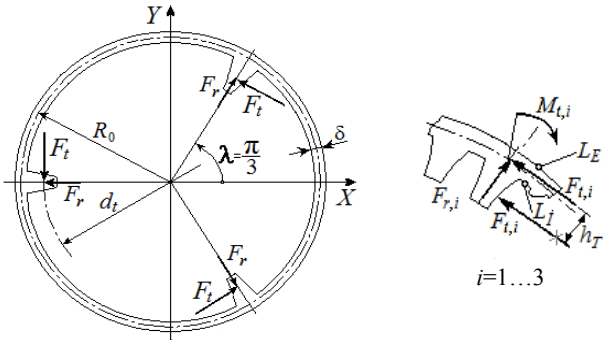


Рис. 1 – Расчетные схемы нагружения зубьев эпицикла

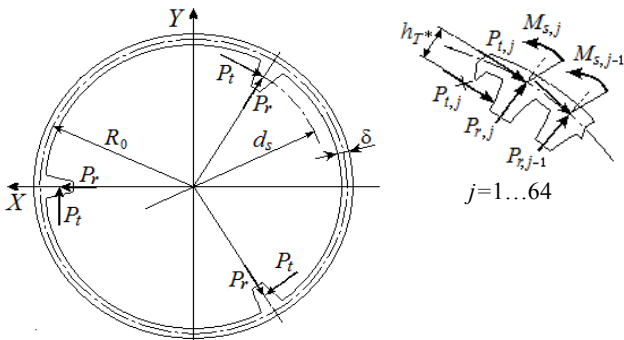


Рис. 2 – Расчетные схемы нагружения зубьев шлицевого соединения

Расчетные нагрузки в каждом из зубчатых зацеплений определяются вращающим моментом $T_0=4023$ Н·м. Соответствующие значения радиальных и окружных сил $F_{ri} = F_n \sin \alpha_w = 6183$ Н, $F_{ij} = F_n \cos \alpha_w = 13090$ Н. Плечо силы F_{ij} относительно середины стенки эпицикла равно

$h_T = (0,5\delta + h_1 - m) = 8,55$ мм, сосредоточенные моменты от сил F_{ij} , $M_{ti} = M = F_{ij} \cdot h_T = 112$ Н·м. Значения реактивных усилий на каждом из шлицев $P_{ij} = -608$ Н, $P_{rj} = 287$ Н, $M_s = 5,25$ Н·м.

Расчетные модели. Разрабатываемые модели и алгоритм расчета реализованы на примере конструкции эпицикла планетарного колесного редуктора (ПКР) *Raba 118/76* (табл. 1–3), применяемого в трансмиссиях троллейбусов ЮМЗ-Т2, -Т1 украинского производства. Материал эпицикла – низколегированная сталь 30ХГСА, термообработка – улучшение.

Таблица 1 – Основные размеры эпицикла, мм

Размер	Длина	Диаметр		Радиус средн. поверхности	Толщина стенки с
		наружный	делительный		
Усл. обозн.	b	D	d_t	R_0	δ
Значение	97	244	217	117,5	9

Таблица 2 – Параметры прямозубого зацепления

Параметр	Модуль, мм	Число зубьев	Угол зацепл.	Сателлиты	
				Кол-во	Ширина, мм
Усл. обозн.	m	N_s	α_w	N_t	a
Значение	3,25	64	$25^\circ 17'$	3	60

Таблица 3 – Параметры эвольвентного шлицевого соединения

Параметр	Число зубьев	Длина, мм	Диаметр, мм	Радиус, мм
Усл. обозн.	N_s	a_1	d_s	R_0
Значение	64	22	220	117,5

Для упрощения методики расчета и анализа результатов плоский и пространственный виды деформирования принято разделять и моделировать отдельно [1]. Алгоритм формирования расчетных моделей основан на эквивалентной замене действующей системы нагрузок компонентами симметричными и косимметричными относительно срединной плоскости XOY (рис. 3). Исходными для разработки алгоритма приняты следующие положения: эпицикл деформируется несимметрично относительно срединной плоскости XOY ; нагружение со стороны сателлитов смещено к левому торцу; шлицы расположены и нагружаются у правого торца.

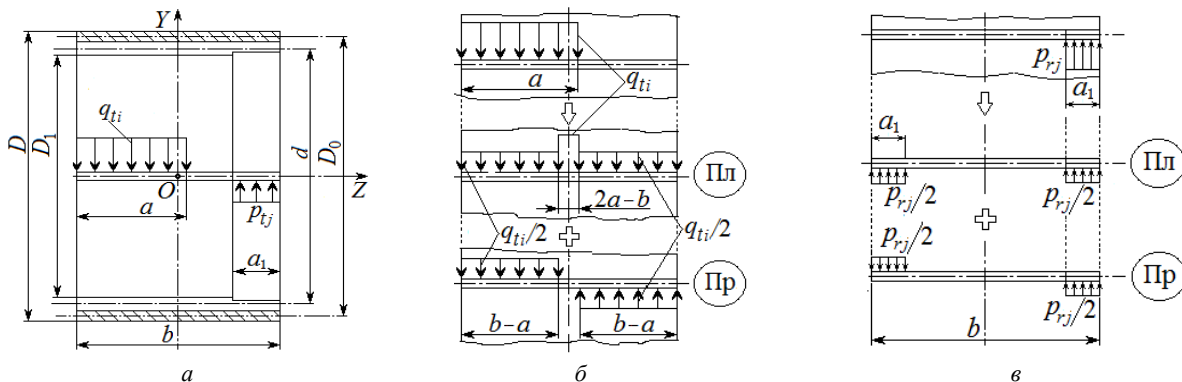


Рис. 3 – Алгоритм формирования расчетных моделей нагружения обода эпицикла:

a – схема асимметричной системы нагрузок q_{ti} , p_{rj} на один из зубьев; b – эквивалентная замена окружной асимметричной нагрузки q_{ti} симметричной и косимметричной компонентами; $в$ – эквивалентная замена асимметричной нагрузки p_{rj}

При симметричном нагружении эпицикла относительно плоскости XOY имеет место плоский изгиб (Пл). Из условия равновесия эпицикла следует

$$\sum_{i=1}^3 F_{ti} + \sum_{j=1}^{64} P_{tj} = 0 \text{ и } \sum_{i=1}^3 M_i + \sum_{j=1}^{64} M_j = 0.$$

Плоский изгиб обода эпицикла обусловлен только радиальными силами, приложенными в точках срединной поверхности диаметром $D_0 = 235$ мм. В результате расчетная схема обода представлена в виде замкнутого кольца, нагруженного циклически симметрично произвольным количеством радиальных сил F (рис. 4).

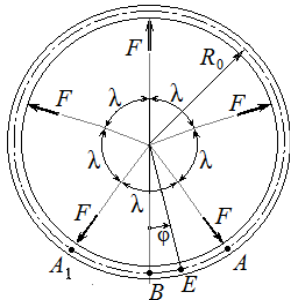


Рис. 4 – Схема циклически симметричного нагружения кольца радиальными силами

Плоская задача для замкнутого кольца является трехкратно статически неопределимой. Для раскрытия неопределимости применен канонический метод сил. Кольцо разрезано в сечении с окружной координатой $\varphi = 0$, где приложены изгибающий момент X_{p1} , окружная сила X_{p2} и поперечная сила X_{p3} . Заданные силы F_{ti} и P_{tj} обуславливают нагружение зубьев на участках зацепления (индекс t) и соединения (индекс s) с соответствующим угловым шагом

$$\lambda_t = 2\pi / 3; \quad \lambda_s = \pi / 32. \tag{2}$$

Силы расположены симметрично относительно линии разреза $\varphi = 0$, следовательно, $X_{p3} = 0$. Остальные усилия определяются зависимостями

$$X_{p1} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_p(\varphi) \left(\frac{1}{2} + \cos \varphi \right) d\varphi; \tag{3}$$

$$X_{p2} = \frac{2}{\pi D_0} \int_0^{2\pi} M_p(\varphi) \cos \varphi d\varphi, \tag{4}$$

где $M_p(\varphi)$ – изгибающий момент от внешних нагрузок в произвольном сечении с угловой координатой φ .

После определения функции $M_p(\varphi)$ и вычисления интегралов (3), (4) получено

$$X_{p1} = FR_0 \left(\frac{1}{2 \sin(\lambda/2)} - \frac{1}{\lambda} \right); \quad X_{p2} = \frac{F}{2 \sin(\lambda/2)}. \tag{5}$$

Зависимости (5) определяют изгибающий момент и окружную силу в т. В начального сечения обода.

Циклическая симметрия расчетной схемы позволяет ограничить вычисление внутренних усилий сектором обода $0 < \varphi < \lambda/2$ с угловыми размерами (2). В последующих расчетах использованы известные формулы [11]:

– для изгибающего момента

$$M_t = FR_0 \left(\frac{\cos \varphi}{2 \sin(\lambda/2)} - \frac{1}{\lambda} \right); \tag{6}$$

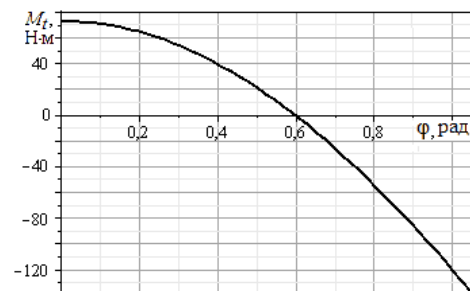
– для окружной силы

$$N = \frac{F \cos \varphi}{2 \sin(\lambda/2)}; \tag{7}$$

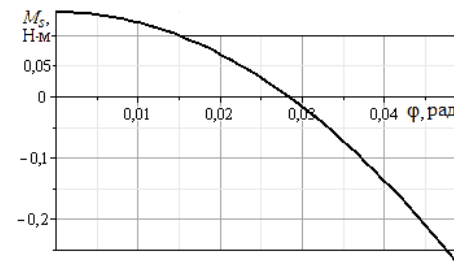
– для поперечной силы

$$Q = \frac{F \sin \varphi}{2 \sin(\lambda/2)}. \tag{8}$$

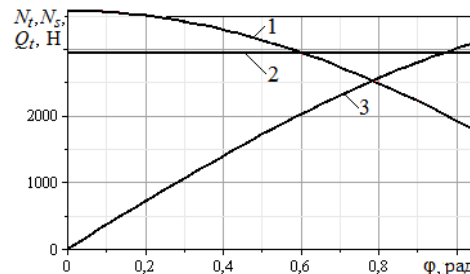
Радиальные силы в зацеплении при вращении сателлитов создают в обode эпицикла изгибающий момент M_t , изменяющийся циклически. В точке В при $\varphi = 0$ значение $M_t > 0$, следовательно, обод изгибается выпуклостью внутрь, а наружные волокна сжимаются (рис. 5, а). В точке А при $\varphi = 0,5\lambda_t = \pi/3$ обод изгибается выпуклостью наружу, изгибающий момент принимает отрицательное значение, максимальное по абсолютной величине. Синхронно действуют силы в шлицевом соединении, шаг которых λ_s и значения P_{tj} невелики. В результате максимальные значения изгибающего момента M_s (рис. 5, б) от сил P_{tj} , составляют 0,2% от соответствующих значений M_t . Подобное соотношение установлено и для поперечных сил Q_t и Q_s (на рис. 5, в график силы Q_s не показан ввиду малости значений).



а



б



в

Рис. 5 – Графики усилий в обode эпицикла при плоском деформировании: а – момента $M_t(\varphi)$; б – момента $M_s(\varphi)$; в – сил $N_t(\varphi)$ и $Q_t(\varphi)$ в зацеплениях (кривые 1 и 3) и в шлицевом соединении $N_s(\varphi)$ (2)

Значения окружных сил находятся в диапазонах $1785 < N_t < 3570$ Н и $2925 < N_s < 2921$ Н (рис. 5, в). График $N_s(\varphi) \cong \text{const}$ указывает на практически равномерное растяжение обода на участке шлицевого соединения.

Внутренние усилия в ободе от нагрузок F_r и P_r , суммируются: $M_b = M_t + M_s$, $N_0 = N_t + N_s$, $Q = Q_t + Q_s$.

Получено: в т. A при $\varphi = \pi/3$ $M_b(\pi/3) = -137,4$ Н·м; $N_A = 4710$ Н; $Q = \pm (F_r + P_r) / 2 = \pm 3235$ Н; в т. B при $\varphi = 0$ $M_b(0) = 72,7$ Н·м; $N_B = 6491$ Н; $Q = 0$.

Установлены окружные напряжения на поверхностях обода в диаметральных сечениях, проходящих через точки A и B , при плоской деформации:

$$\sigma_M^{(A)} = \pm \frac{6M_b^{(A)}}{b\delta^2} = \pm 104,9 \text{ МПа}, \quad \sigma_N^{(A)} = \frac{N_A}{b\delta} = 5,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_M^{(B)} = \pm \frac{6M_b^{(B)}}{b\delta^2} = \pm 55,5 \text{ МПа}, \quad \sigma_N^{(B)} = \frac{N_B}{b\delta} = 7,4 \text{ МПа}.$$

При постоянной внешней нагрузке окружные напряжения меняются на внутренней и наружной поверхностях при вращении сателлитов в диапазонах: $(-99,5 < \sigma_i < 62,9)$ МПа и $(-48,1 < \sigma_i < 110,3)$ МПа. Касательные напряжения, обусловленные силами Q , на порядок меньше окружных напряжений ($\tau = 4,8$ МПа).

Пространственная форма изгиба определяется нагрузками, перпендикулярными срединной плоскости кольца. В общем случае это следующие сосредоточенные нагрузки: осевые силы G , моменты V в плоскостях касательных к кольцу и моменты W в диаметральных плоскостях (рис. 6).

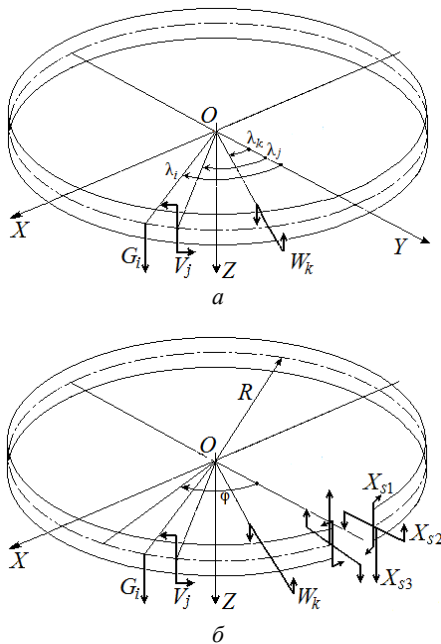


Рис. 6 – Модель кольца, нагруженного в плоскостях, перпендикулярных срединной плоскости XOY : a – внешнее нагружение; b – внутренние усилия

Внутренние усилия в сечении $\varphi = 0$ определяются по известным формулам [11]

$$\left. \begin{aligned} X_{s1} &= R_0 \sum_{i=1}^N G_i \zeta_{1G}(\lambda_i) + \sum_{i=1}^N V_i \zeta_{1V}(\lambda_i) + \sum_{i=1}^N W_i \zeta_{1W}(\lambda_i); \\ X_{s2} &= R_0 \sum_{i=1}^N G_i \zeta_{2G}(\lambda_i) + \sum_{i=1}^N V_i \zeta_{2V}(\lambda_i) + \sum_{i=1}^N W_i \zeta_{2W}(\lambda_i); \\ X_{s3} &= \frac{1}{2\pi} \left[-\sum_{i=1}^N G_i \lambda_i + \frac{1}{R_0} \sum_{i=1}^N W_i \right], \end{aligned} \right\} (9)$$

где

$$\zeta_{1G}(\lambda) = \frac{\lambda \sin \lambda}{2\pi}; \quad \zeta_{1V}(\lambda) = \frac{\lambda \cos \lambda + \sin \lambda}{2\pi};$$

$$\zeta_{1W}(\lambda) = -\frac{\lambda \sin \lambda}{2\pi} + \frac{\cos \lambda}{(1+k_f)\pi};$$

$$\zeta_{2G}(\lambda) = \frac{\lambda \cos \lambda - \lambda}{2\pi}; \quad \zeta_{2V}(\lambda) = \frac{\cos \lambda - \lambda \sin \lambda - 1}{2\pi};$$

$$\zeta_{2W}(\lambda) = -\frac{\lambda \cos \lambda}{2\pi} - \frac{\sin \lambda}{(1+k_f)\pi}.$$

Установлен обобщенный коэффициент жесткости k_f для сечения кольца прямоугольной формы $\delta \times b$ в виде

$$k_f = \frac{E_p J_p}{E_x J_x} = \frac{b^2 + \delta^2}{2(1+\mu)b^2}, \quad (11)$$

где J_x, J_p – осевой и полярный моменты инерции; E_x, E_p, μ – модули упругости и коэффициент Пуассона для материала эпицикла.

Линия разреза эпицикла $\varphi = 0$, как и в плоском варианте задачи, проведена посередине между нагруженными зубьями. В силу симметрии расчетной схемы $X_{s3} = 0$. Аргумент в формулах (9) $\lambda_i = \pi(2i-1)/N$, причем для зубчатых зацеплений $1 \leq i \leq 3$, для шлицевого соединения $1 \leq i \leq 64$. Величины каждой из нагрузок G_i, V_i и W_i не зависят от номера индекса i , следовательно, выносятся за знаки сумм (10), для вычисления которых использованы известные формулы [12].

Для силовых факторов, действующих в начальном сечении обода $\varphi = 0$ в общем случае нагружения и пространственной форме циклически симметричного деформирования, получены зависимости

$$\left. \begin{aligned} X_{s1} &= \frac{W - GR_0}{2 \sin(\pi/N)}; \\ X_{s2} &= -\frac{1}{2} \left[GR_0 N + V \left(\frac{N}{\pi} - \frac{1}{2 \sin(\pi/N)} \right) \right]. \end{aligned} \right\} (12)$$

Для эпицикла с прямыми зубьями $G=0$.

Анализ напряженного состояния эпицикла выполнен в секторе $0 \leq \varphi \leq \lambda_i/2$. Рассчитаны моментные нагрузки в касательных и диаметральных плоскостях обода (см. рис. 3, б, в): $V_i = 0,5 q_i a (b-a) = 112$ Н·м; $V_s = 0,5 p_i a_1 (b-a_1) = 23$ Н·м; $W_i = 0,5 q_i a (b-a) = 114,4$ Н·м; $W_s = 0,5 p_i a_1 (b-a_1) = 10,8$ Н·м, а также по зависимостям (12) внутренние моменты в сечении $\varphi = 0$, равные $X_{s1} = 44$ Н·м, $X_{s2} = 255$ Н·м.

В произвольном сечении обода при $\varphi \leq 0,5\lambda_i = \pi/3$ внутренние моменты определяются по уравнениям

$$\left. \begin{aligned} V(\varphi) &= X_{s1} \cos \varphi + X_{s2} \sin \varphi + V_s S_c + W_s S_s; \\ W(\varphi) &= -X_{s1} \sin \varphi + X_{s2} \cos \varphi + V_s S_s + W_s S_c, \end{aligned} \right\} (13)$$

где $S_s = \sum_{j=1}^K \sin(\varphi - \lambda_j)$; $S_c = \sum_{j=1}^K \cos(\varphi - \lambda_j)$, при этом количество слагаемых K ограничено условием $\varphi \geq \lambda_j$.

Вычислены моменты $V(\pi/3) = 110,3$ Н·м, $W(\pi/3) = 61,0$ Н·м в сечении по впадине перед нагруженным зубом (см. рис. 1, т. L_i) и определены соответствующие напряжения

$$\sigma_{\varphi} = \frac{6V(\pi/3)}{b^2\delta} = 7,8 \text{ МПа}; \quad \tau_{\varphi r} = \frac{6W(\pi/3)}{b^2\delta} = 4,3 \text{ МПа}.$$

Нормальные напряжения при плоском и пространственном изгибе просуммированы. Установлено, что при вращении сателлитов расчетные величины меняются в следующих диапазонах: на наружной поверхности обода ($-45 \leq \sigma_{\varphi} \leq 118,1$) МПа, на внутренней поверхности ($-91,7 \leq \sigma_{\varphi} \leq 66$) МПа. Значения коэффициента асимметрии цикла напряжений соответственно равны: на внутренней поверхности $R_I = -1,39$, на наружной $R_E = -0,38$, что подтверждает необходимость выполнения проверочных расчетов эпицикла на сопротивление усталости.

Выполнена аналитическая верификация кольцевой модели обода эпицикла. При этом для расчета применена моментная теория цилиндрических оболочек. Для эпицикла заданных размеров (см. табл. 1) параметр оболочки равен $\beta = [3(1-\mu^2)/(R_0^2\delta^2)]^{0,25} = 0,039528 \text{ мм}^{-1}$, относительная длина $\beta b = 3,8$, что позволяет рассматривать соответствующую модель как короткую оболочку. Радиальные перемещения определены в виде

$$w(z) = \sum_{k=1}^4 C_k Y_k(\beta z) + \bar{w}, \quad (14)$$

где

$$\bar{w} = \frac{pR_0^2}{E\delta} = \frac{z_s P_r R_0}{2\pi a_1 E\delta} = 8,674 \cdot 10^{-3} \text{ мм},$$

а также использованы функции Крылова

$$\left. \begin{aligned} Y_1(z) &= \text{ch}\beta z \cos\beta z; \\ Y_2(z) &= 0,5(\text{ch}\beta z \sin\beta z + \text{sh}\beta z \cos\beta z); \\ Y_3(z) &= 0,5\text{sh}\beta z \sin\beta z; \\ Y_4(z) &= 0,25(\text{ch}\beta z \sin\beta z - \text{sh}\beta z \cos\beta z). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Произвольные постоянные C_k определены из граничных условий, которые при пространственном кососимметричном деформировании удобно формулировать для области $0 < z < b/2$ (смотри рис. 3, б). В этом диапазоне решение (14) получено отдельно для нагруженного участка $z > z_1$ (с переобозначенными константами $C_k = B_k$) и свободного участка $0 < z < z_1$ (с константами $C_k = A_k$ и $\bar{w} = 0$) в виде

$$w(z) = \begin{cases} \sum_{k=1}^4 A_k Y_k(z), & 0 \leq z \leq z_1^-; \\ \sum_{k=1}^4 B_k Y_k(z) + \bar{w}, & z_1^+ \leq z \leq 0,5b, \end{cases} \quad (16)$$

где аппликата точки сопряжения $z_1 = 0,5b - a_1 = 26,5 \text{ мм}$; $z_1^{\pm} = z_1 \pm \varepsilon, \quad \varepsilon \rightarrow 0$.

Для определения констант A_k и B_k сформулированы 8 условий (табл. 4).

Из условий (17) следует $A_1 = 0$ и $A_3 = 0$. По условиям (18), (19) сформирована система шести уравнений, решение которой дает следующие значения остальных коэффициентов: $A_2 = -3,959 \cdot 10^{-3}$, $A_4 = -4,088 \cdot 10^{-3}$, $B_1 = 6,939 \cdot 10^{-3}$, $B_2 = 2,649 \cdot 10^{-3}$, $B_3 = -18,78 \cdot 10^{-3}$, $B_4 = 30,80 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$.

Таблица 4 – Условия для вычисления констант в формуле (19) по участкам

Граничные условия		Условия сопряжения	
$w _{z=0} = 0;$	(17)	$w _{z=z_1^-} = w _{z=z_1^+};$	(19)
$w _{z<0} = -w _{z>0};$		$w' _{z=z_1^-} = w' _{z=z_1^+};$	
$M_z _{z=0,5b} = 0;$	(18)	$w'' _{z=z_1^-} = w'' _{z=z_1^+};$	
$Q_z _{z=0,5b} = 0;$		$w''' _{z=z_1^-} = w''' _{z=z_1^+};$	

По результатам анализа решения (16) установлены характерные особенности напряженного состояния эпицикла при действии кососимметричной компоненты нагрузки. Первая производная функции (16) определяет углы поворота сечений $\theta(z) \approx \text{const}$, следовательно, образующие цилиндрической оболочки поворачиваются в диаметральной плоскости относительно срединного сечения, сохраняя при этом прямолинейную форму (рис. 7, а). По второй производной функции (16) определен удельный изгибающий момент M_z , действующий в поперечных сечениях оболочки. Максимум функции изгибающего момента $|M_z| = 40 \text{ Н}\cdot\text{м/мм}$ смещен на расстояние 22 мм от торца (рис. 7, б), при этом значения максимальных напряжений относительно невелики $\sigma_z = 6M_z/\delta^2 = 3,0 \text{ МПа}$, что обусловлено известной высокой конструктивной прочностью кольцевых деталей.

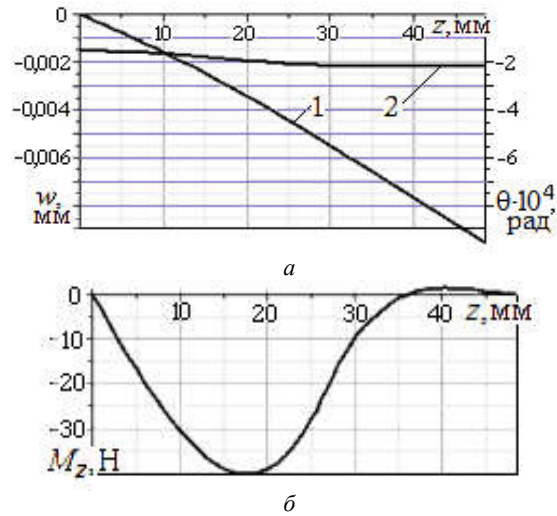
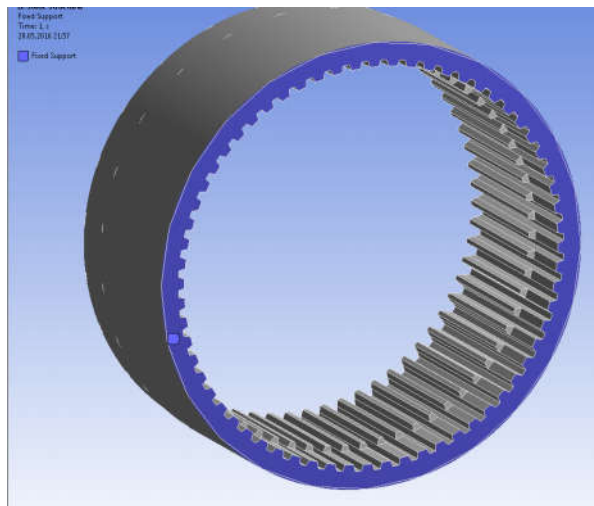
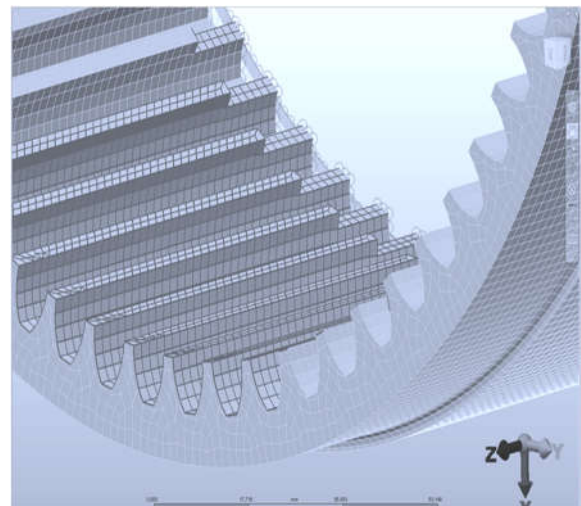


Рис. 7 – Графики функций:
а – перемещений; б – изгибающего момента;
кривая 1 соответствует радиальным перемещениям $w(z)$;
2 – углу поворота сечения $\theta(z)$

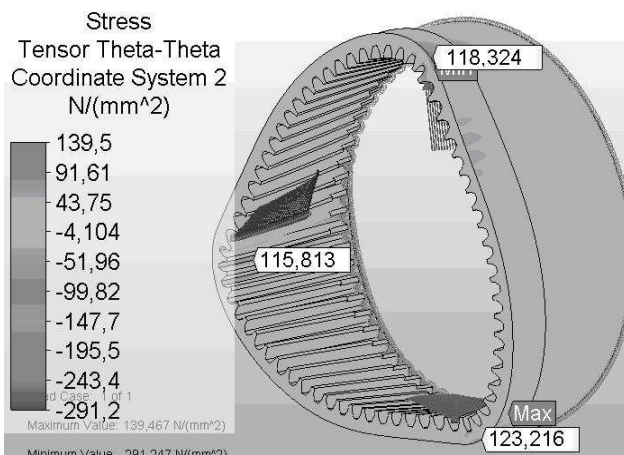
Следовательно, принятие кольцевой модели большой кривизны для расчета обода эпицикла является обоснованным. Для подтверждения адекватности по точности разработанной аналитической модели выполнено сопоставление и анализ результатов аналитического расчета напряженного состояния обода эпицикла серийного ПКР *Raba 118/76* и методом конечных элементов (МКЭ) в программном комплексе *Autodesk Simulation* (рис. 8, табл. 5). Аналогичные программные комплексы успешно используются для проверки адекватности не только аналитических моделей, но и результатов экспериментальных исследований натуральных передач вертолетов, грейферов и др. ответственных деталей машин [8, 13, 14].



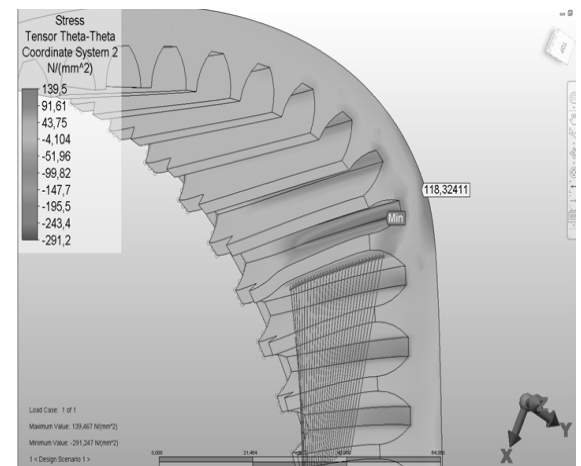
а



б



в



г

Рис. 8 – Результаты КЭ-моделирования эпицикла ПКР *Raba 118/76* при нагружении вращающим моментом $T_0 = 4023 \text{ Н}\cdot\text{м}$:
 а – 3D-модель; б – фрагмент моделирования трехмерными 20-узловыми кубическими элементами;
 в – области максимальных напряжений σ_ϕ в ободе под действием распределенных нагрузок q_{mi} от сателлитов;
 г – фрагмент напряженного состояния эпицикла

Таблица 5 – Расчетные значения напряжений σ_ϕ , МПа

Модель	В зоне нагруженного зуба ($\phi = 60^\circ$) на поверхности обода		Посередине между нагруженными зубьями ($\phi = 0^\circ$)	
	внутр.	внешн.	внутр.	внешн.
Замкнутое кольцо	-66,0	118,1	45,0	-91,7
3D+КЭ	-72,5	123,2	51,6	-85,4

Различие в результатах, полученных для внутренней поверхности обода в зоне нагруженного зуба, объясняется тем, что в модели "кольцо" усилия перенесены в точки срединной поверхности, при этом не учтено влияние концентрации напряжений в галтелях зубьев (см. рис. 1 и 2). Значения максимальных напряжений отличаются в пределах допустимой погрешности $\pm 10\%$.

Проверка изгибной прочности обода эпицикла выполнена по максимальному расчетному значению окружного напряжения $\sigma_{\max} = 118 \text{ МПа} \leq [\sigma]$. В практике проектирования деталей ПКР транспортных машин принято принимать коэффициент безопасности по пределу текучести материала на уровне $n_T = 2...2,5$. При изготовлении эпицикла из стали 30ХГСА и термообработке – улучшение, соответствующее значение

предела текучести принято $\sigma_{0,2} = 490 \text{ МПа}$, в результате допускаяемых напряжений находятся в диапазоне $[\sigma] = (196...245) \text{ МПа}$. Следовательно, условие статической прочности для данной конструкции обода эпицикла выполняется.

В то же время известны не единичные случаи поломки обода эпицикла редукторов транспортных и энергетических машин по направлению образующей обода [5]. Характер поверхностей изломов свидетельствует об усталостном характере разрушений, что подтверждает актуальность выполнения проверочных уточненных расчетов обода эпицикла на циклическую прочность с учетом неоднородности его напряженного состояния и нестационарности режимов нагружения.

Выводы:

1. Предложен алгоритм формирования расчетных моделей обода эпицикла, основанный на замене системы действующих нагрузок их симметричными и косимметричными компонентами.
2. Методами моментной теории оболочек и конечных элементов обоснована адекватность прочностного расчета обода эпицикла ПКР как замкнутого тонкого кругового кольца большой кривизны.

3. Установлено, що обод епіцикла ПКР піддається циклічному деформуванню при коефіцієнті асиметрії цикла напружень на внутрішній поверхності $R_i = -1,58$. Такий характер напруження підтверджує актуальність уточнених розрахунків епіцикла на циклічну міцність з урахуванням нестационарності режимів навантаження передач в складі транспортних і енергетических машин, а також неоднорідності напруженого стану обода в областях зубчатих зацеплень і з'єднання з корпусом.

Список литературы

1. Редукторы энергетических машин: Справочник / Б. А. Балашов, Р. Р. Гальпер, Л. М. Гаркави и др.; Под общ. ред. Ю. А. Державца. – Л.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Samue P. D. Planetary transmission diagnostics / P. D. Samue, J. K. Conroy, J. P. Darryll // Glenn Research Center, NASA/CR-2004-21306882, 2004. – 83 p.
3. Gutyrva S. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears / S. Gutyrva, D. Bordeniuk // MOTROL, T. 10a. – Lublin, 2008. – P. 65–71.
4. Гутиря С. С. Моделювання віброактивності і діагностика ушкоджень колісних редукторів троллейбусів / С. С. Гутиря, Д. М. Борденюк, А. М. Чанчин // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вип. 14. – С. 134–140.
5. Гутиря С. С. Режими навантаження колісних редукторів троллейбусів / С. С. Гутиря, Д. М. Борденюк, А. М. Чанчин // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла. Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2009. – Вип. 10. – С. 91–96.
6. Litvin F. L. New Design and Improvement of Planetary Gear Trains / F. L. Litvin, A. Fuentes, D. Vecchiato, I. Gonzalez Perez // NASA/CR, 2004, P. 1–30.
7. Чанчин А. М. Моделювання показників жорсткості епіциклу у складі планетарного колісного редуктора // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: "Проблеми механічного приводу". – Х.: НТУ "ХПІ". – 2015. – № 34 (1143). – С. 144–153.
8. Han S. G. Strength Design Evaluation of the Double Planetary Gears / S. G. Han, Y. I. Shin, H. C. Kim, H. C. An, C. K. Song // Conf. of the Eighth Int. Symp. on Mechanics, Aerospace and Informatics Engineering, 2013, P. 62–63.
9. Hamand Y. C. Analysis of Stress and Deflection of Sun Gear by Theoretical and ANSYS Method / Y. C. Hamand, V. Kalamkar // Modern Mechanical Engineering, 2011, № 1, P. 56–68.
10. Shim J. Strength Verification of the Planetary Gear System / J. Shim, S. G. Han, C. H. Yoon, J. S. Suh, C. K. Song // Proceeding of the Int. Conf. on Mechanics, Heat and Mass Transfer, 2014, P. 92–96.
11. Goulet J. Résistance des matériaux / J. Goulet, J.-P. Boutin, F. Lerouge // – Paris: Dunod, 2014. – 352 p.
12. Двайт Г. Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. 9-е изд. – М.: Наука, 2005. – 232 с.
13. Fred B. NASA Technical Paper 2698. Gear Tooth Stress Measurements on the UH-60A Helicopter Transmission. Oswald. NASA-Langley, 1987, – 15 p.
14. Kirov V. Finite Element Anlysis of a Floating Planetary Ring Gear with External Splines. Gear Solutions / V. Kirov, Yu. Y Wang // 2014, P. 33–43.

References (transliterated)

1. Reduktory jenerhetycheskykh mashyn: Spravochnyk / B. A. Balashov, R. R. Hal'per, L. M. Harkavy y dr.; Pod obshch. red. Yu. A. Derzhavtsa. – Leningrad : Mashynostroenye, 1985. – 232 p.
2. Samue, P. D., Conroy, J. K., Darryll, J. P. Planetary transmission diagnostics. Glenn Research Center, NASA/CR-2004-21306882, 2004. – 83 p.
3. Gutyrva, S., Bordeniuk, D. Diagnostics of damages in trolleybus wheel reduction gears. MOTROL, T. 10a. – Lublin, 2008. – P. 65–71.
4. Hutyrva, S. S. Bordenyuk, D. M., Chanchin, A. M. Modelyuvannya vibroaktivnosti i diahnozyka ushkodzhen' kolisnykh reduktoriv trolleybusiv. Problemy obchyslyval'noyi mekhaniky i mitsnosti konstruktiv: Zb. nauk. prats'. – Dnipropetrovs'k : Nauka i osvita, 2010. – Vyp. 14. – P. 134–140.
5. Hutyrva, S. S. Bordenyuk, D. M., Chanchin, A. M. Rezhymy navantazhennya kolisnykh reduktoriv trolleybusiv. Metody rozv'yazuvannya prykladnykh zadach mekhaniky deformivnoho tverdogo tila. Zb. nauk. prats'. – Dnipropetrovs'k : IMA-pres, 2009. – Vyp. 10. – P. 91–96.
6. Litvin, F. L., Fuentes, A., Vecchiato, D., Gonzalez, I. Perez. New Design and Improvement of Planetary Gear Trains. NASA/CR, 2004, P. 1–30.
7. Chanchin, A. M. Modelyuvannya pokaznykiv zhorstkosti epitsycklu u skladi planetarnoho kolisnoho reduktora // Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Zb. nauk. prats'. Seriya: "Problemy mekhanichnoho pryvodu". – Kharkiv : NTU "KhPI". – 2015. – No 34 (1143). – P. 144–145.
8. Han, S. G., Shin, Y. I., Kim, H. C., An, H. C., Song, C. K. Strength Design Evaluation of the Double Planetary Gears. Conf. of the Eighth Int. Symp. on Mechanics, Aerospace and Informatics Engineering, 2013, P. 62–63.
9. Hamand, Y. C. Kalamkar, C. V. Analysis of Stress and Deflection of Sun Gear by Theoretical and ANSYS Method. Modern Mechanical Engineering, 2011, № 1, P. 56–68.
10. Shim, J., Han, S. G., Yoon, C. H., Suh, J. S., Song, C. K. Strength Verification of the Planetary Gear System. Proceeding of the Int. Conf. on Mechanics, Heat and Mass Transfer, 2014, P. 92–96.
11. Goulet, J. Boutin, J.-P., Lerouge, F. Résistance des matériaux. – Paris: Dunod, 2014. – 352 p.
12. Dvayt, H. B. Tablyty yntehralov y druhe matematycheskye formuly. 9-e yzd. – Moscow : Nauka, 2005. – 232 p.
13. Fred, B. NASA Technical Paper 2698. Gear Tooth Stress Measurements on the UH-60A Helicopter Transmission. Oswald. NASA-Langley, 1987, – 15 p.
14. Kirov V. Finite Element Anlysis of a Floating Planetary Ring Gear with External Splines. Gear Solutions / V. Kirov, Yu. Y Wang // 2014, P. 33–43.

Поступила (received) 15.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналітичне моделювання та розрахунок на міцність епіциклу планетарного редуктора / С. С. Гутиря, Ю. М. Хом'як, В. М. Жеглова, А. М. Чанчин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 29–36. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Аналитическое моделирование и прочностной расчет епіцикла планетарного редуктора / С. С. Гутиря, Ю. М. Хом'як, В. М. Жеглова, А. М. Чанчин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 29–36. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Analytical modeling and strength calculation of an epicycle of a planetary gear / S. S. Gutyrva, Y. M. Khomiak, V. M. Zhiglova, A. M. Chanchin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 29–36. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гутиря Сергій Семенович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, професор кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Гутиря Сергей Семенович – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный политехнический университет, профессор кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Gutyrva Sergiy Semenovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Professor at the Department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Хом'як Юрій Мєфодійович – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри "Нафтогазове та хімічне машинобудування"; тел.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

Хомяк Юрий Мєфодиевич – кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный политехнический университет, доцент кафедры "Нефтегазовое и химическое машиностроение"; тел.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

Khomiak Yuriy Mefodiyovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor at the Department of "Oil, gas and chemical engineering"; tel.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

Жєглова Вікторія Михайлівна – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри "Металорізальні верстати, стандартизація та сертифікація"; тел.: (093) 311-39-03; e-mail: victory_nika@mail.ru.

Жєглова Виктория Михайловна – кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный политехнический университет, доцент кафедры "Металлорежущие станки, стандартизация и сертификация"; тел.: (093) 311-39-03; e-mail: victory_nika@mail.ru.

Zheglava Victoriia Mixailovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor at the Department of "Machine tools, standardization and certification"; tel.: (093) 311-39-03; e-mail: victory_nika@mail.ru.

Чанчин Андрій Миколойович – Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (096) 637-00-06, e-mail: rafail2@rambler.ru.

Чанчин Андрей Николаевич – Одесский национальный политехнический университет, ассистент кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.

Chanchin Andriy Mykolajovych – Odessa National Polytechnic University, assistant at the department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.

УДК 621.833;62.652

С. С. ГУТИРЯ, В. П. ЯГЛІНСЬКИЙ, А. М. ЧАНЧІН

ГОЛОВНІ ЧАСТОТИ РЕДУКТОРІВ ПОРТАЛЬНИХ ТЯГОВИХ МОСТІВ

На основі запропонованої моделі коливальної системи двопоточного бортового редуктора (ДБР) у складі трансмісії низькопольного тролейбуса розроблено аналітичні залежності визначення пружних деформацій та математичні моделі спектру головних частот системи. За результатами чисельного моделювання побудовано діаграми функцій головних частот від конструктивних параметрів ДБР, виконано порівняння з частотними характеристиками планетарного колісного редуктора (ПКР). Відмічено негативний прояв можливої "квазиульової" жорсткості пружної системи ДБР, що спричиняє зниження першої головної частоти системи та резонансні явища при русі тролейбусів на низьких швидкостях та підвищених навантаженнях трансмісії у режимах розгону-гальмування.

Ключові слова: двопоточний бортовий редуктор, модель коливальної системи, спектр головних частот, "плаваюча" шестерня, "квазиульова" жорсткість системи.

На основе предложенной модели колебательной системы двухпоточного бортового редуктора (ДБР) в составе тягового моста низькопольного троллейбуса разработаны аналитические зависимости определения упругих деформаций и математические модели спектра главных частот системы. По результатам численного моделирования построены диаграммы зависимости главных частот от конструктивных параметров ДБР, выполнено сравнение с частотными характеристиками планетарного колесного редуктора (ПКР). Отмечено негативное проявление "квазиульовой" жесткости упругой системы ДБР, обуславливающей понижение первой главной частоты системы и резонансным явлениям при движении троллейбуса при низких скоростях и повышенных моментах нагружения трансмиссии на режимах разгона-торможения.

Ключевые слова: двухпоточный бортовой редуктор, модель колебательной системы, спектр главных частот, "плавающая" шестерня, "квазиульовая" жесткость системы.

On the basis of the offered model of oscillatory system of the two-line onboard gearbox (TOG) as a part of the driving axles of the low-floor trolleybus analytical dependences of definition of elastic deformations and mathematical models of a range of the main frequencies of system are developed. By results of numerical modeling charts of dependence of the main frequencies on design data of TOG are constructed, comparison with frequency characteristics of the planetary wheel gearbox (PWG) is executed. It is established that for a serial design of TOG type AU-11135 the values of the main frequencies are higher than the corresponding values for PWG type Raba 318/78, and also considerably exceed experimentally established range of a frequency range of vibrations of some of the modern trolleybuses. Negative manifestation of "quasizero" rigidity of the TOR decrease of the first main frequency of oscillating system and to the resonant phenomena at low speeds of the trolleybus's movement and the raised moments of loading of transmission on the modes of dispersal and braking is noted. The received results on determination of natural frequencies of TOG provide a theoretical basis for further researches of parametrical and forced fluctuations of driving axles of portal type for the purpose of development of effective methods and means for decrease of their vibration activity as a part of transmission of modern vehicles.

Keywords: double-flow driving axle, the model of the oscillating system, the range of natural frequencies, "floating" gear wheel, "quasizero" rigidity of system.

Вступ. На сьогодні у результаті бурхливого розвитку міст-мегаполісів транспортні пробки і смог стали

нагальними екологічними проблемами для більшості країн світу. Як приклад ефективного планування і роз-

© С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин, 2016

витку транспортних магістралей можна навести Пекін, де вже два роки використовують систему швидкого міського транспорту на основі низькопольних тролейбусів. Переваги таких систем також оцінили жителі Стокгольма, Стамбула, Сеула, Сан-Паулу та ін. [1–3].

У трансмісіях сучасних тролейбусів мають застосування дві найбільш поширені конструкції тягових мостів [4–6]:

– *першого типу*, де гепоїдна або конічна передача через диференціал поєднується з двома прямозубими ПКР за схемою $2k-H$ з 3-а або 5-а сателітами;

– *другого типу* (портального), де конічна передача з коловим зубцем через диференціал поєднується з двома косозубими ДБР (рис. 1).

Прикладами застосування трансмісій з мостами першого типу є тролейбуси ЮМЗ-Т2 -Т1, ЗіУ-9, другого типу – тролейбуси Гролза-6206, Богдан Т701.15, Еталон БКМ-321, АКСМ-321, -32102, -32104.

Використання мостів портального типу дозволяє суттєво знизити рівень підлоги в пасажирському салоні. При цьому досягається не тільки комфортність, але й більша швидкість посадки- висадки, зростає середня швидкість пасажиропотоків, зменшуються час перебування у транспортних заторах, витрати палива і забруднення атмосфери, рівень вібрацій та шуму, забезпечується необхідна економічність та екологічність перевезень [1, 4].

Аналіз відомих досліджень. За статистичними даними найбільш віброактивними і найменш надійними

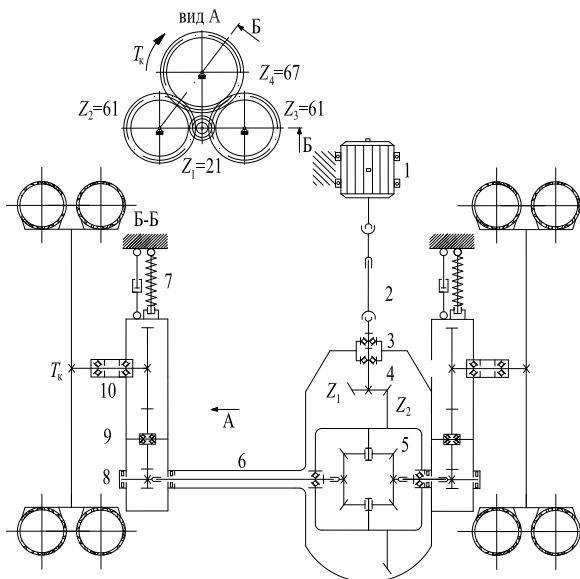


Рис. 1 – Схема трансмісії з тяговим мостом портального типу:
1 – тяговий електродвигун (ТЕД); 2 – карданна передача;
3 – підшипникові вузли головної передачі; 4 – головна конічна передача; 5 – диференціал; 6 – піввісь;
7 – пневморесори; 8, 9, 10 – косозубі колеса ДБР

елементами трансмісії тролейбусів залишаються тихохідні зубчасті редуктори, що сприймають максимальний момент навантаження на стадіях розгону-гальмування [5–8]. Вплив окремих параметрів пружної системи ПКР на власні частоти та параметричні крутні та поперечні коливання зубчастих коліс розглянуто у низці досліджень [9–11]. Опрацьовано як циклічно симетричні, так і асиметричні динамічні моделі, що враховують змінну жорсткість зубчастих зачеплень, зведену жорсткість підшипників в опорах, геометричні та інерційні параметри пружної системи.

Отримані результати та рекомендації безпосередньо не застосовні для цілей вібродіагностики та зниження віброактивності означеної колійної системи, оскільки не відображують низку її особливостей, зокрема симетричну схему розподілу навантаження тихохідного колеса ДБР за двома потоками та схему встановлення "плаваючої" косозубої шестерні.

Постановка завдання. Метою дослідження є формування математичної моделі коливань системи ДБР з "плаваючою" конструкцією сонячної шестерні, що спирається на симетричні зачеплення з двома "паразитними" колесами. Завданнями дослідження є визначення спектру головних частот ДБР з урахуванням впливу усередненої жорсткості зубчастих зачеплень та опор коліс.

Визначення спектру головних частот ДБР. Залежно від конструкції зубчастих передач та мети дослідження відомі динамічні моделі таких коливальних систем враховують пружні та демпферні властивості складових елементів і загалом мають від 10 до 20, або навіть більше степенів вільності. У розглянутій динамічній моделі ДБР кожна з основних ланок має дві поступальні та одну обертальну рухливості. При цьому наявність зазорів у всіх кінематичних парах та рухомих з'єднаннях, а також демпферні властивості складових елементів не враховуються (рис. 2). Третю поступальну рухливість основних ланок уздовж осей обертання також не враховано, оскільки така задача потребує окремого розгляду.

Прийнято наступні позначення: c_1, c_2, c_3, c_4 – коефіцієнти жорсткості зачеплень; c_{02}, c_{03}, c_{04} – коефіцієнти жорсткості опор коліс; $\lambda_{12}, \lambda_{13}, \lambda_{24}, \lambda_{34}$ – деформації пружних елементів, розташованих між відповідними колесами; $\lambda_{02}, \lambda_{03}, \lambda_{04}$ – деформації відповідних опор; u_1, u_2, u_3, u_4 – колові пружні переміщення коліс (за позитивний прийнято напрям відліку переміщень проти ходу годинникової стрілки); $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4$ – поперечні зміщення осей відповідних коліс; α_w – кут зачеплення; r_1, r_2, r_3, r_4 – радіуси основних кіл; θ – кут між горизонтальною віссю колеса 2 і напрямом O_2O_4 . У рівняннях пружних переміщень елементів системи прийнято: деформації розтягування зі знаком "+", стискування зі знаком "-". За розрахунковими схемами (рис. 2–5) встановлено наступні геометричні залежності:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{12} &= u_1 + u_2 + A_1 A_2 - A_1 A_3 - B_1 B_2 + B_1 B_3 = \\ &= u_1 + u_2 + (x_1 - x_2) \sin \alpha_w + (y_2 - y_1) \cos \alpha_w; \\ \lambda_{13} &= u_1 + u_3 + D_1 D_2 - D_1 D_3 - E_1 E_2 + E_1 E_3 = \\ &= u_1 + u_3 + (x_3 - x_1) \sin \alpha_w + (y_1 - y_3) \cos \alpha_w; \\ \lambda_{24} &= -u_4 - u_2 + M_1 M_2 - M_1 M_3 - N_1 N_2 + N_1 N_3 = \\ &= -u_4 - u_2 + (x_2 - x_4) \sin(\theta - \alpha_w) + (y_4 - y_2) \cos(\theta - \alpha_w); \\ \lambda_{34} &= -u_4 - u_3 + L_1 L_2 + L_1 L_3 - K_1 K_2 - K_1 K_3 = \\ &= -u_4 - u_3 + (x_3 - x_4) \sin(\theta + \alpha_w) + (y_3 - y_4) \cos(\theta + \alpha_w); \\ \lambda_{02}^2 &= x_2^2 + y_2^2; \lambda_{03}^2 = x_3^2 + y_3^2; \lambda_{04}^2 = x_4^2 + y_4^2. \end{aligned} \right\} (1)$$

У подальшому для узагальнених координат коливної системи ДБР встановлено позначення

$$\left. \begin{aligned} q_1 = u_1; q_2 = u_2; q_3 = u_3; q_4 = u_4; q_5 = x_1; q_6 = y_1; \\ q_7 = x_2; q_8 = y_2; q_9 = x_3; q_{10} = y_3; q_{11} = x_4; q_{12} = y_4. \end{aligned} \right\} (2)$$

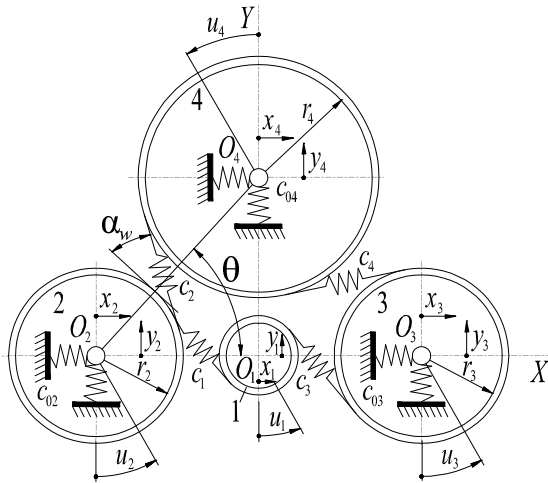


Рис. 2 – Розрахункова схема пружної системи ДБР: 1 – шестерня; 2, 3 – "паразитні" колеса; 4 – тихохідне коло

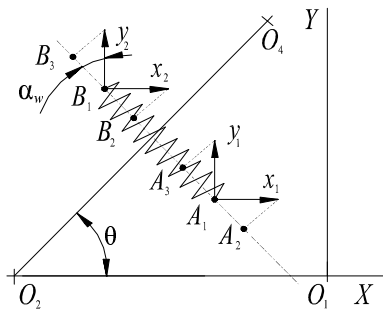


Рис. 3 – Геометрична схема деформацій у зачепленні коліс 1 і 2 внаслідок переміщень їх опор

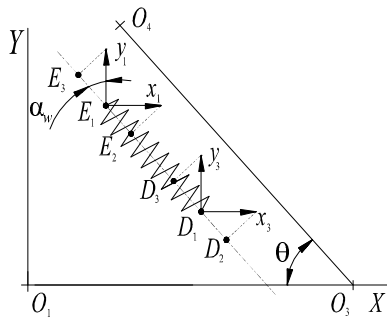


Рис. 4 – Геометрична схема пружних деформацій у зачепленні коліс 1 і 3 внаслідок переміщень їх опор

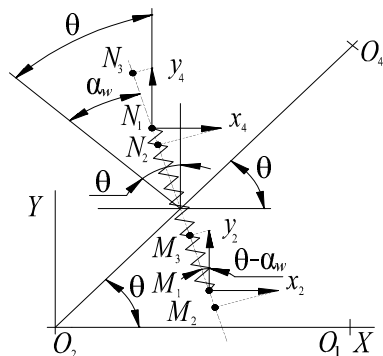


Рис. 5 – Геометрична схема пружних деформацій у зачепленні коліс 2 і 4 внаслідок переміщень їх опор

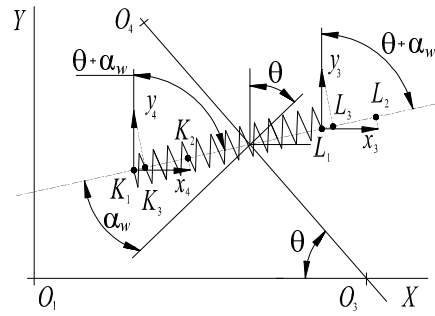


Рис. 6 – Геометрична схема пружних деформацій у зачепленні коліс 3 і 4 внаслідок переміщень їх опор

Підстановкою (1) і (2) у вираз для потенціальної енергії коливань, отримано квадратичну форму у вигляді

$$\Pi = \frac{c_{02}\lambda_{02}^2}{2} + \frac{c_{03}\lambda_{03}^2}{2} + \frac{c_{04}\lambda_{04}^2}{2} + \frac{c_1\lambda_{12}^2}{2} + \frac{c_2\lambda_{24}^2}{2} + \left. \begin{aligned} + \frac{c_3\lambda_{13}^2}{2} + \frac{c_4\lambda_{34}^2}{2} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^{12} c_{i,j} q_i q_j, \end{aligned} \right\}$$

де узагальнені коефіцієнти жорсткості системи $c_{i,j}$ визначено за наступними формулами:

$$\left. \begin{aligned} c_{1,1} &= c_1 + c_3; c_{2,2} = c_1 + c_2; c_{3,3} = c_3 + c_4; \\ c_{4,4} &= c_2 + c_4; c_{5,5} = (c_1 + c_3)s_\alpha^2; c_{6,6} = (c_1 + c_3)c_\alpha^2; \\ c_{7,7} &= c_{02} + c_1s_\alpha^2 + c_2s_m^2; c_{8,8} = c_{02} + c_1c_\alpha^2 + c_2c_m^2; \\ c_{9,9} &= c_{03} + c_3s_\alpha^2 + c_4s_p^2; c_{10,10} = c_{03} + c_3c_\alpha^2 + c_4c_p^2; \\ c_{11,11} &= c_{04} + c_2s_m^2 + c_4s_p^2; c_{12,12} = c_{04} + c_2c_m^2 + c_4c_p^2; \\ c_{1,2} &= c_1; c_{1,3} = c_3; c_{1,4} = 0; c_{1,5} = -(c_3 - c_1)s_\alpha; \\ c_{1,6} &= (c_3 - c_1)c_\alpha; c_{1,7} = -c_1s_\alpha; c_{1,8} = c_1c_\alpha; \\ c_{1,9} &= c_3s_\alpha; c_{1,10} = -c_3c_\alpha; c_{1,11} = 0; c_{1,12} = 0; \\ c_{2,3} &= 0; c_{2,4} = c_2; c_{2,5} = c_1s_\alpha; c_{2,6} = -c_1c_\alpha; \\ c_{2,7} &= -c_1s_\alpha - c_2s_m; c_{2,8} = c_1c_\alpha + c_2c_m; \\ c_{2,9} &= 0; c_{2,10} = 0; c_{2,11} = c_2s_m; c_{2,12} = -c_2c_m; \\ c_{3,4} &= c_4; c_{3,5} = -c_3s_\alpha; c_{3,6} = c_3c_\alpha; c_{3,7} = 0; c_{3,8} = 0; \\ c_{3,9} &= c_3s_\alpha - c_4s_p; c_{3,10} = -c_3c_\alpha - c_4c_p; \\ c_{3,11} &= c_4s_p; c_{3,12} = c_4c_p; c_{4,5} = 0; c_{4,6} = 0; \\ c_{4,7} &= -c_2s_m; c_{4,8} = c_2c_m; c_{4,9} = -c_4s_p; c_{4,10} = -c_4c_p; \\ c_{4,11} &= c_2s_m + c_4s_p; c_{4,12} = -c_2c_m + c_4c_p; \\ c_{5,6} &= -(c_3 + c_1)s_\alpha c_\alpha; c_{5,7} = -c_1s_\alpha; c_{5,8} = c_1s_\alpha c_\alpha; \\ c_{5,9} &= -c_3s_\alpha; c_{5,10} = c_3s_\alpha c_\alpha; c_{5,11} = 0; c_{5,12} = 0; \\ c_{6,7} &= c_1s_\alpha c_\alpha; c_{6,8} = -c_1c_\alpha; c_{6,9} = c_3s_\alpha c_\alpha; c_{6,10} = -c_3c_\alpha; \\ c_{6,11} &= 0; c_{6,12} = 0; c_{7,8} = -c_1s_\alpha c_\alpha - c_2s_m c_m; c_{7,9} = 0; \\ c_{7,10} &= 0; c_{7,11} = -c_2s_m; c_{7,12} = c_2s_m c_m; c_{8,9} = 0; \\ c_{8,11} &= c_2s_m c_m; c_{8,12} = -c_2c_m; c_{9,10} = -c_3s_\alpha c_\alpha + c_4s_p c_p; \\ c_{9,11} &= -c_4s_p; c_{9,12} = -c_4c_p; c_{10,11} = -c_4s_p c_p; \\ c_{8,10} &= 0; c_{10,12} = -c_4c_p; c_{11,12} = c_4s_p c_p - c_2s_m c_m, \end{aligned} \right\} (3)$$

де

$$\left. \begin{aligned} c_\alpha &= \cos \alpha_w; s_\alpha = \sin \alpha_w; \\ c_m &= \cos(\theta - \alpha_w); s_m = \sin(\theta - \alpha_w); \\ c_p &= \cos(\theta + \alpha_w); s_p = \sin(\theta + \alpha_w); \cos \theta = \frac{r_1 + r_2}{r_2 + r_4} \end{aligned} \right\} (4)$$

Матриця $C(c_{i,j})$ узагальнених коефіцієнтів жорсткості (3) є симетричною розміром 12×12 . Елементи діагональної матриці $A(a_{i,j})$ узагальнених коефіцієнтів інерції, що входять до виразу кінетичної енергії системи $T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^{12} a_{i,j} \dot{q}_i \dot{q}_j$, визначено так

$$\left. \begin{aligned} a_{1,1} &= m_{01}; a_{2,2} = m_{02}; a_{3,3} = m_{03}; a_{4,4} = m_{04}; \\ a_{5,5} &= m_1; a_{6,6} = m_1; a_{7,7} = m_2; a_{8,8} = m_2; \\ a_{9,9} &= m_3; a_{10,10} = m_3; a_{11,11} = m_4; a_{12,12} = m_4, \end{aligned} \right\} (5)$$

де $m_{01} = J_1 / r_1^2; m_{02} = J_2 / r_2^2; m_{03} = J_3 / r_3^2; m_{04} = J_4 / r_4^2;$
 \dot{q}_i, \dot{q}_j – узагальнені швидкості відповідно до позначень (2);
 m_1, m_2, m_3, m_4 , і J_1, J_2, J_3, J_4 – відповідно маси і осьові моменти інерції коліс;
 $m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{04}$ – зведені маси коліс.

Спектр головних частот системи ДБР визначено як корені частотного рівняння $|C - \omega^2 A| = 0$ з урахуванням формул (3)–(5) та наступних параметрів моделі ДБР типу AU-11135 фірми Raba: $m_1 = 1,28$ кг; $m_2 = 8,8$ кг; $m_3 = 8,8$ кг; $m_4 = 13,8$ кг; $r_1 = 55,3$ мм; $r_2 = 160,7$ мм; $r_3 = 160,7$ мм; $r_4 = 176,5$ мм; $\theta = 50,6728^\circ$; $J_1 = 0,00197$ кг·м²; $J_2 = 0,0349$ кг·м²; $J_3 = 0,0349$ кг·м²; $J_4 = 0,0715$ кг·м²; $c_{02} = 8,12 \cdot 10^8$ Н/м; $c_{03} = c_{02}$; $c_{04} = 14 \cdot 10^8$ Н/м; $c_1 = c_2 = 8 \cdot 10^9$ Н/м; $c_2 = c_1$; $c_3 = c_1$; $c_4 = c_1$.

Встановлено, що головні частоти 1...3 з підвищенням жорсткостей опор зростають, а частоти 6-го порядку і вище практично не залежать від жорсткості зачеплень та опор коліс (рис. 7).

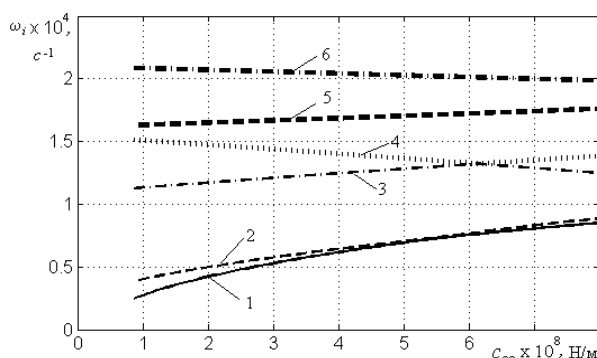


Рис. 7 – Графіки функцій головних частот ДБР від жорсткості опор коліс 2 і 3 (для опор колеса 4 прийнято залежність $c_{04} = 1,72 c_{02}$; позначення кривих відповідають нумерації $i = 1, 2, 3, \dots$ головних частот системи)

Особливістю редукторів порталного типу є "плаваюча" шестерня 1, що підтримується зубцями коліс 2 і 3 (див. рисунок 2). При цьому може спостерігатись набли-

ження коефіцієнту жорсткості пружної системи ДБР до нульового значення, що спричиняє зниження першої головної частоти редуктора, зокрема, при коефіцієнті жорсткості зубчастого зачеплення на рівні $c_z = 2,9 \times 10^8$ Н/м (рис. 8).

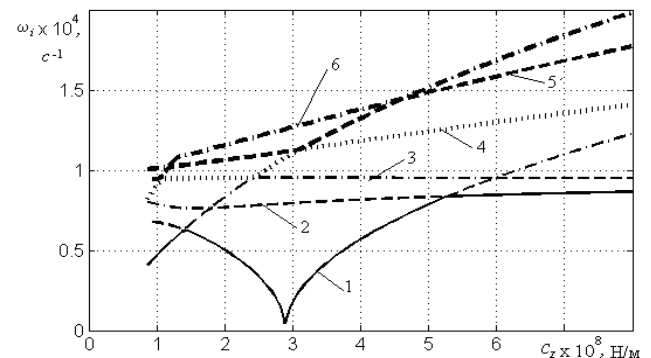


Рис. 8 – Графіки функцій головних частот ДБР від усередненої жорсткості зачеплень

За результатами моделювання визначено наступний розрахунковий спектр, c^{-1} :

$$\omega = \left\{ \begin{aligned} &8620; 8750; 15640; 19790; 23530; 23970; \\ &30270; 30979; 69300; 110900; 149130; 178900 \end{aligned} \right\}.$$

Для порівняння наведено також спектр головних частот для ПКР з 5-ма сателітами [9]

$$\omega = \left\{ \begin{aligned} &337; 537; 1907; 3371; 3379; 5870; 5870 \\ &8090; 10441; 10922; 10922; 28625 \end{aligned} \right\}.$$

Порівняння розрахункових спектрів ω та Ω вказує на значно вищий діапазон головних частот для розглянутої конструкції ДБР. Слід зазначити, що спектр Ω є близьким до визначеної експериментальної полоси (1...200) Гц частотного спектру вібрацій і шуму трансмісії тролейбусів ЮМЗ-Т1, -Т2 і ЗіУ-9 у типових режимах експлуатації [7].

Висновки:

1. За результатами моделювання встановлено, що для ДБР типу AU-11135 фірми Raba головні частоти суттєво перевищують відповідні значення для ПКР Raba 318/78. Для ДБР AU-11135, що мають переважне застосування у складі трансмісії низькопольних тролейбусів вітчизняного та зарубіжного виробництва (Богдан Т701.15, Еталон БКМ-321, Тролза-6206, АКСМ-321, -32102, -32104), перша і друга головні частоти дорівнюють відповідно $8620 c^{-1}$ і $8750 c^{-1}$.

2. Відмічено негативний прояв можливої "квазінульової" жорсткості пружної системи ДБР, що спричиняє зниження першої головної частоти системи та резонансні явища при низьких швидкостях руху тролейбусів та підвищених навантаженнях трансмісії у режимі розгону-гальмування.

3. Отримані результати з визначення власних частот ДБР складають необхідну основу для подальших досліджень вимушених коливань тягових мостів порталного типу та обґрунтування ефективних засобів зниження вібраційності трансмісії низькопольних тролейбусів.

Список літератури

1. Tica S. Development of trolleybus passenger transport subsystems in terms of sustainable development and quality of life in cities / S. Tica [and others] // International Journal for Traffic and Transport Engineering, 2011. – Vol. 1(4). – P. 196–205.

2. Khassiev Y. Push forward your trolleybus system – Development and Trends / Y. Khassiev // Proc. of Trolley Marketing Symposium. – Lviv, Ukraine, 2011.
3. Hondius H. Wo steht der Trolleybus in der wesentli-chen Welt? // Stadtverkehr, 2008. – Vol. 53, №10, – P. 6–11.
4. Сафонов А. И. Особенности режимов нагружения и направления развития тяговых трансмиссий троллейбусов / А. И. Сафонов // Автомобильная промышленность. Белорусский НТУ. 2015. – №4. – С. 8–15.
5. Иванов С. Н. Виброактивность трансмиссий низкочастотных троллейбусов / С. Н. Иванов, В. А. Савельев, Н. П. Кочешков, В. Е. Сидоренков // Журнал автомобильных инженеров, 2012. – №5 (76). – С. 23–25.
6. Гутыря С. С. Навантаженість, точність та віброактивність колісних редукторів / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчін // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2015. – Вип. 24. – С. 57–69.
7. Дудник И. Н. Оценка вибрационного фактора в кабинках троллейбусов, определение способов и выбор средств снижения транспортной вибрации на рабочих местах водителей / И. Н. Дудник // Вестник гигиены и эпидемиологии. – Т. 5, №1. – 2001. – Донецк: ДонДМУ. – С. 29–33.
8. Рукшетель О. С. Исследование нагруженности трансмиссии троллейбуса / О. С. Рукшетель [и др.] // Вестник Белорусского нац. техн. ун-та: научно-техн. журнал. – 2006. – № 6. – С. 48–51.
9. Гутыря С. С. Частотный анализ колебаний планетарного колесного редуктора / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. Н. Чанчін // Вестник Гомельского государств. техн. ун-та им. П. О. Сухого. Научно-практический журнал. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2015. – № 2 (61). – С. 3–11.
10. Gutyrya S. Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes / S. Gutyrya, V. Yaglinsky, A. Chanchin // British Journal of Applied Science & Technology. 13(2). – 2016. – P. 1–8.
11. Гутыря С. С. Форми і критерій зв'язності коливань планетарного колісного редуктора / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчін // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: "Проблеми механічного приводу". – Х.: НТУ "ХПІ". – 2015. – № 35 (1144). – С. 47–56.
- International Journal for Traffic and Transport Engineering. Vol. 1(4). 2011. 196–205. Print.
2. Khassiev, Y. "Push forward your trolleybus system – Development and Trends". Proc. of Trolley Marketing Symposium. Lviv: 2011. Print.
3. Hondius, H. "Wo steht der Trolleybus in der wesentli-chen Welt?". Stadtverkehr". Vol. 53. 10 (2008): 6–11. Print.
4. Safonov, A. Y. "Osobennosty rezhimov nahruzhennyya y napravlenyya razvytyya tyahovikh transmyssyy trolleybusov". Avtomobyl'naya promishlennost'. Belorusskiy NTU. 4 (2015): 8–15. Print.
5. Yvanov, S. N., Savel'ev, V. A., Kocheshkov, N. P., Sydorenkov, V. E. "Vybroaktyvnost' transmyssyy nyzkopol'nikh trolleybusov". Zhurnal avtomobyl'nikh ynzhenyrov. № 5 (76). 2012. 23–25. Print.
6. Hutyrya, S. S., Yahlinskyy, V. P., Chanchin, A. M. "Navantazhennist', tochnist' ta vibroaktyvnist' kolisnykh reduktoriv". Problemy obchyslyval'noyi mekhaniky i mitsnosti konstruktiv: Zb. nauk. prats'. Nauka i osvita. Dnipropetrovsk: 24 (2015): 57–69. Print.
7. Dudnyk, Y. N. Otsenka vybratsyonnoho faktora v kabynakh trolleybusov, opredelenye sposobov y vikor sredstv snyzhenyya transportnoy vybratsyy na rabochykh mestakh vodyteley. Vestnyk hyhyeni y epydemiyolohyy. DonDMU. Donetsk: T. 5, 1 (2001): 29–33. Print.
8. Rukshetel', O. S. "Yssledovanye nahruzhennosty transmyssyy trolleybusa". Vestnyk Belorusskoho nats. tekhn. un-ta: nauchno-tekhn. zhurnal. 6 (2006): 48–51. Print.
9. Hutyrya, S. S., Yahlinskyy, V. P., Chanchyn, A. N. "Chastotniy analiz kolebanyy planetarnoho kolesnoho reduktora". Vestnyk Homel'skoho hosudarstvennoho tekhnicheskoho unyversyteta ym. P.O. Sukho. Nauchno-praktycheskiy zhurnal. Homel': 2 (61). (2015): 3–11. Print.
10. Gutyrya, S., Yaglinsky, V., Chanchin, A. M. "Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes". British Journal of Applied Science & Technology. 13.2 (2016): 1–8. Print.
11. Hutyrya, S. S., Yahlinskyy, V. P., Chanchin, A. M. "Formy i kryteriy zv'yaznosti kolyvan' planetarnoho kolisnoho reduktora". Visnyk NTU "KhPI". Seriya: "Problemy mekhanichnoho pryvodu". 35. (1144). (2015): 47–56. Print.

References (transliterated)

1. Tica, S. "Development of trolleybus passenger transport subsystems in terms of sustainable development and quality of life in cities". In-

Поступила (received) 15.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Головні частоти редукторів порталних тягових мостів / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 36–40. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Главные частоты редукторов порталных тяговых мостов / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. Н. Чанчін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 36–40. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Main frequencies of gearboxes of portal driving axles / S. S. Gutyrya, V. P. Yaglinsky, A. M. Chanchin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 36–40. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гутыря Сергій Семенович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, професор кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Гутыря Сергей Семенович – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный политехнический университет, профессор кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Gutyrya Sergiy Semenovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Professor at the Department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

Ягліньський Віктор Петрович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, завідувач кафедри "Підйомно-транспортне та робототехнічне обладнання"; тел.: (096) 767-17-17; e-mail: viknatvov@gmail.com.

Ягліньський Віктор Петрович – доктор технических наук, профессор, Одесский национальной политехнический университет, заведующий кафедры "Подъемно-транспортное и робототехническое оборудование"; тел.: (096) 767-17-17; e-mail: viknatvov@gmail.com.

Yaglinsky Victor Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Chief of the department of "The lifting-transport and robotic equipment"; tel.: (096) 767-17-17, e-mail: viknatvov@gmail.com.

Чанчін Андрій Миколайович – Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (096) 637-00-06, e-mail: rafail2@rambler.ru.

Чанчін Андрей Николаевич – Одесский национальный политехнический университет, ассистент кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.

Chanchin Andriy Mykolajovych – Odessa National Polytechnic University, assistant at the department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.

УДК 620.178.16 : 621.892

А. В. ЗАХАРЧЕНКО

ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ХИМИЧЕСКИ АКТИВНЫХ ВЕЩЕСТВ НА МИКРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЁВ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ: ОБЪЕКТЫ, СРЕДСТВА И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

На підставі сучасних трибологічних джерел та проведеного моделюючого активного експерименту пропонується дослідити вплив концентрації хімічно активних речовин на мікромеханічні характеристики поверхневих шарів досліджуваних зразків методами безперервного вдавлювання індентора, трибоспектральним (склерометрії), металографії, топографії. Дослідження виконувалися на останньої модифікації настільного приладу "Мікрон-гамма 9" з широкими функціональними можливостями, що відрізняється від зарубіжних аналогів компактністю, простотою експлуатації, технологічністю виготовлення. Детально висвітлено особливості комплексного дослідження і контролю мікромеханічних характеристик поверхневих шарів досліджуваних зразків.

Ключові слова: хімічно активні речовини, пакет присадок, трибосополючення, поверхневий шар, мікромеханічні характеристики, індентор, наноіндентування, склерометрія, металографія, топографія.

На основании современных трибологических источников и проведённого моделирующего активного эксперимента предлагается исследовать влияние концентрации химических активных веществ (ХАВ) на микромеханические характеристики поверхностных слоёв исследуемых образцов методами непрерывного вдавливания индентора, трибоспектральным (склерометрии), металлографии, топографии. Исследования выполнялись на последней модификации настольного прибора "Микрон-гамма 9" с широкими функциональными возможностями, отличающегося от зарубежных аналогов компактностью, простотой эксплуатации, технологичностью изготовления. Подробно освещены особенности комплексного исследования и контроля микромеханических характеристик поверхностных слоёв исследуемых образцов.

Ключевые слова: химически активные вещества, пакет присадок, трибосопряжение, поверхностный слой, микромеханические характеристики, индентор, наноиндентирование, склерометрия, металлография, топография.

One of the most important tasks to ensure antifrictional and anti-wear properties of friction units is to optimize the concentration of additive packages to base oils. Optimization of the concentration of chemically active substances in the oils currently are not completely objective due to their focus only on the physical-chemical properties of the oils themselves in terms of delivery. Absolutely not taken into account in determining the performance and service life of lubricants is such an important factor, as the influence of chemical composition and operating properties of oils on the structural homogeneity and mechanical characteristics of surface layers of friction units. On the basis of modern tribological sources and conducted simulation active experiment is proposed to investigate the influence of the concentration of chemically active substances on the micromechanical characteristics of the surface layers of the investigated samples by continuous indentation of the indenter, tribotechnology (sclerometry), metallography, topography. The study was performed on the last modification of the table device "Micron-gamma 9" with broad functionality that is different from their foreign counterparts compactness (an implementation of the differential method of determining the displacement of the indenter), ease of operation (fully automated management and processing of experimental data), manufacturability. Detail features for integrated control and study the micromechanical characteristics of the surface layers of investigated samples. Provides structural design and technical characteristics of the instrument, methods of research in monitoring mode.

Keywords: chemically active substances, the additive package, triboepedia, the surface layer, the micromechanical characteristics of the indenter, nanoindentation, sclerometry, metallography, topography.

Введение. Одной из важнейших задач для обеспечения антифрикционных и противоизносных свойств трибосопряжений является оптимизация концентрации пакетов присадок в базовых маслах [1]. Пути оптимизации концентрации ХАВ в маслах в настоящее время не являются до конца объективными благодаря их ориентированности только на физико-химические свойства самих масел в условиях поставки. Абсолютно не учитывается при определении эффективности и срока службы смазочных материалов такой важный фактор, как влияние химического состава и эксплуатационных свойств масел на структурную однородность и микромеханические характеристики поверхностных слоёв трибосопряжений [2]. Определение оптимальной концентрации пакетов присадок в маслах приведёт к их рациональному использованию, что даст существенную экономию горюче-смазочных ресурсов и конструктивных материалов в Украине [3].

Необходимость предлагаемой работы определяется значительной проблемой рационального использования новых высокоэффективных комплексных фосфор- и серосодержащих товарных пакетов присадок, используемых заводами-производителями нашей страны в качестве легирующих элементов при изготовлении товарных трансмиссионных масел (ТМ), имеющих значительную стоимость и не всегда соответствующих эксплуатационным требованиям и потребностью предприятий-эксплуатантов техники в современных ТМ отечественного производства для конкретных

условий работы с позиции их влияния на физико-механические характеристики и состояние поверхностных слоёв трибосопряжений в условиях качения с проскальзыванием [4].

Постановка задач исследования. Целью настоящей работы является исследование влияния концентрации ХАВ на состояние поверхностных слоёв трибосопряжений, образованных в условиях смазочного действия ТМ при качении с проскальзыванием.

Для достижения поставленной цели в работе были реализованы следующие задачи: обосновать и конструктивно реализовать для комплексного исследования и контроля микромеханических характеристик поверхностных слоёв исследуемых образцов методы непрерывного вдавливания индентора, трибоспектральный (склерометрии), металлографии, топографии.

Предмет исследования – влияние химически активных присадок на микромеханические характеристики поверхностных слоёв трибосопряжений в зависимости от их массовой концентрации в базовом масле.

Объекты исследований. Смазочные материалы. Для реализации поставленных задач было использовано товарное трансмиссионное масло ТМ-3-18 на минеральной основе (ГОСТ 17479.2–85) [5], аналогичное ТАП-15В (ГОСТ 23652–79) [6] и его база без композиции (пакета) присадок.

Выбор был остановлен на вышеуказанном ТМ общего назначения по следующим причинам: во-первых,

данное масло является одним из самых распространённых в нашей стране при использовании в агрегатах трансмиссий грузовых автомобилей и спецмашин по обслуживанию воздушных судов; во-вторых, ТМ-3-18 является типовым по структуре, эксплуатационным свойствам и составу другим ТМ [7]. Применяется ТМ-3-18 для смазывания тяжело нагруженных цилиндрических, конических, спирально-конических, в том числе гипоидных, и червячных передач. Используется в трансмиссиях автомобилей, строительных и дорожных машинах [8], в различных редукторах при температуре окружающего воздуха до 50 °С, контактных напряжениях до 2500 МПа и скоростях скольжения до 15 м/с. В средней климатической зоне его используют всевозможным, имеет температурный диапазон работоспособности масла в объёме от -25 до 150 °С [9, 10]. Из-за этих особенностей масло ТМ-3-18 было избрано в качестве одного из конструктивных материалов триады трения [11], который обеспечивает прохождение процессов контактного взаимодействия в условиях граничного режима смазки. Используемое масло изготавливают из смеси экстрактов остаточных масел фенольной очистки и дистиллятных масел или фильтрата обезмасливания парафина и композиции противозадирной и депрессорной присадок умеренной эффективности [12].

В процессе работы были проведены испытания зарубежного товарного пакета присадок Компадит-731 (К-731), поставляемого Фастовскому заводу технических масел "Ариан". Физико-химические характеристики этого пакета присадок, улучшающего смазывающие свойства ТМ, представлены в табл. 1. Согласно поставленным задачам исследования, при лабораторной оценке значения концентрации пакета присадок в базовом масле варьировались от 1 до 8 % по массе (табл. 2). Компаундирование (смешение) базового масла с пакетом присадок выполнялось при 50 °С. При этой температуре вязкость масел и присадок достаточно низки для гарантированного удовлетворительного и быстрого перемешивания. В то же время базовое масло и присадки не подвергаются значительным термическим воздействиям [13].

Испытания пакета присадок на машине трения (МТ) показали, что воздействие К-731 на смазывающую способность, противозадирные и противоизносные свойства ТМ сопоставимо с воздействием других высококачественных зарубежных аналогов, таких, например, как Компадит-733 ("Istrochem", Словакия) и Англумол-6085 ("Lubrizol", Германия).

Таблица 1 – Физико-химическая характеристика пакета присадок Компадит-731 ("Istrochem", Словакия)

Показатель	Значение показателя
Вязкость кинематическая при 100 °С, мм ² /с	17,5
Содержание, %:	
Цинка	4,78
Фосфора	5,35
Серы	8,55
Механических примесей	≤0,05
Воды	0,06
Температура вспышки в открытом тигле, °С, не ниже	155
Используемая на практике концентрация пакета присадок в базовом масле, %	2,4
Зольность, сульфатная (оксидная), %	15,73
Коррозия на пластинах из меди при 120 °С в течение 3 ч	Отс.

Таблица 2 – Характеристики испытываемых композиций

Смазочный материал	Массовая доля активных элементов, % (расчётный метод)	
	S	P
База ТМ-3-18 (Б)	1	0
Б + К-731 1 мас. %	1,0855	0,0535
Б + К-731 2 мас. %	1,171	0,107
Б + К-731 2,4 мас. % (ТМ-3-18 товарное)	1,2052	0,1284
Б + К-731 4 мас. %	1,342	0,214
Б + К-731 8 мас. %	1,684	0,428
Mobilube GX 80W-90 (товарное)	1,92	не опр.

С целью подтверждения оптимальной концентрации пакета присадок при условиях исследования и для сравнительного анализа полученных зависимостей в настоящей работе также было использовано товарное ТМ Mobilube GX 80W-90, производимое нефтяной компанией Mobil Oil oy ab с Финляндии [14]. Mobilube GX – это серия всевозможных минеральных ТМ, учитывающих особенности современных синхронизированных трансмиссий, представляющая собой глубоководноочищенную нефтяную основу, в состав которой вводят сбалансированную серо- фосфорсодержащую композицию сильных EP-присадок высокого давления, но более смягчённых, чем в маслах серии Mobilube HD. Рекомендуется для применения в коробках передач с ручным управлением, раздаточных коробках и т.п., устанавливаемых на машинах и автомобилях, для которых изготовители требуют применения масел уровня API GL-4 класса. Масла превосходят требования американской военной спецификации MIL-L-2105A [15, 16].

Выбор и обоснование схемы контактирования.

Исходя из цели методики, её эффективность определяется оптимальным выбором схемы контактирования, позволяющей достигнуть воспроизводимости напряжённо-деформируемого состояния в ходе испытаний и идентичности режимов нагружения, что достигается за счёт максимальной локализации пятна контакта в исходном состоянии испытываемых образцов, а также локализации износа в ходе испытаний. При сравнении схем контактирования образцов простой геометрической формы – вал-вкладыш, цилиндр-цилиндр (с параллельными и перекрещивающимися осями), сфера-сфера, сфера-плоскость – следует, что максимальная локализация контакта в условии качения с проскальзыванием достигается при реализации схемы цилиндр-цилиндр с параллельными осями.

Режимы трибологического процесса реализуются на МТ с различными схемами контакта трущихся образцов. Нашли применение следующие разновидности номинального фрикционного контакта: по площади (пять), линейный (пять) и точечный (четыре). Линейная схема трения – два вращающихся цилиндра – широко применяется при моделировании трения в зубчатых передачах. Воспроизведена в различных МТ: в серийных ИИ 5018, СМЦ-2 и более современной СМТ-1, Амслер, МИ-1М и в специальных роликовых стендах. В качестве модельного (не конструкционного) материала и для подтверждения справедливости полученных результатов показателей смазочного действия использовались подверженные объёмной закалке образцы и контртела роликового типа (рис. 1), мм:

диаметр образца ... 50
ширина образца ... 10

диаметр контртела ...50

ширина контртела ...3

Форма и размеры образцов для моделирующих трибо-технических испытаний с учётом масштабного фактора [17] соответствовали требованиям ДСТУ 30480–97 с коэффициентом взаимного перекрытия $K_{вз} = 0,3$.

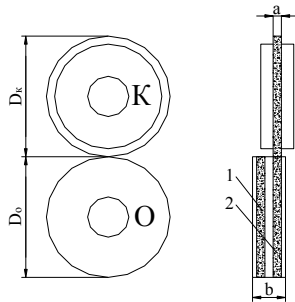


Рис. 1 – Схема трибоконтакта образца (О) и контртела (К) роликового типа: D_o – диаметр образца; D_k – диаметр контртела; a – ширина контртела; b – ширина образца; 1 и 2 – дорожки трения

Модельные материалы. Образец и контртело изготавливают из одного материала, а именно из: 1) углеродистой стали средней прочности перлитного класса – 30ХГСА (хромансиль) с твёрдостью 40...45 HRC (0,28...0,34 % С; 0,9...1,2 % Мn; 0,8...1,1 % Cr; Fe – основа), прокаливается на глубину 25...40 мм [18, 19]; 2) углеродистой высокопрочной стали перлитного класса – 40ХН2СВА с твёрдостью 45...50 HRC (0,36...0,43 % С; 0,7...1 % Si; 0,5...0,8 % Мn; 0,8...1,1 % Cr; 2,5...3,0 % Ni; 0,8...1,2 % W; Fe – основа), прокаливается на глубину 25...40 мм [18, 19]. Зубчатые колёса для объёмного закалывания изготавливаются из сталей типа сталь 40Х, а в более ответственных случаях из сталей 40ХН и т.д. [20]. Сталь 40ХН2СВА при твёрдости свыше 50 HRC резко теряет свои прочностные свойства. Обе стали применяются в производстве как машиностроительные более полувека [21].

Испытуемые образцы и контртела изготовлены из сталей в состоянии поставки, имеющих структуру перлита, одной выбранной марки и плавки с разрезанием цилиндрического стержня на диски. В работе [22] сопоставлены значения твёрдости HV, HB, HR (стандартные шкалы А, В и С), хотя зависимость между HB и HRB, и также HRC нелинейная. Очевидны весьма ограниченные возможности в части повышения прочностных характеристик сталей [23, 24]. Анализ литературных данных [25–28] показывает, что эксплуатационные свойства деталей машин, определяющие их надёжность, зависят от системы параметров качества их рабочих поверхностей: макроотклонения, волнистости, шероховатости, субшероховатости, физико-химических свойств. Поэтому, шероховатость поверхностного слоя образцов и контртел считалась постоянной и была выбрана на уровне $Ra = 0,32$ мкм с разбросом параметров не более 5 % [29]. Перед установкой на МТ поверхности образцов и контртел обрабатывались по общепринятой методике ГОСТ 23.210-80.

Последующая в наших исследованиях оценка состояния поверхностных слоёв трибосопряжений имеет четыре основные стадии – электроискровую резку изделий (поперечную и отрезание сегментов), изготовление шлифов, собственно экспериментальную работу и интерпретацию полученных результатов. Электроис-

кровая резка изделий из образцов роликового типа характеризуется следующими показателями:

- 1) оборудование – электроискровой станок мод. 4531;
- 2) рабочий электрод – латунная проволока $\varnothing 0,2$ мм;
- 3) рабочая жидкость – керосин;
- 4) режимы работы:
 - напряжение искрового промежутка – 150 В;
 - ток короткого замыкания – 1,4 А;
 - рабочий ток – 0,7 А;
 - рабочая ёмкость – 2 мкФ;
 - рабочая подача – автоматически, при помощи следящего устройства;
- 5) машинное время:
 - поперечная резка 10×16 мм – 2×40 мин;
 - отрезание сегментов 10×12 мм – 23 мин.

Изготовление шлифов из отрезанных изделий характеризовалось следующими условиями:

- 1) оборудование – притирочно-доводочный станок;
- 2) инструмент – набор алмазных кругов зернистостью 63/50 (черновая обработка среза) и 50/30 (чистовая обработка среза);
- 3) охлаждающая жидкость – вода;
- 4) способ обработки – вручную.

После ополаскивания в спирте и высушивания при 70 °С изделия были готовы к экспериментальной работе.

Средства исследований. Принцип работы и конструктивное решение настольного прибора "Микрон-гамма 9". В 1987 году И. М. Закиевым под руководством проф. В. В. Запорожца был изготовлен первый настольный аналоговый вариант прибора серии "Микрон-гамма" на базе серийного микротвёрдомера ПМТ-3 (рис. 2, а) с записью диаграмм нагружения, профилеграмм и трибограмм двухкоординатным самописцем, а их расшифровка велась вручную. В последующие годы, с появлением персональных компьютеров, было сконструировано, изготовлено и доведено до практического использования ещё 7 модификаций цифровых приборов, позволяющих уже автоматически производить и регистрировать измерения (рис. 2, б–г). "Микрон-гамма" позволяет проводить исследование физико-механических свойств поверхностных слоёв материалов и смазочных сред в режиме мониторинга методами непрерывного вдавливания индентора, трибоспектральным, акустической эмиссии, топографии поверхности [30].

Все существующие приборы не позволяют проводить испытания материалов в реальном масштабе времени, в режиме мониторинга, что значительно снижает производительность и информативность, увеличивает погрешность, связанную с субъективными факторами. Таким образом, всегда существовала потребность в разработке настольной конструкции прибора, который позволял бы измерять физико-механические свойства материалов методами непрерывного вдавливания и сканирования индентором, работающим в режиме мониторинга и имеющим бесконтактный нагрузитель и датчики перемещения самого индентора. Благодаря применению выше отмеченных методов исследования прибор "Микрон-гамма 9" позволяет [31]:

- проводить испытание на микротвёрдость в диапазоне малых и сверхмалых нагрузок с автоматической регистрацией двух параметров процесса: нагрузки и величины внедрения индентора;

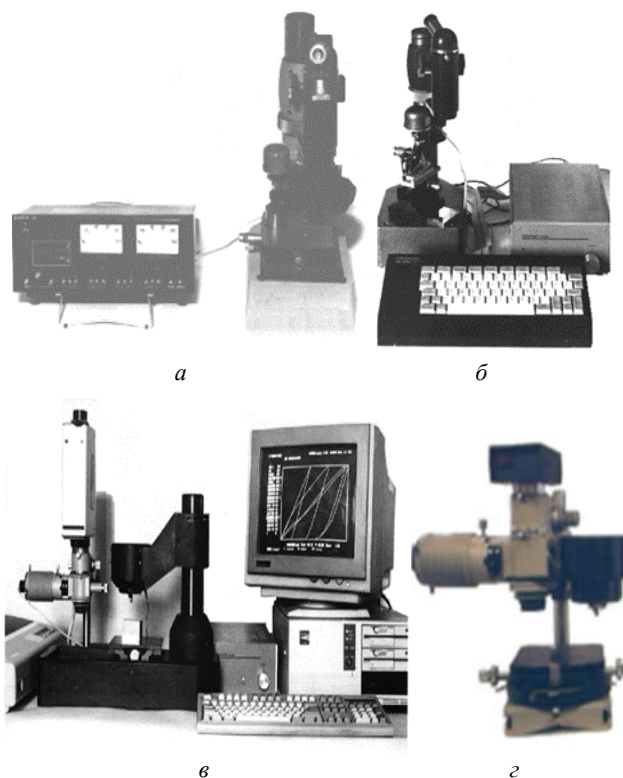


Рис. 2 – Модификации приборов для тестирования материалов методом индентирования [30]: *a* – аналоговый с выводом результатов на самописец (1987 г.); *b* – аналоговый с выводом результатов на микро-ЭВМ "БК-0010" (1992 г.); *в* – аналого-цифровой с управлением и обработкой IBM-286 в среде DOS (1995 г.); *г* – "Микрон-гамма-8" с цифровой камерой и обработкой данных в среде Windows (2002 г.)

- изучать особенности микродеформации материалов по кинетике внедрения индентора под воздействием поверхности активных веществ с регистрацией скорости движения этого внедрения;
- регистрировать микроползучесть материалов при выдержке под давлением путём регистрации изменения глубины отпечатка в функции времени;
- проводить оценку упругих свойств материалов и возможность их к релаксации энергии, накопленной в процессе пластической деформации, по величине упругого возобновления глубины отпечатка;
- проводить оценку деформационной и релаксационной способности материалов по величине площади диаграммы внедрения в координатах: нагрузка-величина внедрения;
- исследовать материалы с плохой отбивающей способностью поверхности и материалы, в которых отпечаток существенно изменяет размеры после снятия нагрузки;
- проводить оценку степени наклёпа поверхностного слоя по величине энергии упругого возобновления материала и тонкого поверхностного слоя, который определяется по площади диаграммы внедрения;
- моделировать при малых скоростях деформации элементарные акты процессов трения и изнашивания с регистрацией длины и глубины царапины;
- проводить оценку среднего значения и разброса микромеханических свойств поверхностных слоёв и их распределение по трассе сканирования;
- регистрировать характеристики микрогеометрии поверхностей при использовании соответствующего индентора, а также распечатывать видеоизображение поверхности материалов;

– регистрировать энергию, которая выделяется источником акустической эмиссии, при микровдавливании и сканировании индентором поверхности;

- измерять расклинивающее действие поверхностно активных веществ и смазочных сред;
- исследовать механические свойства граничных смазочных слоёв.

В настоящей работе для исследования микромеханических свойств материалов методом индентирования поверхности [32] использовалась последняя 9 модификация прибора с широкими функциональными возможностями (рис. 3), отличающегося от зарубежных аналогов компактностью (реализация дифференциального метода определения перемещения индентора), простотой эксплуатации (практически полностью автоматизированы управление и обработка экспериментальных данных), технологичностью изготовления [33].

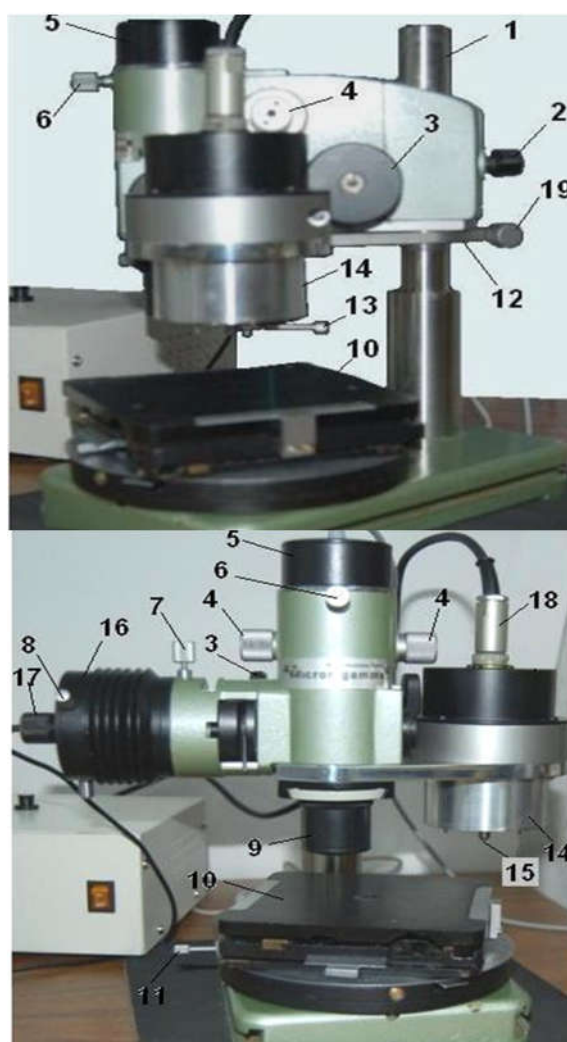


Рис. 3 – Внешний вид прибора "Микрон-гамма 9" для исследования микромеханических свойств материалов [33]: 1 – стойка; 2 – ручка фиксации микроскопа на стойке; 3 – ручка грубой подачи микроскопа и индентора; 4 – ручка механизма укола; 5 – видеокамера; 6 – винт крепления камеры; 7 – винт крепления осветителя; 8 – центрирующие винты осветителя; 9 – объектив; 10 – двухкоординатный стол; 11 – винт фиксации поворота стола; 12 – ограничитель прицельного укола; 13 – рукоятка щупа; 14 – блок нагружения; 15 – индентор; 16 – осветитель микроскопа; 17 – патрон со светодиодом повышенной яркости; 18 – разъём головки; 19 – винт фиксации ограничителя

Методы исследования и контроля микромеханических характеристик поверхностных слоёв модельных материалов в режиме мониторинга. Предпосылки возникновения нанотрибологии освещаются в [34, 35]. В настоящей работе для оценки микромеханических характеристик поверхностных слоёв исследуемых образцов были использованы методы: непрерывного вдавливания индентора, трибоспектральный (склерометрии), металлографии, топографии.

В соответствии с направлением движения зондирующего поверхность инструмента по отношению к плоскости образца методы подразделяют на наноиндентирование (индентор движется по нормали к поверхности) и наносклерометрию (индентор движется по касательной к поверхности). Сущность этих методов состоит в программируемом приложении малых или ультрамалых усилий к индентору и непрерывной регистрации зависимости силы сопротивления P от смещения (глубины погружения h или тангенциального перемещения x). Типичные записи диаграмм для обоих случаев показаны на рис. 4 [36].

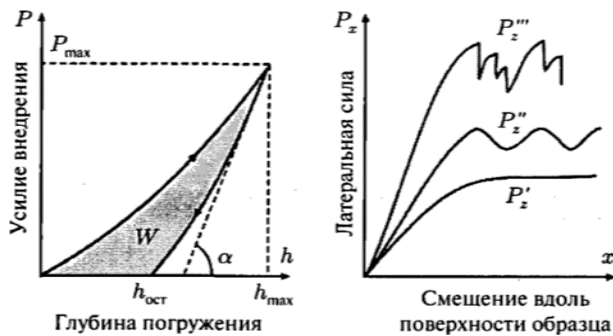


Рис. 4 – Диаграммы, полученные при наноиндентировании (слева) и наноскрабировании (справа) [36]:

h_{\max} – максимальная глубина погружения индентора;
 $h_{\text{ост}}$ – глубина отпечатка, оставшегося после снятия нагрузки; W – поглощённая энергия; P_z , P_z , P_z – низкие, умеренные и высокие значения силы прижима индентора к поверхности соответственно

Метод непрерывного вдавливания индентора. Практика показала ограниченность схемы испытаний по диагонали отпечатка. Существенно расширить получаемую информацию можно лишь по принципиально новой схеме испытаний по глубине отпечатка (рис. 5 и 6) методом непрерывного вдавливания индентора. Этот метод основан на автоматической регистрации в процессе испытаний нагрузки на индентор и глубины его внедрения в поверхность испытуемого материала в виде диаграммы нагружения $P = f(h)$ (см. рис. 4, слева). Расшифровка такой диаграммы позволяет получать не только более обширную, но также и принципиально новую, по сравнению со стандартизованным методом испытаний на микротвёрдость, информацию. Метод позволяет фиксировать ценную информацию о самом процессе вдавливания индентора, учитывая процессы, происходящие вследствие релаксации напряжений, формоизменения материала под индентором в процессе вдавливания, при выдержке под нагрузкой, при нагружении и т.п. [37, 38].

Методические основы определения твёрдости и модуля упругости по диаграммам индентирования освещаются в [39, 40] и приняты в качестве международного стандарта [41], регламентирующего испытания материалов методами вдавливания, когда индентирование

классифицируют по трём размерно-силовым уровням:

- макроскопический уровень $2 \text{ Н} < P < 30 \text{ кН}$;
- микроскопический уровень $P < 2 \text{ Н}$, $h > 200 \text{ нм}$;
- нанометровый уровень $h < 200 \text{ нм}$;

где P – сила, действующая на индентор при его вдавливании в поверхность;

h – глубина проникновения индентора.



Рис. 5 – Схема отпечатка в разрезе [33]:

h_1 – глубина внедрения при максимальной нагрузке;

h_2 – глубина восстановленного отпечатка после нагружения

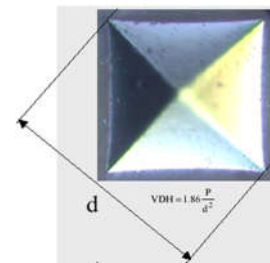


Рис. 6 – Микрофотография отпечатка Виккерса [33]:

d – диагональ отпечатка

Данный подход основан на теоретических зависимостях, которые были получены ранее и описывают упругое восстановление при внедрении в плоское упругое полупространство инденторов различной осесимметричной формы [42]. При этом методе в качестве конструкционного материала индентора использован алмаз, обладающий минимальной адгезией к большинству технических материалов [43]. Современные качественные инденторы имеют минимальный радиус закругления кончика в пределах 30...50 нм, инденторы широкого использования – порядка 100 нм и больше. Учёт затупленности индентора осуществляется путём корректировки значений проекции контактной площади [32].

Метод непрерывного вдавливания позволяет:

- проводить испытания на микротвёрдость в диапазоне малых и сверхмалых нагрузок;
- изучать особенности микродеформации материалов по кинетике внедрения индентора;
- регистрировать микроползучесть материалов;
- измерять градиент свойств по глубине внедрения;
- испытывать материалы с плохой отражающей способностью (в частности, полимерные материалы), а также материалы, у которых отпечаток сильно изменяет размеры после снятия нагрузки;
- измерять хрупкость материалов по диаграмме внедрения;
- измерять упругость материалов.

По сути, диаграмма представляет собой работу, затраченную индентором на преодоление сопротивления материала (площадь под ветвью нагружения), и работу, затраченную материалом на восстановление своих свойств (площадь под ветвью разгрузки) (рис. 4, слева).

Для оценки ползучести строится график зависимости глубины внедрения индентора h от времени выдержки T под нагрузкой, а для оценки градиента прочностных свойств – график зависимости твёрдости H от нагрузки P (рис. 7).

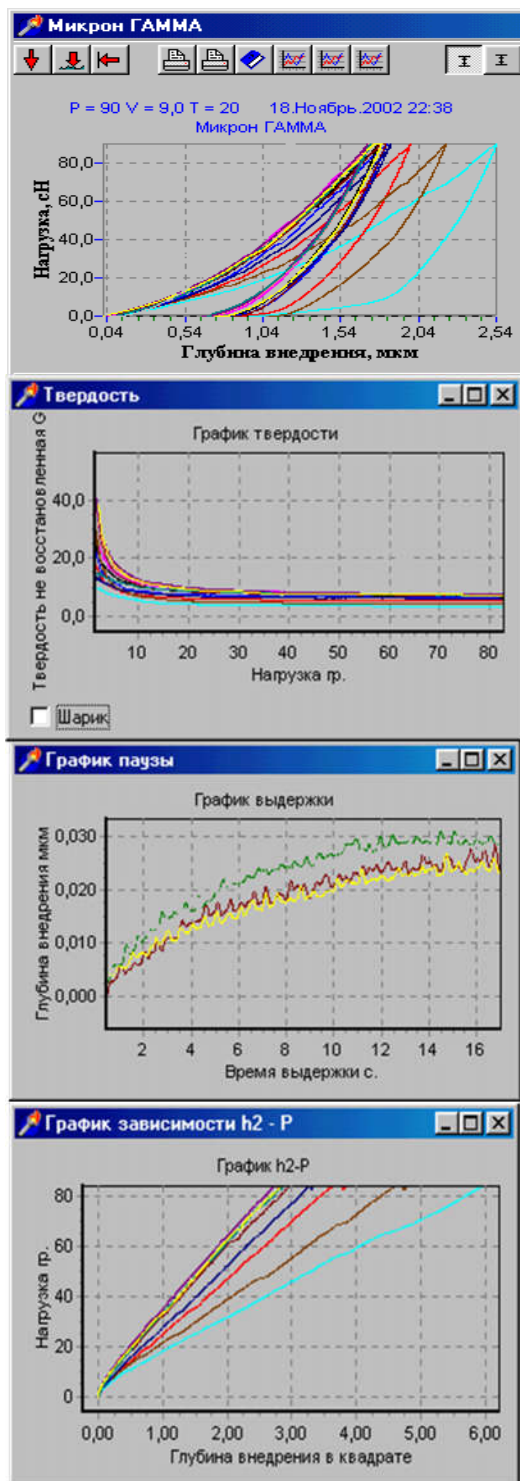


Рис. 7 – Типичные графики, получаемые методом непрерывного внедрения индентора

Данные непрерывного индентирования обычно обрабатывают по методу Оливера–Фарра [44], который состоит в подборе параметров степенной функции, описывающей экспериментальную зависимость глубины погружения от приложенной нагрузки, и расчёте твёрдости и модуля Юнга по этим данным.

Но, даже учитывая большую ценность полученных с помощью метода микровдавливания результатов, метод не позволяет провести комплексную оценку состояния поверхностного слоя. В связи с этим значительный интерес представляет анализ динамических эффектов контактного взаимодействия разработанным трибоспектральным (склерометрии) методом.

Трибоспектральный (склерометрии) метод. Измерение твёрдости царапанием ранее применялось, главным образом, при изучении минералов. Ещё в 1640 году драгоценные камни классифицировались по твёрдости посредством царапания напильником [45]. В 1824 году Моос предложил шкалу твёрдости, состоящую из 10 эталонных минералов. При этом каждый последующий минерал мог царапать все предыдущие. Шкала Мооса состоит из 10 баллов в такой последовательности минералов: тальк, гипс, кальцит, флюорит, апатит, ортоклас, кварц, топаз, корунд, алмаз (№ 10 этой шкалы) [46]. М. М. Хрущов предложил вместо 10 классов твёрдости по шкале Мооса 15 классов (алмаз – 15,1 класс по шкале Хрущова) и следующую формулу для определения класса твёрдости: $H_x = 0,7 \sqrt[3]{H}$, где H – число твёрдости, кгс/мм² [47]. Более точная и объективная оценка классов твёрдости минералов по шкале М. М. Хрущова нашла широкое применение у минералогов [48]. Между тем, возможность определения сопротивления разрушению и связанных с ним характеристик по испытаниям очень малого участка поверхности представляет большой практический интерес и при изучении металлов. Первый прибор для оценки твёрдости царапанием – склерометр был создан Зеебеком в 1833 г. Принцип представления твёрдости в виде нагрузки на алмазный конус с углом 90° при формировании им царапины шириной 10 мкм предложен Мартенсом в 1890 г., и долгое время (до 1936 г.) являлся единственным методом количественной оценки микротвёрдости [45]. Впервые микротвёрдость отдельных структурных составляющих была определена на склероскопе Шора А. М. Бочваром в 1917 г. и применена им для изучения связи структуры и свойств подшипниковых материалов [49].

Трибоспектральный (склерометрии) метод микро-механических испытаний, разработанный и внедрённый в 1960-х гг. в лаборатории КИИГА под руководством проф. В. В. Запорожца, базируется на непрерывной регистрации двух составляющих сопротивления движению индентора по поверхности с заданной нагрузкой [50–52]. Данный метод предполагает пропахивание борозды на поверхности изучаемого материала образца. Выбор склерометрии основан на качественном подобии напряжённо-деформированного состояния и масштабного уровня повреждений при трении и при деформации поверхности индентором. Физическая основа метода – зависимость параметров трения от ориентации отдельных кристаллитов и параметров тонкой кристаллической структуры (анизотропия трения) [53, 54]. Аналитической основой метода является теория случайных процессов [55, 56], которые при неоднократном проведении одного и того же опыта протекают каждый раз несколько по-иному, всё определённое и отчётливее проявляя присущие им закономерности. Заметим, что случайность не может являться причиной события, но как понятие случайности (непредсказуемость) объективно существует.

Сканирование поверхностного слоя выполняется путём перемещения алмазного индентора в режиме упругопластического деформирования с постоянной скоростью под действием неизменной во времени нагрузки, обеспечивающей заданную глубину внедрения в анализируемую поверхность [57]. Модель поверхностного слоя представляется в виде случайно расположенных кристаллов (фрагментов) с различными прочностными и деформационными характеристиками. Согласно этому, поверхностный слой нагружается трением индентора, моделирующего единичную неровность, и по изменению силы трения и нормальной нагрузки, связанных с анизотропией прочностных и деформационных свойств отдельных микрообъёмов, рассчитывается комплекс статистических характеристик, отражающих состояние поверхностного слоя [57–59]. В целом, определение статистических связей между сопротивлениями локальных микрообъёмов материала контактному деформированию методами теории случайных процессов позволяет произвести комплексную оценку состояния поверхностного слоя на трассе сканирования алмазным индентором и, в частности, даёт возможность:

- оценивать среднюю прочность поверхностного слоя на трассе сканирования;
- оценивать разброс и неоднородность прочностных свойств;
- моделировать элементарные акты процессов трения и износа (микрорезания, микроскольжения и т.п.).

На рис. 8 ниже представлена модель, поясняющая сущность метода сканирования. Если исследуемая поверхность вдоль трассы сканирования индентора состоит из твёрдых (и мелких L2) и мягких (и крупных L1) фрагментов, обработав трибограмму (зависимость глубины внедрения от времени t) как случайный процесс и построив график спектральной плотности, можно получить прочностной портрет поверхности (рис. 9). По спектральной плотности можно судить о размерах, количестве и прочности фрагментов на трассе сканирования.

О. Н. Билякович (1996) впервые использовал трибоспектральный метод микромеханических исследований для оценки состояния смазочных сред [60]. Суть этого исследования заключалась в оценке эффективности смазочного действия трансмиссионных масел с различной степенью загрязнённости механическими примесями, микромеханических характеристик и показателей структурной однородности поверхностных слоёв, сформированных в процессе испытаний в вышеуказанных маслах.

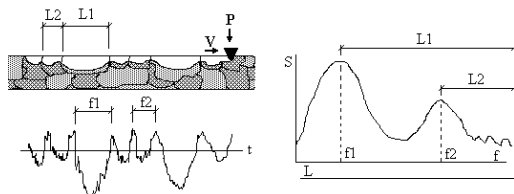


Рис. 8 – Модель, поясняющая принцип действия метода сканирования

Метод металлографии основан на регистрации изображения посредством оптического микроскопа со встроенной цифровой видеокamerой и последующей статистической обработке изображения. Метод позволяет производить:

- количественный анализ изображения;
- анализ неметаллических включений;

- анализ пористости;
- анализ зёрновой структуры;
- фазовый анализ;
- регистрацию в динамике процессов разрушения и трещинообразования;
- построение трёхмерной яркостной модели поверхности.

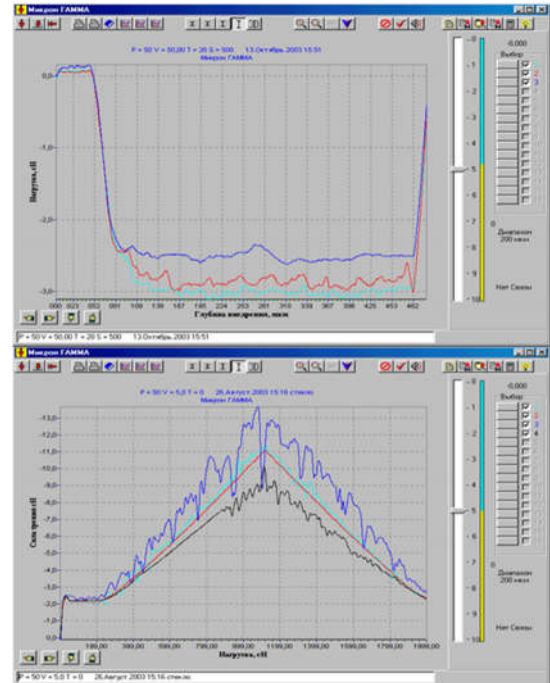


Рис. 9 – Трибограммы нормальной и тангенциальной составляющей силы трения

Кроме того, метод позволяет проводить прицельный "укол" в необходимом месте поверхности, при этом наблюдая за изображением на экране монитора (рис. 10). А внешний вид интерфейса пользователя приведен на рис. 11.

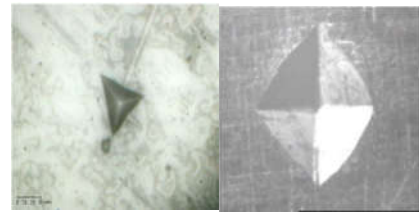


Рис. 10 – Отпечатки разных инденторов $\times 400$ [30]

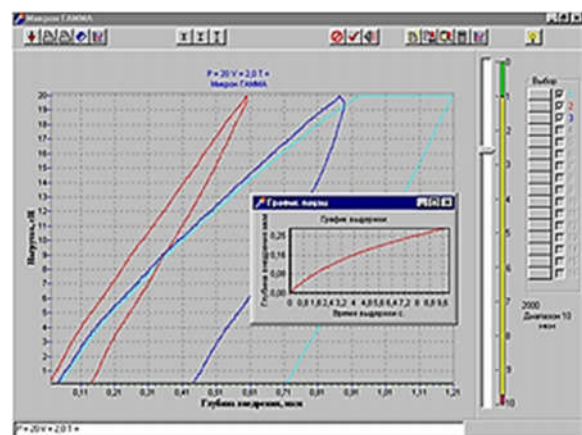


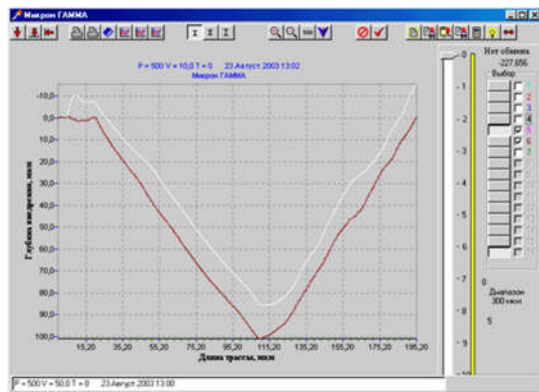
Рис. 11 – Внешний вид интерфейса пользователя [30]

Метод топографії оснований на скануванні поверхні індентором при мінімальній нарузці (около 0,1 г) с последующей обработкой профілограмм (рис. 12) и, в частности, позволяет:

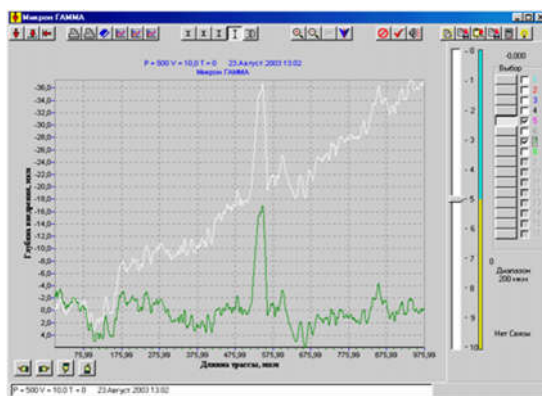
– регистрировать параметры шероховатости поверхности;

– строить трёхмерный профиль поверхности.

Максимально на экран монитора за один сеанс можно выводить 16 диаграмм внедрения. При необходимости диаграммы внедрения в автоматизированном режиме можно сглаживать, усреднять, аппроксимировать, сдвигать, вычитать и сравнивать с теоретической кривой нагружения.



а



б

Рис. 12 – Профілограмми до и после устранения тренда: а – лунок отпечатков; б – поверхности

Выводы. После завершения индентирования отчёт по испытаниям выводится на экран монитора в виде таблицы, в которой приведены вычисленные характеристики микромеханических свойств испытуемого материала: твёрдость, модуль Юнга, упругопластическая и упругая работы индентирования и т.д. Предусмотрена возможность введения пользователем формул расчёта параметров индентирования и построения графиков, полученных на основании собственных разработок. Для этого прилагается специально разработанный математически-графический редактор, который позволяет вводить пользовательские параметры, формулы расчётов, графические зависимости и виды отчёта. Такой подход предусматривает гибкость прибора как нового инструмента для исследования физико-механических свойств материалов.

Список литературы

1. Захарченко А. В. Проблема оптимізації концентрації хімічно активних речовин у трансмісійних оливах // Вісник Національного авіаційного університету. – К.: НАУ, 2005. – № 1. – С. 120–125.

2. Захарченко А. В. Влияние концентрации химически активных веществ на смазочное действие и состояние поверхностных слоёв трибосопряжений // Пр. 5-ї Міжнар. наук. конф. "Матеріали для роботи в екстремальних умовах". – К.: НТУУ "КПІ", 2015. – С. 277–280.

3. Запорожець В. В., Білякович О. М., Захарченко А. В. Протизносні властивості мастильних середовищ у присутності хімічно активних речовин // Пр. Міжнар. наук. конф. "Наука і молодь". – К.: НАУ, 2001. – С. 13.

4. Оптимізація концентрації хімічно активних присадок у трансмісійних оливах вітчизняного виробництва: Звіт про НДР (завершал.) / Національний авіаційний університет. – 013-ДБ01; № ДР 0101V002732; Інв. № 0204U000857. – К., 2003. – 72 с.

5. Караулов А. К., Худолій Н. Н. Автомобильные масла. Моторные и трансмиссионные. Ассортимент и применение: Справочник. – К.: Журнал "Радуга", 2000. – 436 с.

6. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / И. Г. Анисимов, К. М. Бадыштова, С. А. Бнатов и др.; Под ред. В. М. Школьников. – 2-е изд. – М.: Издательский центр "Техинформ", 1999. – 596 с.

7. Смазочные материалы: Антифрикционные и противозносные свойства. Методы испытаний: Справочник / Р. М. Матвеевский, В. Л. Лаиха, И. А. Буяновский и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.

8. Зорин В. А. Основы долговечности строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.

9. Трансмиссионные масла. Пластичные смазки / Р. Балтенас, А. С. Сафонов, А. И. Ушаков, В. Шергалис. – СПб.: ООО "Изд-во ДНК", 2001. – 208 с.

10. Балабанов В. И., Беклемишев В. И., Гамидов А. Г. Безразборный сервис автомобиля (обкатка, профилактика, очистка, тюнинг, восстановление). – М.: Изд-во "Известия", 2007. – 272 с.

11. Захарченко А. В. Современные трибологические представления о технических маслах как основном элементе смазываемого сопряжения // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХПІ", 2004. – № 30. – С. 192–199.

12. Сукач М. К. Автомобільні експлуатаційні матеріали. Ч. 1. Паливно-мастильні матеріали та спеціальні рідини. – К.: Університет "Україна", 2006. – 256 с.

13. Кламини Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты: Пер. с англ. / Под ред. Ю. С. Заславского. – М.: Химия, 1988. – 488 с.

14. Каталог Mobil. Промышленные масла. – К.: Представительство компании "Mobil Oil ou ab", 2000. – 62 с.

15. Мир ТСМ 2002. Каталог топливно-смазочных материалов. Топлива, масла, смазки и технические жидкости / Под ред. А. К. Караулова. – К.: Журнал "Радуга", 2002. – 256 с.

16. Синельников А. Ф., Балабанов В. И. Автомобильные топлива, масла и эксплуатационные жидкости: Краткий справочник. – М.: ЗАО КЖИ "За рулём", 2003. – 176 с.

17. Карасик И. И., Поляков С. А. Масштабный фактор и возможности моделирующих испытаний на существующих машинах трения // Трение и износ. – 1983. – Т. 4, № 4. – С. 671–675.

18. Дубинин Г. Н., Тананов А. И. Авиационное материаловедение. – М.: Машиностроение, 1988. – 320 с.

19. Тимошук Л. Т. Механические испытания металлов. – М.: Металлургия, 1971. – 224 с.

20. Детали машин. Розрахунок та конструювання / Г. В. Архангельський, М. С. Воробійов, О. І. Дубинець та ін. – К.: Талком, 2014. – 684 с.

21. Сорокин Г. М. Трибология сталей и сплавов. – М.: ОАО "Издательство "Недра", 2000. – 317 с.

22. Металловедение и термическая обработка стали. Т. 1. – 2-е изд. / Под ред. М. Л. Бернштейна, А. Г. Рахитадта. – М.: Metallurgizdat, 1961. – 752 с.

23. Виноградов В. Н., Сорокин Г. М. Износостойкость сталей и сплавов. – М.: Нефть и газ, 1994. – 415 с.

24. Сорокин Г. М. Взаимосвязь механических свойств сталей и их износостойкость. – М.: Нефть и газ, 1995. – 69 с.

25. Сулов А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. – М.: Машиностроение, 2000. – 320 с.

26. Машиностроение: Энциклопедия. Т. IV-3. Надёжность машин / В. В. Клюев, В. В. Болотин, Ф. Р. Соснин и др.; Под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1998. – 592 с.

27. Сулов А. Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. – М.: Машиностроение, 1987. – 207 с.

28. Качество машин: справочник. В 2-х т. Т. 1 / А. Г. Сулов, Э. Д. Браун, Н. А. Виткевич и др.; Под ред. А. Г. Сулова. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.

29. Инженерия поверхности деталей / Колл. авт.; Под ред. А. Г. Сулова. – М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.

30. Закієв І. М., Варюхно В. В., Захарченко А. В. Прибор для оценки микромеханических свойств тонких поверхностных слоёв трибосопряжений // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Авіа-2002". – К.: НАУ, 2002. – Т. 1. – С. 43.9–43.12.

31. Запорожець В. В., Закієв І. М., Білякович О. М., Захарченко А. В. Методика та приладне забезпечення для оцінки микромеханічних властивос-

- тей тонких поверхневих шарів // Пр. Міжнар. наук.-техн. конф. "Надтверді інструментальні матеріали на рубежі тисячоліть: отримання, властивості, застосування". – К.: ІНМ НАН України, 2001. – С. 262–263.
32. Прибор для испытаний материалов на микротвёрдость. А.с. 373581 СССР, МКИ G 01 N 3/42/ В. В. Запорожец, И. М. Закиев, Ю. А. Никитин (СССР). – № 4816775/28; Заявл. 19.04.90; Опубл. 07.02.93, Бюл. № 5. – 4с.
 33. Закиев И. М. Прибор для определения микромеханических характеристик поверхностного слоя материалов методами индентирования и склерометрии. Дис. ... канд. техн. наук: 05.11.13. – К., 2008. – 162 с.
 34. Захарченко А. В. Передумови виникнення нанотрибології. Ч. 1 // Пр. 12-ї Всеукр. наук. конф. "Молодь: освіта, наука, духовність". Ч. 2. – К.: Університет "Україна", 2015. – С. 358–359.
 35. Захарченко А. В. Передумови виникнення нанотрибології. Ч. 2 // Пр. 12-ї Всеукр. наук. конф. "Молодь: освіта, наука, духовність". Ч. 2. – К.: Університет "Україна", 2015. – С. 360–361.
 36. Современная трибология: Итоги и перспективы // Э. Д. Браун, И. А. Буяновский, Н. А. Воронин и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 480 с.
 37. Григорович В. К. Твёрдость и микротвёрдость материалов. – М.: Наука, 1976. – 230 с.
 38. Булычёв С. И., Алёхин В. П. Испытание материалов непрерывным вдавливанием индентора. – М.: Машиностроение, 1990. – 224 с.
 39. Doerner M. F., Nix W. D. A method for interpreting the data from depth-sensing indentation instruments // J. Mater. Res. – 1986. – Vol. 1, № 4. – P. 601–609.
 40. Oliver W. C., Pharr G. M. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation measurements // J. Mater. Res. – 1992. – Vol. 7, № 6. – P. 1564–1583.
 41. ISO/FDIS 14577-1: 2002; Metallic materials – Instrumented indentation test for hardness and materials parameters. Part 1: Test method – Geneva: ISO Central Secretariat, 2002.
 42. Sneddon I. N. The relation between load and penetration in the axisymmetric boussinesq problem for a punch of arbitrary profile // Intern. J. Sc. Engin. – 1965. – № 3 – P. 47–57.
 43. Склерометрия: Теория, методика, применение испытаний на твёрдость царапанием // Отв. ред. М. М. Хрущов. – М.: Наука, 1968. – 218 с.
 44. Oliver W. C., Pharr G. M. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments // J. Mater. Res. – 1992. – № 7. – P. 1564–1583.
 45. Хрущов М. М. Современные методы испытания на микротвёрдость царапанием, их варианты, применение и перспективы использования // Склерометрия. – М.: Наука, 1968. – С. 5–24.
 46. Комбалов В. С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: справочник / Под ред. К. В. Фролова, Е. А. Марченко. – М.: Машиностроение, 2008. – 384 с.
 47. Хрущов М. М. Исследование шкалы твёрдости Мооса методом микротвёрдости // Известия АН СССР. Серия геологическая. – 1966. – № 12. – С. 74–82.
 48. Лебедева С. И. Определение твёрдости минералов. – М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 123 с.
 49. Фридман Я. Б. Механические свойства металлов. Ч. 2. Механические испытания. Конструкционная прочность. – М.: Машиностроение, 1974. – 368 с.
 50. Запорожец В. В. Трибоспектральные методы оценки поверхностной прочности // Тр. 8-й Всесоюзной конф. по физике прочности и пластичности металлов и сплавов. – Куйбышев, 1976. – С. 25.
 51. Бердинских В. А., Запорожец В. В., Кордонский Х. Б., Пегов А. К. Основные принципы и аппаратура для корреляционной оценки поверхностных слоёв деталей машин // Новые физические методы контроля качества продукции. – М.: Изд-во МДНТП, 1977. – С. 94–98.
 52. Zaporozhets V. V. Evaluation of the uniformity of micro mechanical properties of the surface layer // Proceeding the 7th Int. Conf. of Metrology and Prop of End. Suffuse. – Geteborg (Sweden), 1997. – P. 417–431.
 53. Поверхностная прочность материалов при трении / Б. И. Костецкий, И. Г. Носовский, А. К. Караулов и др.; Под ред. Б. И. Костецкого. – К.: Техніка, 1976. – 296 с.
 54. Физика твёрдого тела: Энциклопед. слов. Т. 1 / Сост.: В. Г. Барьяхтар, В. Л. Винецкий, А. С. Бакай и др. – К.: Наук. думка, 1996. – 652 с.
 55. Овчаров Л. А., Вентцель Е. С. Теория случайных процессов и её инженерные приложения. – М.: КноРус, 2011. – 448 с.
 56. Ковригин В. А., Шахтарин Б. И. Методы спектрального оценивания случайных процессов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2011. – 256 с.
 57. Запорожец В. В., Закиев И. М., Бердинских В. А. Динамические эффекты контактного взаимодействия в присутствии поверхностно-активных веществ // Трение и износ. – 1988. – Т. 9, № 1. – С. 19–25.
 58. Запорожец В. В. Динамические характеристики прочности поверхностных слоёв и их оценка // Трение и износ. – 1980. – Т. 1, № 4. – С. 602–609.
 59. Запорожец В. В., Бердинских В. А., Варюхно В. В. Выбор критериев и синтеза алгоритма оценки видов изнашивания // Трение и износ. – 1988. – Т. 9, № 6. – С. 975–984.
 60. Билякович О. Н. Влияние загрязнённости трансмиссионных масел на смазочное действие и состояние поверхностных слоёв трибосопряжений: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.04. – К., 1996. – 273 с.

References (transliterated)

1. Zakharchenko A. V. Problema optimizatsii kontsentratsii khimichno aktivnykh rechovin u transmisiynogo olivakh // Visnik Natsional'nogo aviatsiynogo universitetu. – Kyiv: NAU, 2005. – No 1. – P. 120–125.
2. Zakharchenko A. V. Vliyanie kontsentratsii khimicheskii aktivnykh veshchestv na smazochnoe deystvie i sostoyanie poverkhnostnykh sloev tribosopryazheniy // Pr. 5-i Mizhnar. nauk. konf. "Materiali dlya roboti v ekstremal'nikh umovakh". – Kyiv: NTU "KPI", 2015. – P. 277–280.
3. Zaporozhets' V. V., Bilyakovich O. M., Zakharchenko A. V. Protiznosni vlastivosti mastil'nikh seredovishch u prisutnosti khimichno aktivnykh rechovin // Pr. Mizhnar. nauk. konf. "Nauka i molod". – Kyiv: NAU, 2001. – P. 13.
4. Optimizatsiya kontsentratsii khimichno aktivnykh prisadok u transmisiynikh olivakh vitchiznyanogo virobnytstva: Zvit pro NDR (zavershal.) / Natsional'niy aviatsiyniy universitet. – 013-DB01; No DR 0101V002732; Inv. No 0204U000857. – Kyiv, 2003. – 72 p.
5. Karaulov A. K., Khudoliy N. N. Avtomobil'nye masla. Motornye i transmisiionnye. Assortiment i primeneniye: Spravochnik. – Kyiv: Zhurnal "Raduga", 2000. – 436 p.
6. Topliva, smazochnye materialy, tekhnicheskie zhidkosti. Assortiment i primeneniye: Spravochnik / I. G. Anisimov, K. M. Badyshtova, S. A. Bnatov i dr.; Pod red. V. M. Shkol'nikova. – 2-e izd. – Moscow: Izdatel'skiy tsentr "Tekhinform", 1999. – 596 p.
7. Smazochnye materialy: Antifriktsionnye i protivoznosnye svoystva. Metody ispytaniy: Spravochnik / R. M. Matveevskiy, V. L. Lashkhi, I. A. Buyanovskiy i dr. – Moscow: Mashinostroenie, 1989. – 224 p.
8. Zorin V. A. Osnovy dolgovechnosti stroitel'nykh i dorozhnykh mashin. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 248 p.
9. Transmisiionnye masla. Plastichnye smazki / R. Baltenas, A. S. Safonov, A. I. Ushakov, V. Shergalis. – S.-Peterburg: OOO "Izdvo DNK", 2001. – 208 p.
10. Balabanov V. I., Beklemyshev V. I., Gamidov A. G. Bezrazbormyy servis avtomobilya (obkatka, profilaktika, ochildka, tyuning, voss-tanovleniye). – Moscow: Izd-vo "Izvestiya", 2007. – 272 p.
11. Zakharchenko A. V. Sovremennye tribologicheskie predstavleniya o tekhnicheskikh maslakh kak osnovnom elemente smazyvaemogo sopryazheniya // Visnik NTU "KhPI". Seriya: Problemi mekhanichnogo privodu. – Kharkov.: NTU "KhPI", 2004. – No 30. – P. 192–199.
12. Sukach M. K. Avtomobil'ni ekspluatatsiyni materialy. Ch. 1. Palivno-mastil'ni materialy ta spetsial'ni ridini. – Kyiv: Universitet "Ukraina", 2006. – 256 p.
13. Klamann D. Smazki i rodstvennye produkty. Sintez. Svoystva. Primeneniye. Mezhdunarodnye standarty: Per. s angl. / Pod red. Yu. S. Zaslavskogo. – Moscow: Khimiya, 1988. – 488 p.
14. Katalog Mobil. Promyshlennyye masla. – Kyiv: Predstavitel'stvo kompanii "Mobil Oil oy ab", 2000. – 62 p.
15. Mir TSM 2002. Katalog toplivno-smazochnykh materialov. Topliva, masla, smazki i tekhnicheskie zhidkosti / Pod red. A. K. Karaulova. – Kyiv: Zhurnal "Raduga", 2002. – 256 p.
16. Sinel'nikov A. F., Balabanov V. I. Avtomobil'nye topliva, masla i ekspluatatsionnye zhidkosti: Kratkiy spravochnik. – Moscow: ZAO KZhi "Za rulem", 2003. – 176 p.
17. Karasik I. I., Polyakov S. A. Masshtabnyy faktor i vozmozhnosti modeliruyushchikh ispytaniy na sushchestvuyushchikh mashinakh treniya // Trenie i iznos. – 1983. – Vol. 4, No 4. – P. 671–675.
18. Dubinin G. N., Tananov A. I. Aviatsionnoe materialovedeniye. – Moscow: Mashinostroenie, 1988. – 320 p.
19. Timoshchuk L. T. Mekhanicheskie ispytaniya metallov. – Moscow: Metallurgiya, 1971. – 224 p.
20. Detali mashin. Rozrakhunok ta konstruyuvannya / G. V. Arkhangel's'kiy, M. S. Vorobyov, O. I. Dubinets' ta in. – Kyiv: Talkom, 2014. – 684 p.
21. Sorokin G. M. Tribologiya staley i splavov. – Moscow: OAO "Izdatel'stvo "Nedra", 2000. – 317 p.
22. Metallovedeniye i termicheskaya obrabotka stali. Vol. 1. – 2-e izd. / Pod red. M. L. Bernshteyna, A. G. Rakhshatada. – Moscow: Metallurgizdat, 1961. – 752 p.
23. Vinogradov V. N., Sorokin G. M. Iznosostoykost' staley i splavov. – Moscow: Neft' i gaz, 1994. – 415 p.
24. Sorokin G. M. Vzaimosvyaz' mekhanicheskikh svoystv staley i ikh iznosostoykost'. – Moscow: Neft' i gaz, 1995. – 69 p.
25. Suslov A. G. Kachestvo poverkhnostnogo sloya detaley mashin. – Moscow: Mashinostroenie, 2000. – 320 p.
26. Mashinostroeniye: Entsiklopediya. Vol. IV-3. Nadezhnost' mashin / V. V. Klyuev, V. V. Bolotin, F. R. Sosnin i dr.; Pod red. V. V. Klyueva. – Moscow: Mashinostroeniye, 1998. – 592 p.

27. *Suslov A. G.* Tekhnologicheskoe obespechenie parametrov sostoyaniya poverkhnostnogo sloya detaley. – Moscow: Mashinostroenie, 1987. – 207 p.
28. *Kachestvo mashin: spravochnik. V 2-kh vol. Vol. 1 / A. G. Suslov, E. D. Braun, N. A. Vitkevich i dr.; Pod red. A. G. Suslova.* – Moscow: Mashinostroenie, 1995. – 256 p.
29. *Inzheneriya poverkhnosti detaley / Koll. avt.; Pod red. A. G. Suslova.* – Moscow: Mashinostroenie, 2008. – 320 p.
30. *Zakiev I. M., Varyukhno V. V., Zakharchenko A. V.* Pribor dlya otsenki mikromekhanicheskikh svoystv tonkikh poverkhnostnykh sloev tribosopryazheniy // Pr. Mizhnar. nauk.-tekhn. konf. "Avia-2002". – Kyiv: NAU, 2002. – Vol. 1. – P. 43.9–43.12.
31. *Zaporozhets' V. V., Zakiev I. M., Bilyakovich O. M., Zakharchenko A. V.* Metodika ta priladne zabezpechennya dlya otsenki mikromekhanichnikh vlastivostey tonkikh poverkhnivkikh shariv // Pr. Mizhnar. nauk.-tekhn. konf. "Nadtvirdi instrumental'ni materiali na rubezhi tisyacholit': otrimannya, vlastivosti, zastosuvannya". – Kyiv: INM NAN Ukraini, 2001. – P. 262–263.
32. Pribor dlya ispytaniy materialov na mikrotverdst': A.s. 373581 SSSR, MKI G 01 N 3/42/ V. V. Zaporozhets, I. M. Zakiev, Yu. A. Nikitin (SSSR). – no 4816775/28; Zayavl. 19.04.90; Opubl. 07.02.93, Bul. No 5. – 4 p.
33. *Zakiev I. M.* Pribor dlya opredeleniya mikromekhanicheskikh kharakteristik poverkhnostnogo sloya materialov metodami indentirovaniya i sklerometrii: Dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.11.13. – Kyiv, 2008. – 162 p.
34. *Zakharchenko A. V.* Peredumovi viniknennya nanotribologii. Ch. 1 // Pr. 12-i Vseukr. nauk. konf. "Molod': osvita, nauka, dukhovnist". Ch. 2. – Kyiv: Universitet "Ukraina", 2015. – P. 358–359.
35. *Zakharchenko A. V.* Peredumovi viniknennya nanotribologii. Ch. 2 // Pr. 12-i Vseukr. nauk. konf. "Molod': osvita, nauka, dukhovnist". Ch. 2. – Kyiv: Universitet "Ukraina", 2015. – P. 360–361.
36. *Sovremennaya tribologiya: Itogi i perspektivy // E. D. Braun, I. A. Bulyanovskiy, N. A. Voronin i dr.; Pod red. K. V. Frolova.* – Moscow: Izdatel'stvo LKI, 2008. – 480 p.
37. *Grigorovich V. K.* Tverdst' i mikrotverdst' materialov. – Moscow: Nauka, 1976. – 230 p.
38. *Bulychev S. I., Alekhin V. P.* Ispytanie materialov nepreryvnyim vdavlivaniem indentora. – Moscow: Mashinostroenie, 1990. – 224 p.
39. *Doerner M. F., Nix W. D.* A method for interpreting the data from depth-sensing indentation instruments // J. Mater. Res. – 1986. – Vol. 1, No 4. – P. 601–609.
40. *Oliver W. C., Pharr G. M.* An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation measurements // J. Mater. Res. – 1992. – Vol. 7, No 6. – P. 1564–1583.
41. ISO/FDIS 14577-1: 2002; Metallic materials – Instrumented indentation test for hardness and materials parameters. Part 1: Test method – Geneva: ISO Central Secretariat, 2002.
42. *Sneddon I. N.* The relation between load and penetration in the axisymmetric boussinesq problem for a punch of arbitrary profile // Intern. J. Sc. Engin. – 1965. – No 3 – P. 47–57.
43. Sklerometriya: Teoriya, metodika, primenenie ispytaniy na tverdst' tsarapaniem // Otv. red. M. M. Khrushchov. – Moscow: Nauka, 1968. – 218 p.
44. *Oliver W. C., Pharr G. M.* An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments // J. Mater. Res. – 1992. – No 7. – P. 1564–1583.
45. *Khrushchov M. M.* Sovremennyye metody ispytaniya na mikrotverdst' tsarapaniem, ikh varianty, primenenie i perspektivy ispol'zovaniya // Sklerometriya. – Moscow: Nauka, 1968. – P. 5–24.
46. *Kombalov V. S.* Metody i sredstva ispytaniy na trenie i iznos konstruksionnykh i smazochnykh materialov: spravochnik / Pod red. K. V. Frolova, E. A. Marchenko. – Moscow: Mashinostroenie, 2008. – 384 p.
47. *Khrushchov M. M.* Issledovanie shkaly tverdsti Moosa metodom mikrotverdsti // Izvestiya AN SSSR. Seriya geologicheskaya. – 1966. – No 12. – P. 74–82.
48. *Lebedeva S. I.* Opredelenie tverdsti mineralov. – Moscow: Izd-vo AN SSSR, 1963. – 123 p.
49. *Fridman Ya. B.* Mekhanicheskie svoystva metallov. Ch. 2. Mekhanicheskie ispytaniya. Konstruksionnaya prochnost'. – Moscow: Mashinostroenie, 1974. – 368 p.
50. *Zaporozhets V. V.* Tribospektral'nye metody otsenki poverkhnostnoy prochnosti // Tr. 8-y Vsesoyuznoy konf. po fizike prochnosti i plastichnosti metallov i splavov. – Kuybyshev, 1976. – P. 25.
51. *Berdinskikh V. A., Zaporozhets V. V., Kordonskiy Kh. B., Pegov A. K.* Osnovnye printsipy i apparatura dlya korrelyatsionnoy otsenki poverkhnostnykh sloev detaley mashin // Novye fizicheskie metody kontrolya kachestva produktsii. – Moscow: Izd-vo MDNTP, 1977. – P. 94–98.
52. *Zaporozhets V. V.* Evaluation of the uniformity of micro mechanical properties of the surface layer // Proceeding the 7th Int. Conf. of Metrology and Prop of End. Suffuse. – Geteborg (Sweden), 1997. – P. 417–431.
53. *Poverkhnostnaya prochnost' materialov pri trenii / B. I. Kostetskii, I. G. Nosovskiy, A. K. Karaulov i dr.; Pod red. B. I. Kostetskogo.* – Kyiv: Tekhnika, 1976. – 296 p.
54. *Fizika tverdogo tela: Entsikloped. slov. T. 1 / Sost.: V. G. Bar'yakhtar, V. L. Vinetskiy, A. S. Bakay i dr.* – Kyiv: Nauk. dumka, 1996. – 652 p.
55. *Ovcharov L. A., Venttsel' E. S.* Teoriya sluchaynykh protsessov i eye inzhenernye prilozheniya. – Moscow: KnoRus, 2011. – 448 p.
56. *Kovrigin V. A., Shakhtarin B. I.* Metody spektral'nogo otsenivaniya sluchaynykh protsessov. – Moscow: Goryachaya liniya – Telekom, 2011. – 256 p.
57. *Zaporozhets V. V., Zakiev I. M., Berdinskikh V. A.* Dinamicheskie efekty kontaktного vzaimodeystviya v prisutstvii poverkhnostno-aktivnykh veshchestv // Trenie i iznos. – 1988. – Vol. 9, No 1. – P. 19–25.
58. *Zaporozhets V. V.* Dinamicheskie kharakteristiki prochnosti poverkhnostnykh sloev i ikh otsenka // Trenie i iznos. – 1980. – Vol. 1, No 4. – P. 602–609.
59. *Zaporozhets V. V., Berdinskikh V. A., Varyukhno V. V.* Vybór kriteriev i sintez algoritma otsenki vidov iznashivaniya // Trenie i iznos. – 1988. – Vol. 9, No 6. – P. 975–984.
60. *Bilyakovich O. N.* Vliyanie zagryaznennosti transmissionnykh masel na smazochnoe deystvie i sostoyanie poverkhnostnykh sloev tribosopryazheniy: Dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.02.04. – Kyiv, 1996. – 273 p.

Поступила (received) 23.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Влияние концентрации химически активных веществ на микромеханические характеристики поверхностных слоёв трибосопряжений: объекты, средства и методы исследований / А. В. Захарченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 41–50. – Бібліогр.: 60 назв. – ISSN 2079-0791.

Влияние концентрации химически активных веществ на микромеханические характеристики поверхностных слоёв трибосопряжений: объекты, средства и методы исследований / А. В. Захарченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 41–50. – Бібліогр.: 60 назв. – ISSN 2079-0791.

The influence of the concentration of chemically active substances on the micromechanical characteristics of the surface layers of friction units: the objects, means and methods of research / A. V. Zakharchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 41–50. – Bibliogr.: 60. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Захарченко Андрій Володимирович – Університет "Україна", Інженерно-технологічний інститут, доцент кафедри автомобільного транспорту; тел. : (097) 380-00-06; e-mail: zav1971@bigmir.net.

Захарченко Андрей Владимирович – Університет "Україна", Інженерно-технологічний інститут, доцент кафедри автомобільного транспорту; тел. : (097) 380-00-06; e-mail: zav1971@bigmir.net.

Zakharchenko Andriy Volodymyrovych – University "Ukraine", Institute of engineering and technology, Associate Professor at the Department of automobile transport; tel. : (097) 380-00-06; e-mail: zav1971@bigmir.net.

UDC (УДК) 621.833

N. N. ISHIN, S. A. GAVRILOV, N. N. MAKSIMCHENKO

THE VIBRATION DIAGNOSTICS OF THE MOBILE MACHINES TOOTH GEARS

Розглянуто загальний стан вібродіагностики зубчастих передач мобільної техніки, проаналізовано та класифіковано методи діагностування зубчастих передач мобільних машин в експлуатації. Виділено особливості функціонування зубчастих передач, з-за яких використання для їх діагностики стандартних віброакустичних засобів обмежена. Описана розроблена бортова автоматизована система вібродіагностики редукторів мотор-коліс великовантажних самоскидів БелАЗ. Сформульовані перспективні напрямки розвитку вібродіагностики стосовно трансмісійним вузлів мобільних машин.

Ключові слова: мобільна техніка, діагностика, трансмісія, зубчаста передача, апаратно-програмні засоби, класифікація методів, напрями розвитку, мотор-колесо, технічний стан.

Рассмотрено общее состояние вибродиагностики зубчатых передач мобильной техники, проанализированы и классифицированы методы диагностирования зубчатых передач мобильных машин в эксплуатации. Выделены особенности функционирования зубчатых передач, из-за которых использование для их диагностики стандартных виброакустических средств ограничено. Описана разработанная бортовая автоматизированная система вибродиагностики редукторов мотор-колес большегрузных самосвалов БелАЗ. Сформулированы перспективные направления развития вибродиагностики применительно к трансмиссионным узлам мобильных машин.

Ключевые слова: мобильная техника, диагностика, трансмиссия, зубчатая передача, аппаратно-программные средства, классификация методов, направления развития, мотор-колесо, техническое состояние.

The state of vibration diagnostics of the mobile machines tooth gears, peculiarities of hardware and software of manufacturers' products, approaches and methods for diagnostics of mobile machines transmission systems are considered. The systems and methods of mobile machines gear diagnostics in operation are analyzed and classified in detail. Special features of the tooth gears functioning, which restrict use of standard vibroacoustic tools for their diagnostics, are separated. On-board automated system aimed for the vibrodiagnostics of motor-in-wheel reducers for dump trucks BelAZ is described. The perspective directions of vibrodiagnostics development in relation to the transmission units of mobile machines are formulated.

Keywords: machines, vibrodiagnostics, transmission, tooth gear, hardware and software, methods classification, directions for the development, motor-in-wheel, technical condition.

Introduction. The development of sensory base and computing equipment allows to create more and more perfect vibrodiagnostic systems to ensure effective monitoring of current technical condition of complex systems and a fairly reasonable prediction of service life from their most responsible elements. Today in the CIS market in addition to the traditionally well-known manufacturers of vibro- and noise-measuring techniques (Schenck, Larson&Davis, Bruel&Kjaer, SKF, National Instruments, etc. [1–5]) actively offer their products manufacturers of Russia and Ukraine, specializing in the development and sale of equipment and devices for balancing, control and vibroacoustic diagnostics.

Leading Western European and American manufacturers of hardware and software for vibroacoustic diagnostics go towards the creation of *modular systems* ("bricks"), of which the measuring channels are formed and assigned the task of retrieval and storage of information. *Processing and analysis* of measurement information is carried out on a PC using specialized or generic software packages. Such systems have wider possibilities of processing and analysis vibroacoustics signals compared to traditional stationary and portable vibration analysers and sound level meters with a variety of standard features.

In CIS countries the leading position in the field of methods and means of vibration diagnostics is a company "Diameh", "Vast", "Inkotes", etc. [6–13]. Of their vibration analysers are *stand-alone microprocessor-based portable devices*, allowing to measure, process, store and visualize the measured vibroacoustic information.

Most of the tools of vibration diagnostics, both Western and CIS production, have a fairly narrow specialization (balancing of rotors and diagnostics of bearing units of different technological of equipment) and is intended for *manufacturing diagnostics*. For research purposes their use for solving new tasks of analysis and control experiment is hampered by the presence of rigid algorithms, implemented by hardware in a dedicated computer, precluding the possibility of changing the software configuration of the computer means.

Methodical and instrumental means of *vibration diagnostics and forecasting of a residual life* according to the change of vibration parameters are most actively developing in relation to the bearings, but *for gears and driving mechanisms* of mobile machines concrete techniques and examples of practical use of the vibration diagnostics in the published descriptions are virtually absent.

The aim of the work was to analyse the current state and tendencies of development of diagnostics and vibration diagnostics of gearing and driving mechanisms of mobile machines.

The vibration drive systems. The analysis of publications [14–25], devoted to the operational assessment of the technical condition of drive mechanisms based on gears, as well as the methods and means of forecasting of a residual life of the transmission system, shows that from existing methods the most perspective are *methods of non-disassembly control of dynamic characteristics* of drive mechanisms through continuous or periodic monitoring of vibration parameters. So, in work [14] considered the possibility of using vibroacoustic analyzer A17 for *monitoring the availability of gears*. On example of refinement of experimental gears discusses the possibility of using vibroacoustic methods for diagnostics of damage of gear wheels in conditions of development fatigue testing. The control and rejection of gears it is proposed to doing by the levels of *spectral components* of rotational and tooth mesh frequencies.

Corporation UTC Aerospas Systems (USA) advertises designed on-board system of vibration diagnostics of transmission helicopter HUMS (Health & Usage Monitoring Systems) [26, 27]. Monitoring of the level of vibration allows to obtain information about the status of main units and assemblies and the possibility of early detection of the defect, the necessary engineering and technical staff for decision making about replacement parts. The key element of the HUMS is software that analyzes the *information coming from ace-*

© N. N. Ishin, S. A. Gavrilov, N. N. Maksimchenko, 2016

lerometers, mounted on the engine and transmission, and accumulating by flight recorder. The helicopter has about twenty sensors that give a large amount of data. System interrogates the sensors several times during the flight, through certain time intervals, and stores them in the flight recorder memory. Processing and analysis of these data is carried out on earth, but information about the functioning units of the helicopter is displayed on a display pilot. The system was tested on a batch of 20 helicopters, participating in hostilities. Installation of the system saved up to USD 45 million on costs related to maintenance and flight operation. On the international market of the helicopter equipment system HUMS enhances their competitiveness.

A similar development of the company Farnell (Russia) – on-board diagnostic system enable to perform monitoring and diagnostics of helicopter gearboxes *by vibration*

parameters [28]. The system provides simultaneous organization and processing of data from the vibration sensors in real time, the mathematical signal processing and storing of testing results. System monitoring and diagnostics Farnell installed on several MI-8 helicopters of the Russian company "Aviashelf".

Russian helicopter holding "Vertolety Rossii", a subsidiary of the United industrial Corporation "Oboronprom" and is one of the leading world developers and manufacturers of helicopters, presented at the forum "Engineering Technologies–2012" the project of perspective system *health monitoring and accounting of operating time of aggregates and systems* of helicopter A-HUMS [29]. A similar development for helicopter AH-64A – system Vibration Management Enhancement Program (VMEP) is presented in fig. 1 [30].

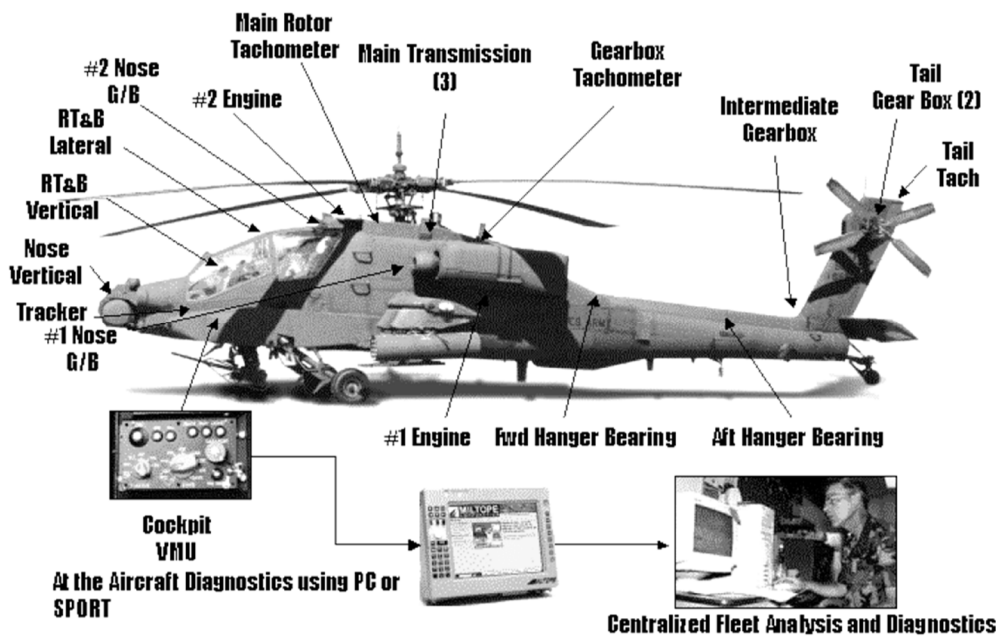


Fig. 1 – Configuration of system VMEP for helicopter AH-64A [30]

The most well-known publications devoted to systems and methods of diagnostics of transmission systems land-based mobile machines is advertising. While the focus is on *diagnosing transmissions of expensive mining equipment* – heavy haulers, excavators, bulldozers, delays which are associated with large economic losses of mining companies. So, in works [16, 23] highlights the questions of application of laboratory methods of physical-chemical and spectral analysis of oils. In operation periodically at maintenance is doing integrated spectrographic analysis of oils worked, for the purpose of determination of the amount of wear products and dirt. Test results revealed violations in the work of units and aggregates of the internal combustion engine, gears of motor-wheels and determine the suitability of oil for further use. Recommendations of fault handling based on these data is issue to repair services, helping to reduce the incidence of breakdowns.

Firm Caterpillar [31] reported of *diagnostic scanner* (Cat ET) of electronic systems that control the motors and electromechanical assemblies of the truck. The diagnosis is carried out on the *amount consumed by the control systems of current*, works in real time and allows promptly to detect and resolve problems and faults.

Firm Komatsu to reduce non-productive costs and increasing the efficiency of transportation has developed a system Komtrax, which uses a *network of satellites* orbiting the earth to transmit information with the truck on the dispatcher's computer [32]. The system allows you to monitor the location and movement of vehicles working on site, to determine the efficiency of drivers, track *fuel consumption, work time in different modes, etc.* Assessment of performance of the most critical components of the machine is the system of control of technical condition of vehicle (VHMS), which can be integrated with Komtrax. The VHMS system sends in real time on the dispatcher's computer *the data about operational modes of the mechanisms and problems arising in them.* This allows to quickly contact their customer service and make a decision about maintenance or repair faulty parts of the vehicle, preventing emergency exits.

Liebherr has developed a diagnostic system Litronic Puls [33], which includes real-time monitoring, fault detection and alert, as well as a number of methods of processing data and produce trends of the actual state dump truck. Parameters and methods of diagnosis are not disclosed.

Systems for the diagnosis and monitoring offer next firms: Wenco – system Eventing Systems, Modular Mining

Systems, USA subsidiary of Komatsu, – the MineCare system, Matrikon – system Mobile Equipment Monitor [34, 35], etc.

Named foreign developments are either search and research, or completely closed, as have elements of know-how.

In the Republic of Belarus are also underway to develop systems of control and diagnostics. In particular, at the Minsk automobile plant is actively developing a perspective electronic systems. So, a new on-board system of control and diagnostics is monitors and generates the data on the axle load, fuel used, average speed of truck movement, and digital on a 28-day tachograph allows for any period of time to automate accounting and control of the driver of the vehicle [36].

Belarusian automobile plant jointly with Russian company "Vist-grupp" equips the dump truck BelAZ of loading control system (LCS), operative on base of on-board computer [25]. LCS records in the computer memory speed, weight of cargo, tire pressure, fuel consumption and other maintenance parameters.

At the Joint Institute of mechanical engineering of the NAS of Belarus has developed an indirect method of determining the value of peripheral backlash of transmissions trolley buses on the magnitude of jerk (first time derivative of the longitudinal acceleration) of the body of the trolley for the entire overlocking process, allowing you to control the overall technical condition of the machine transmission, comparing the current value of the backlash with the maximum permissible [37]. Feature is using the transition process and its rate (jerk), but not a steady-state process, prevalent in the earlier approaches. In addition, the proposed adaptive system, which is the results of determining the jerk set corrects the characteristic of the traction motor in operation, thereby ensuring reduced dynamic loads of the transmission trolley buses. The method is simple to implement, focuses on periodically (during maintenance) control integral parameters of wear of transmission. However it has certain limitations, because it does not allow to identify specific defective parts and focuses on periodic maintenance procedures.

Summarizing the aforesaid, we can conclude that the most installed both on foreign and domestic cars *systems is still scheduling*. They provide solution of tasks of control and accounting of the cars work on the track or in career, that is tracking in real time during loading, fuel consumption, speed, location, downtime and violations of technological modes of operation. *An effective system of diagnostics of technical condition of gear transmission units of the mobile machines in the reviewed publications are not represented*. There are no specific techniques and practices in the assessment of the technical condition directly gears and forecasting of a residual life by change their vibroacoustic characteristics in the process of testing or operation.

In the design and creation of methodical tools of vibration diagnostics of the automotive engineering gearings should take into account the peculiarities of their functioning, distinct from drivers of other vehicles and equipment.

First, this is a high load, low operating speeds and relatively low degree of manufacturing precision (7..9 degree). These features create conditions for the development of clearly marked local defects and malfunctions, generating a pulse (shock pulse) in the interactions of the kinematic pairs of units and details. In the operation of gear mechanisms, defects and faults create a series of pulses, which are low amplitude, broadband spectrum and therefore in the practice of vibration diagnostics are often made for the noise. It is

known that such defects evolve avalanche and can lead to emergency exits or machines fail, so their diagnosis requires information on problems in early stages of development.

The parameters of the shock pulse arising from tooth changeover teeth of gear wheels, determine the magnitude of internal dynamic load in the gear, which correlates with vibroactivity gear. In turn, the parameters of the shock pulse are determined by the geometrical errors of gear wheels, the inertia-stiffness characteristics, load-speed operating modes, operational malfunctions. Thus, the parameters of shock pulses reflect the relationship between technical condition, dynamic loading and vibroactivity gear mechanisms, and are determined by the degree of development and localization of the defect, therefore, can serve as reliable diagnostic signs.

Control in real time of the vibration signal on the casing of the gearbox, combined with the control of loading of tooth by tensometric methods, allows in principle to estimate the strength of the shock interaction in each pair interlocking teeth, with the subsequent estimation of the actual contact stresses in the engagement and access to the evaluation of actual residual life of gearing.

Another feature of the gears of the transmission systems of mobile machines is that they work in a *constantly changing speeds and loads*. A great influence on the vibration characteristics of the transmission assemblies, in addition to internal factors, by external dynamic effects caused by the terrain and road surface, the degree of loading of the vehicle, qualified driver, etc. In such circumstances, the nature of the vibrations (amplitude and frequency) varies continuously and the use of commercially available instrumentation for vibration monitoring of technical condition of the transmission elements through spectral analysis in the process of machine's operation is very difficult [38–40].

These features functioning of the mobile machines gears lead to the fact that using for their diagnostics standard vibroacoustic means of control is largely limited, because the vast majority of developed diagnostic methods and standard tools are focused on the diagnosis of rotor units of machines operating in *quasi-stationary conditions*, i.e. in conditions when working load and speed change slightly, and the dynamics of the mechanism are due mainly to geometric inaccuracies of manufacture and assembly of parts and their changes during exploitation.

Existing methods of diagnostics of a condition of gears and bearings are mainly based on the analysis of the Fourier spectrum, but this approach is not effective enough, because the spectrum, representing the average for the period of the frequency response, hide faults and defects. Applied instrumental methods of analysis pulse component difficult to implementation and expensive, as they require the use of special expensive equipment. At the same time, they allow us to estimate only the general energy parameters of the pulsed component in a random vibration process that in the operational diagnostics of gear mechanisms are clearly insufficient.

Thus, today the actual problems of development of methods and algorithms of allocation of *pulse component* and determine their parameters under variable load-speed modes of transmission in random process of vibrations, recorded in real time; methods for obtaining corrected vibration spectrum, purified from disturbances and spurious spectral components due to the processes of accessing and processing digital measurement information; practical methods of determining the actual loading of the gear on

the amplitude of the shock vibrating impulses generated by the engagement, and thus exit on *the actual residual life* of elements of the transmission units of machines.

On basis of the analysis of known publications is developed the classification of modern systems of diagnostics of the automotive engineering gearings in operation (fig. 2).

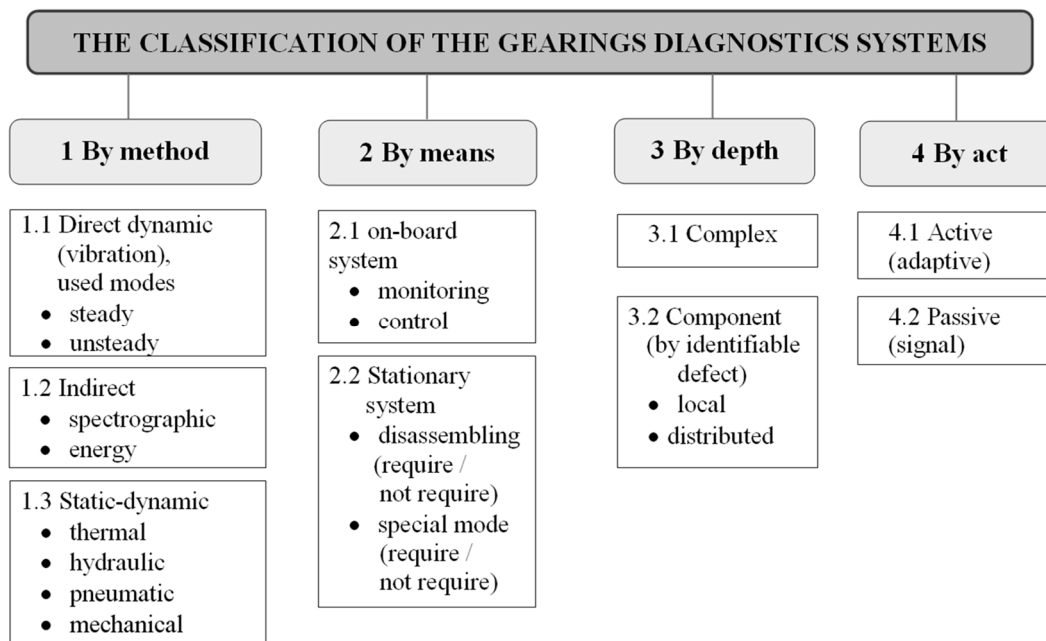


Fig. 2 – The classification of the gearings diagnostics systems in operation

The basis of classification is four main characteristics: 1 – methods of diagnostics; 2 – means of diagnostics; 3 – depth diagnostics; 4 – the act of diagnostics results.

Signs 1 and 2 detailed in more detail.

Methods of diagnostics are separated by 1.1 – direct dynamic (vibration), which can be realized under steady operating conditions of the object, or unsteady modes (transients); 1.2 – indirect methods; 1.3 – static-dynamic.

Direct dynamic (vibroacoustic) methods of functional diagnostics are used in the process of object's work. The indirect methods are: spectrographic method (measurement of wear products in oil); energy methods based on the analysis of current indicators of power flow (the change in efficiency, power, capacity) and integral indicators (energy consumption, fuel consumption over a certain period of time or operating time of the machine). The standard static-dynamic methods include: thermal – by the change of unit's temperature; hydraulic and pneumatic – by pressure changes, pulsations, flow; mechanical methods, including cinematomeria, backlashmeria (the coupling gaps) and the control of deviations of geometrical parameters details.

In used tools of diagnostics the methods can be divided into 2.1 – on-board and 2.2 – stationary. On-board tools perform continuous monitoring or periodic control of the technical condition of the mechanism in operation with using of dynamic or static-dynamic methods of diagnostics. Stationary tools are used to diagnose a repair or during maintenance machines. They are divided into tools that require removal of components (for example, special running-in stands for diagnostics of the transmission units), or not requiring the removal of components, and may or may not require special modes of diagnostics (for example, by lifting or mounting on roller of drive wheels of the machine).

Signs 3 and 4 present enlargement. In depth diagnostics methods are divided into 3.1 – methods allow to carry out a integrated assessment of the transmission, and 3.2 – methods

allow to diagnose individual components (units) of the transmission, which, in turn, are divided into methods for diagnosing a single local defect and fault details, and distributed, allowing to assess the damage integral parts in general.

On realizable corrective actions selected 4.1 – active diagnostics (adaptive diagnostics) with a reverse impact on the fault (for example, the monitoring system of a condition of working surfaces of teeth of gears, which in case of pitting adds to the lubrication system of the gear suspension with particles of molybdenum disulfide, forming the micro-layer, leveling microcracks and gaps, leveling the surface) and 4.2 – passive diagnostics (signal diagnostics) which is limited to the message about problems in the drive by means of light or sound signals or automatic shutdown.

The analysis of existing methods and tools of diagnostics of a gear transmission of mobile machines suggests that the most promising direction in this area is the development of methods and means of functional vibration diagnostics and vibration monitoring which will allow to effect on-board, continuous and non-disassembly assessment of the technical condition of each element of the transmission under variable load-speed operating mode (in use), automatic (without human intervention) the diagnosis and assessment of residual life of elements.

Development of on-board automated system aimed for the vibrodiagnostics of transmission units of the mobile machines. Known systems and methods of vibrodiagnostics are at least one of the following defects: 1) the diagnostics of equipment working only with quasi-stationary and unstressed conditions (change the speed of the shaft and the load at the time of diagnostics should not exceed $\pm 5\%$); b) the lack of algorithms of separation of the informative component of the signal from the vibration caused by external influences on the diagnostic object; c) low degree of automation of diagnostics, necessitating the

availability of highly qualified in the field of vibrodiagnostics personnel; d) the impossibility of functioning in real time; e) the presence of hard algorithms, precluding the possibility of changing the software configuration of the computer means; f) diagnosing bearing units only.

In addition, it should be noted the high cost of foreign analogues: the installation of the system HUMS is estimated from 6 to 50 thousand USD [30]; the total cost of the

monitoring system based on a CSI 6500 with mounting on open-mine excavator is 200–250 thousand USD [24], etc.

At the Joint Institute of mechanical engineering NAS of Belarus created on-board automated system aimed for the vibrodiagnostics of motor-in-wheel reducers for dump trucks BelAZ (fig. 3). The assignment of the system – prevention of emergency failure of the motor-in-wheel reducers in the operation of the truck.

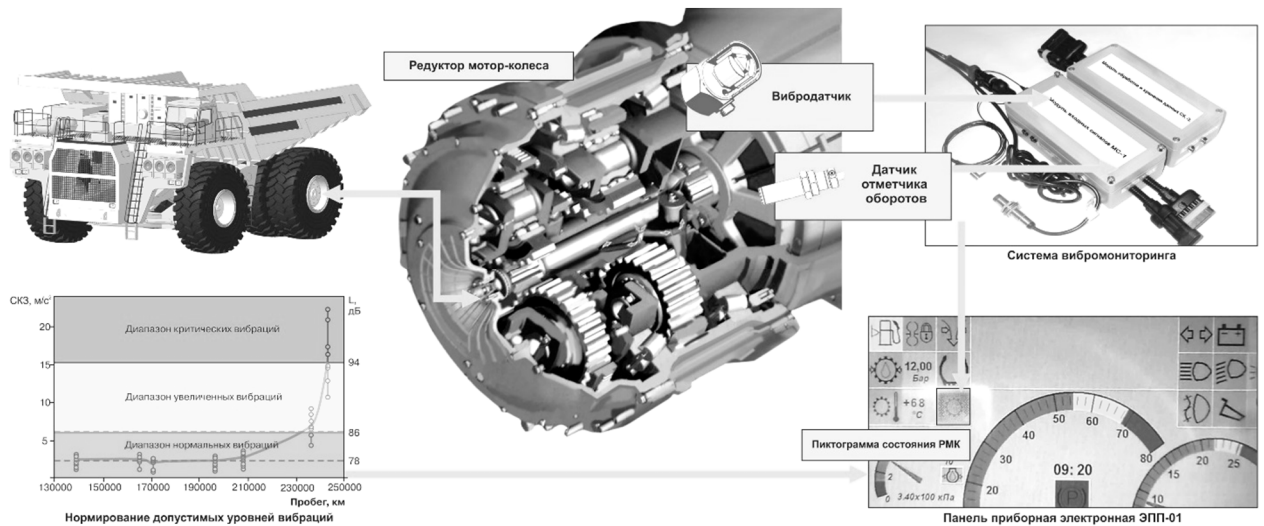


Fig. 3 – On-board system of the vibrodiagnostics of motor-in-wheel reducers for dump trucks BelAZ

The methodology of diagnostics and structure of the diagnostic system based on the use of the most perspective approaches for diagnosing (as proposed in fig. 2 classification) in relation to a specific object. System in depth diagnostics allows to estimate faults of the individual components of the transmission units, their local and distributed faults and defects; in corrective actions system applies to passive (signal) diagnostics; according to the method of diagnosis is to direct dynamic (vibration) based on the analysis of vibration processes; according to diagnostics tools is to on-board diagnostics with periodic vibration monitoring.

The two main components are basic in the system of vibrodiagnostics of motor-in-wheel reducers: *hardware and software* – algorithms capture, processing and analysis of measurement data with subsequent delivery of diagnostic solutions about the technical condition of diagnosis object, and *the object of diagnostics with the indicators of the technical condition* (good, acceptable, unacceptable). On this basis is built the corresponding system of conditions recognition (faults) linking the measured oscillation parameters with specific defects of motor-in-wheel reducers.

The problems of vibrodiagnostics, associated with the irregularity of the gears rotation, solved by using the developed algorithms for processing the vibration signal and the signal of marker of shaft rotation angle, recorded simultaneously in real time. As a result, the temporary realization of vibration signal is converted into implementation on rotation angle of the shaft with the diagnosed gear. The analysis of this implementation with using the method of synchronous accumulation and sequence analysis, adapted to solve the specific tasks, allows the results of one measurement to estimate the parameters of vibration at each shaft of reducer.

Implemented in the on-board system the algorithm of processing of the vibrations parameters in the diagnostics of motor-in-wheel reducers for dump trucks allows to carry

out the real-time diagnostics of the state of all gears of motor-in-wheel reducers in the process of machine operation. The system automatically performs periodical scanning of the vibrations sensors of the left and right motor-in-wheel reducer of the dump truck, calculates current values of diagnostic parameters of vibration, compares them with pre-set threshold values, determines which level of the technical condition they belong, signaling to the driver the icon of the appropriate color on the dashboard (see fig. 3).

The application of this system provides: rapid and non-disassembly control of current condition of all gears of motor-in-wheel reducer; automatic alarm system warning the driver; obtaining information on the vibrational characteristics of elements of motor-in-wheel reducer for analysis services of maintenance; facilitating of fault tracing and decision about the repair; time-saving maintenance; fast payback (the cost of the system does not exceed 1 thousand USD).

The use of vibration monitoring systems for heavy dump trucks of the Poltava mountain-beneficating combine has made it possible:

- to prevent accidental damage to the motor-in-wheel reducers;
- to improve the technical readiness of the dump truck;
- to reduce the time of maintenance of machines at 15...17 %;
- to reduce the time of fault tracing of motor-in-wheel reducers in 1,5...2 times;
- to increase average time between failures not less than 10...15 %.

In the future this system will be finalized in the expert, additionally providing automatic operation with the database of vibration characteristics of motor-in-wheel reducer, the indication of the residual life of each gear reducer and forecast demand for spare parts.

The perspective directions of vibrodiagnostics development in relation to the transmission units of mobile machines. The need for on-board systems of monitoring and diagnostics is dictated primarily by the need to reduce unplanned downtime of machines, maintenance costs, improving reliability and efficiency of engineering operation. The transition to the service drive machines according to the *actual condition* provides increasing safety, performance of mobile machines, as well as ecological compatibility (by reducing the content of toxic substances in the exhaust gases).

The basic perspective directions of development of the mobile machines gearing vibrodiagnostics can be formulated as follows:

- the development of theoretical propositions, based on the research of dynamic model of elastic impact of solid bodies in relation to problems of vibration diagnostics, and linkages to dynamic processes, due to the shock interaction tooth profiles when tooth changeover, with the parameters of the vibrations;

- the development and testing of computational-experimental methods for estimating the parameters of the technical condition of mechanical drives on their vibroacoustic characteristics, including the identification of the nature, character, level, frequency content, the major resonances, damping and other characteristics of the oscillatory systems, and the study of processes connected with recognition of the dynamic structure of the system depending on change of parameters of the gearing, the study of laws of damage accumulation and their relationships with changes in the parameters of dynamic structures, under variable load-speed modes of operation of gear mechanisms;

- upgrading the methods of the vibrations standardization associated with the classes of the technical conditions of gear mechanisms to create algorithms for automated vibration monitoring of transmission systems and their elements;

- the generation and application of real-time on-board tools for vibration monitoring of technical condition and forecasting of a residual life of the transmission units of automotive engineering in terms of bench, field tests and operation;

- creating a database of experimental data on vibration characteristics of the transmission components of machines to improve the reliability of diagnosis;

- the creation of expert systems of vibration diagnostics based on the use of artificial intelligence in order to exclude the man from the diagnostic system;

- development of a combined on-board control and diagnostic systems realizing the functions of dispatching and diagnostics of technical condition of the basic criteria units and elements of the machine with the creation of its electronic service book on the basis of Internet technologies;

- creating the methodology for servicing vehicles, associated with the transition from planned precautionary maintenance to maintenance based on technical condition, based on the implementation of on-board systems of the vehicles components continuous monitoring.

It is necessary to take account of such important problem questions as the cost of the system of vibration diagnostics, the level of spending on its maintenance, reliable activity in various operating conditions of machines, the accuracy of the diagnosis and a number of other issues specific to the on-board control and diagnostic equipment of mobile machines.

Conclusion. On the basis of analysis of the state of vibrodiagnostics of the mobile machines gears and transmission units shown the tendencies of development of this direction and proposed the classification of modern methods of diagnostics, covering existing and perspective approaches, what allow to initiate the development of relevant directions and practical techniques.

The most perspective and popular approaches are approaches, which are relate with:

- further the individualization and more detailed study of objects, in particular, with the research and evaluation of loading each pair of interlocking teeth, linkages to the loading teeth and the parameters of the vibrations measured on the gearbox housing;

- the creation and practical application working in real-time on-board tools for vibration monitoring of technical condition and prediction of residual life of units in operation.

The availability and equipping of mobile machines such facilities is a key criterion for a transition from the high-cost preventive maintenance of machines to their maintenance according to actual condition, which significantly reduces operational expenses for maintaining machines in working condition, and thus increases the attractiveness and competitiveness of the vehicles produced.

Bibliography

1. *De Silva C. W.* Vibration: fundamentals and practice / *C. W. De Silva*. – Boca Raton: Taylor & Francis, 2006. – 1036 p.
2. *Мобильная система мониторинга состояния* // Деловой и технический журнал фирмы SKF "Evolution". – 2009. – № 2. – С. 24–30.
3. *Vibrotest 60* [Electronic resource]. Mode of access: http://www.bkvibro.com/fileadmin/mediapool/Internet/PDF-Files/Documentation/Portable_measuring_instruments/VT-60/vtest60e_V445ff.pdf. – Date of access: 06.02.2013.
4. National Instruments Collector [Electronic resource]. Mode of access: <http://www.russia.ni.com>. Date of access: 06.02.2013.
5. Watchman 8603 Vibration Data Collector [Electronic resource]. Mode of access: <http://www.ebay.com/itm/NICE-DLI-Watchman-Model-8603-Vibration-Data-Collector-/140828772609>. Date of access: 06.02.2013.
6. *Тараканов В. М.* Системы непрерывного контроля вибрации производства ООО "Диамех 2000" / *В. М. Тараканов, О. Б. Скворцов, А. Е. Сушко* // Вибрационная диагностика. – 2006. – № 4. – С. 15–21.
7. *Барков А. В.* Вибрационная диагностика машин и оборудования: учеб. пособие / *А. В. Барков, Н. А. Баркова*: М-во образования и науки Рос. Федерации, С.-Петербург. гос. морской техн. ун-т. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 152 с.
8. ВиКонт [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.vicont.ru/product.html>. – Дата доступа: 06.02.2013.
9. Вибро-Центр [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://vibrocenter.ru/>. – Дата доступа: 06.02.2013.
10. Вибродиагностика. Обзор современных приборов для вибродиагностики [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://signal.narod.ru/new_page_3.htm. – Дата доступа: 06.02.2013.
11. Виброанализаторы и вибросборщики [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.encotes.ru/?q=node/3>. – Дата доступа: 06.02.2013.
12. Анализ современных методов диагностирования компрессорного оборудования нефтегазохимических производств / *В. В. Гриб [и др.]* // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт: информ. сб. / ОАО "ЦНИИТнефтехим". – М.: ЦНИИТнефтехим. – 2002. – № 10. – С. 57–65.
13. Software VIBROEXPERT CM-400 [Electronic resource]. Mode of access: <http://www.bkvibro.com/en/products/safety-monitors/vibrocontrol-4000/software-vibroexpert-cm-400.html>. – Date of access: 06.02.2013.
14. Диагностика зубчатых передач виброакустическими методами [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autex.spb.ru/pdf/vibro1.pdf> – Дата доступа 24.03.2008.
15. *Мачулов В. Н.* Современные системы технического обслуживания и ремонта оборудования в мировой горнодобывающей отрасли / *В. Н. Мачулов* // Горная промышленность. – 2013. – № 4 (110). – С. 77–80.

16. Власов Ю. А. Организация системы диагностирования карьерных самосвалов по параметрам работающего масла / Ю. А. Власов // Горная промышленность. – 2013. – № 4 (110). – С. 91–94.
17. Кудреватых А. В. Температура масла как параметр диагностики редуктора мотор-колеса карьерного автосамосвала / А. В. Кудреватых // Проблемы карьерного транспорта: материалы 10-й МНПК, Екатеринбург, Институт горного дела. – Екатеринбург: Уральское отделение РАН, 2009. – С. 135–138.
18. Сергеев В. Ю. Диагностические методы и средства контроля для технического аудита узлов и агрегатов карьерных самосвалов / В. Ю. Сергеев // Горная промышленность. – 2009. – № 6(88). – С. 45–47.
19. Радкевич Я. М. Методология оценки качества и управление состоянием горных машин с использованием вибрационных характеристик / Я. М. Радкевич, М. С. Островский, П. Ф. Бойко // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 10. – С. 8–12.
20. Герике Б. Л. Вибромониторинг горных машин и оборудования / Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике. – Кемерово: КГТУ, 2007. – 190 с.
21. Островский М. С. Технология вибромониторинга технического состояния горных машин на этапе эксплуатации / М. С. Островский, Я. М. Радкевич, П. Ф. Бойко // Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – № 10. – С. 2–8.
22. Арпабеков М. И. Технические средства диагностики самоходного горного оборудования и карьерного транспорта / М. И. Арпабеков // Проблемы карьерного транспорта: материалы 10-й МНПК, Екатеринбург, Институт горного дела. – Екатеринбург: Уральское отделение РАН, 2009. – С. 19–24.
23. Хорешок А. А. Метод комплексного диагностирования редукторов мотор-колес карьерных автосамосвалов в условиях предприятий ОАО "УК Кузбассразрезуголь" / А. А. Хорешок, А. В. Кудреватых // Горная промышленность. – 2010. – № 5 (93). – С. 60–64.
24. Бауэр Ф. Предотвратить аварийный останов. Онлайн мониторинг вибрации оборудования на примере электрических одноковшовых экскаваторов / Ф. Бауэр // Горная промышленность. – 2013. – № 4 (110). – С. 41–44.
25. Трубецкой К. Н. Современные системы управления горно-транспортными комплексами / К. Н. Трубецкой [и др.]; Под ред. К. Н. Трубецкого. – СПб.: Наука, 2007. – 306 с.
26. Health and Usage Monitoring Systems HUMS [Electronic resource]. Mode of access: <http://ezinearticles.com/?Health-and-Usage-Monitoring-Systems-HUMS&id=3582130>. Date of access: 06.02.2013.
27. Adrian I. Cuc. Vibration-Based Techniques for Damage Detection and Health Monitoring of Mechanical Systems / I. Cuc. Adrian; University of South Carolina. – 2002. – 113 p.
28. Бортовая система контроля диагностическая [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://farnell.by/?page_id=285. – Дата доступа: 06.02.2013.
29. Полеты вертолётов будут контролироваться новейшей разработкой холдинга "Вертолёты России" – перспективной системой безопасности А-HUMS [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.russianhelicopters.aero/ru/press/news/3093/>. – Дата доступа: 06.02.2013.
30. Grabill Paul. Automated Helicopter Vibration Diagnostics for the US Army and National Guard / Paul Grabill, John Berry, Lem Grant, Jesse Porter / American Helicopter Society 57th Annual Forum, Washington, DC, May 9-11, 2001.
31. Диагностический сканер Cat ET [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.cat.com/>. – Дата доступа: 06.02.2013.
32. Система (VHMS) HD605-7 [Electronic resource]. Mode of access: http://www.komatsuamerica.com/?P=equipment*fl=view*prdt_id=627*info. – Date of access: 06.02.2013.
33. Healthy and wise // Mining Magazine. – 2009. – № 1. – p. 20–23.
34. Taking a Pulse // Mining Magazine. – 2011. – № 1. – p. 19–23.
35. Minescare. Maintenance management / Рекламный проспект MODULAR MINING SYSTEMS, INC. – 2013. – 6 с.
36. Васильев В. Главное средство борьбы с конкурентами / В. Васильев [Электронный ресурс]. – Режим доступа http://www.os1.ru/article/truck/2006_05_A_2006_09_29-17_54_24. – Дата доступа: 02.05.2014.
37. Галямов П. М. Динамика трогания троллейбуса с адаптивной системой управления тяговым электродвигателем / П. М. Галямов, В. Б. Альгин, С. И. Заиченко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1 (6). – С. 34–40.
38. Ишин Н. Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н. Н. Ишин. – Минск: Беларус. навука, 2013. – 432 с.
39. Мигаль В. Д. Техническая диагностика автомобилей: справочное пособие: в 6 т. – Харьков, 2012. – Т. 3 : Методы диагностирования. – 574 с.
40. Мигаль В. Д. Техническая диагностика автомобилей: справочное пособие: в 6 т. – Харьков, 2012. – Т. 4: Средства диагностирования. – 547 с.

References (transliterated)

1. De Silva C. W. Vibration: fundamentals and practice / C. W. De Silva. – Boca Raton: Taylor & Francis, 2006. – 1036 p.
2. Mobil'naja sistema monitoringa sostojanija // Delovoj i tehničeskij žurnal firmy SKF "Evolution". – 2009. – No 2. – P. 24–30.
3. Vibrotest 60 [Electronic resource]. Mode of access: http://www.bkvibro.com/fileadmin/mediapool/Internet/PDF-Files/Documentation/Portable_measuring_instruments/VT-60/vtest60e_V445ff.pdf. Date of access: 06.02.2013.
4. National Instruments Collector [Electronic resource]. Mode of access: <http://www.russia.ni.com>. Date of access: 06.02.2013.
5. Watchman 8603 Vibration Data Collector [Electronic resource]. Mode of access: <http://www.ebay.com/itm/NICE-DLI-Watchman-Model-8603-Vibration-Data-Collector-140828772609>. Date of access: 06.02.2013.
6. Tarakanov V. M. Sistemy nepreryvnogo kontrolja vibracii proizvodstva OOO "Diamekh 2000" / V. M. Tarakanov, O. B. Skvorcov, A. E. Sushko // Vibracionnaja diagnostika. – 2006. – No 4. – P. 15–21.
7. Barkov A. V. Vibracionnaja diagnostika mashin i oborudovanija: ucheb. posobie / A. V. Barkov, N. A. Barkova: M-vo obrazovanija i nauki Ros. Federacii, S.-Peterb. gos. morskoy tekhn. un-t. – SPb.: SPbGMTU, 2004. – 152 p.
8. ViKont [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.vicont.ru/product.html>. – Data dostupa: 06.02.2013.
9. Vibro-Centr [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://vibrocen.ru/>. – Data dostupa: 06.02.2013.
10. Vibrodiagnostika. Obzor sovremennyh priborov dlja vibrodiagnostiki [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: http://sig-nal.narod.ru/new_page_3.htm. – Data dostupa: 06.02.2013.
11. Vibroanalizatory i vibrosborshhiki [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.encotes.ru/?q=node/3>. – Data dostupa: 06.02.2013.
12. Analiz sovremennyh metodov diagnostirovanija kompressornogo oborudovanija neftegazohimicheskikh proizvodstv / V. V. Grib [i dr.] // Neftepereabotka i neftehimija. Nauchno-tehničeskije dostizhenija i peredovoj opyt: inform. sb. / OAO "CNIIJeneftehim". – Moscow: CNIIJeneftehim. – 2002. – No 10. – P. 57–65.
13. Software VIBROEXPERT CM-400 [Electronic resource]. Mode of access: <http://www.bkvibro.com/en/products/safety-monitors/vibro-control-4000/software-vibroexpert-cm-400.html>. – Date of access: 06.02.2013.
14. Diagnostika zubchatykh peredach vibroakustičeskimi metodami [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.autek.spb.ru/pdf/vibro1.pdf>. – Data dostupa 24.03.2008.
15. Machulov V. N. Sovremennye sistemy tehničeskogo obsluživanija i remonta oborudovanija v mirovoj gornodobyvajushhej otrasli / V. N. Machulov // Gornaja promyšlennost'. – 2013. – No 4 (110). – P. 77–80.
16. Vlasov Ju. A. Organizacija sistemy diagnostirovanija kar'ernykh samosvalov po parametram rabotajushhego masla / Ju. A. Vlasov // Gornaja promyšlennost'. – 2013. – No 4 (110). – P. 91–94.
17. Kudrevatyh A. V. Temperatura masla kak parametir diagnostiki reduktora motor-kolesa kar'ernogo avtosamosvala / A. V. Kudrevatyh // Problemy kar'ernogo transporta: materialy 10-j MNPk, Ekaterinburg, Institut gornogo dela. – Ekaterinburg: Ural'skoe otdelenie RAN, 2009. – P. 135–138.
18. Sergeev V. Ju. Diagnostičeskije metody i sredstva kontrolja dlja tehničeskogo audita uzlov i agregatov kar'ernykh samosvalov / V. Ju. Sergeev // Gornaja promyšlennost'. – 2009. – No 6 (88). – P. 45–47.
19. Radkevich Ja. M. Metodologija ocenki kachestva i upravlenie sostojaniem gornykh mashin s ispol'zovaniem vibracionnykh kharakteristik / Ja. M. Radkevich, M. S. Oстровский, P. F. Bojko // Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. – 2008. – No 10. – P. 8–12.
20. Gerike B. L. Vibromonitoring gornykh mashin i oborudovanija / B. L. Gerike, I. L. Abramov, P. B. Gerike. – Kemerovo: KGTU, 2007. – 190 p.
21. Oстровский M. C. Tehnologija vibromonitoringa tehničeskogo sostojanija gornykh mashin na etape ekspluatcii / M. S. Oстровский, Ja. M. Radkevich, P. F. Bojko // Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. – 2008. – No 10. – P. 2–8.
22. Arpabekov M. I. Tehničeskije sredstva diagnostiki samokhodnogo gornogo oborudovanija i kar'ernogo transporta / M. I. Arpabekov // Problemy kar'ernogo transporta: materialy 10-j MNPk, Ekaterinburg, Institut gornogo dela. – Ekaterinburg: Ural'skoe otdelenie RAN, 2009. – P. 19–24.
23. Horeshok A. A. Metod kompleksnogo diagnostirovanija reduktorov motor-koles kar'ernykh avtosamosvalov v uslovijakh predpriyatij OAO "UK Kuzbassrazrezugol" / A. A. Horeshok, A. V. Kudrevatyh // Gornaja promyšlennost'. – 2010. – No 5 (93). – P. 60–64.
24. Baujer F. Predotvratit' avarijnij ostanov. Onlajn monitoring vibracii oborudovanija na primere jelektričeskikh odnokovshovykh jekskavatorov / F. Baujer // Gornaja promyšlennost'. – 2013. – No 4 (110). – P. 41–44.

25. *Trubeckoj K. N.* Sovremennye sistemy upravlenija gorno-transportnymi kompleksami / *K. N. Trubeckoj [i dr.]*; Pod red. *K. N. Trubeckogo*. – S.-Peterburg : Nauka, 2007. – 306 p.
26. Health and Usage Monitoring Systems HUMS [Electronic resource]. Mode of access: <http://ezinearticles.com/?Health-and-Usage-Monitoring-Systems-HUMS&id=3582130>. Date of access: 06.02.2013.
27. *Adrian I. Cuc*. Vibration-Based Techniques for Damage Detection and Health Monitoring of Mechanical Systems / *I. Cuc, Adrian*; University of South Carolina. – 2002. – 113 p.
28. Bortovaja sistema kontrolja diagnosticheskaja [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: http://farnell.by/?page_id=285. – Data dostupa: 06.02.2013.
29. Polety vertoljotov budut kontrolirovat'sja novejshej razrabotkoj holdinga "Vertoljoty Rossii" – perspektivnoj sistemoj bezopasnosti A- HUMS [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.russianhelicopters.aero/ru/press/news/3093/>. – Data dostupa: 06.02.2013.
30. *Grabill Paul*. Automated Helicopter Vibration Diagnostics for the US Army and National Guard / *Paul Grabill, John Berry, Lem Grant, Jesse Porter* / American Helicopter Society 57th Annual Forum, Washington, DC, May 9-11, 2001.
31. Diagnosticheskij skaner Cat ET [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.cat.com/> – Data dostupa: 06.02.2013.
32. Sistema (VHMS) HD605-7 [Electronic resource]. Mode of access: http://www.komatsuamerica.com/?P=equipment*П=view*prdt_id=627*info. – Date of access: 06.02.2013.
33. Healthy and wise // Mining Magazine. – 2009. – No 1. – p. 20–23.
34. Taking a Pulse // Mining Magazine. – 2011. – No 1. – p. 19–23.
35. Minecare. Maintenance management /Advertising booklet MODULAR MINING SYSTEMS, INC. – 2013. – 6 p.
36. *Vasil'ev V.* Glavnoe sredstvo borby s konkurentami / *V. Vasil'ev* [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa http://www.os1.ru/article/truck/2006_05_A_2006_09_29-17_54_24. – Data dostupa: 02.05.2014.
37. *Galjamov P. M.* Dinamika troganija trolleybusa s adaptivnoj sistemoj upravlenija tjavovym jelektrodvigatelem / *P. M. Galjamov, V. B. Al'gin, S. I. Zaichenko* // *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov*. – 2009. – No 1 (6). – p. 34–40.
38. *Ishin N. N.* Dinamika i vibromonitoring zubchatykh peredach / *N. N. Ishin*. – Minsk: Belarus. navuka, 2013. – 432 p.
39. *Migal' V. D.* Tehnicheskaja diagnostika avtomobilej: spravocnoe posobie: v 6 vol. – Kharkov, 2012. – Vol. 3: Metody diagnostirovanija. – 574 p.
40. *Migal' V. D.* Tehnicheskaja diagnostika avtomobilej: spravocnoe posobie: v 6 vol. – Kharkov, 2012. – Vol. 4: Sredstva diagnostirovanija. – 547 p.

Received 20.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Вибродіагностика зубчастих передач мобільних машин / Н. Н. Ішин, С. А. Гаврилов, Н. Н. Максимченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 51–58. – Бібліогр.: 40 назв. – ISSN 2079-0791.

Вибродиагностика зубчатых передач мобильных машин / Н. Н. Ишин, С. А. Гаврилов, Н. Н. Максимченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 51–58. – Бібліогр.: 40 назв. – ISSN 2079-0791.

The vibration diagnostics of the mobile machines tooth gears / N. N. Ishin, S. A. Gavrilo, N. N. Maksimchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 51–58. – Bibliogr.: 40. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ішин Микола Миколайович – доктор технічних наук, доцент, державна наукова установа "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", директор науково-технічного центру "Кар'єрна техніка", м. Мінськ, Білорусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ішин Николай Николаевич – доктор технических наук, доцент, государственное научное учреждение "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси" директор научно-технического центра "Карьерная техника", г. Минск, Беларусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Ishin Nikolay Nikolaevich, Doctor of Technical Sciences, Docent, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", Director of Scientific and Technical Center of Quarry Machinery, Minsk, Belarus; tel.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Гаврилов Сергій Олексійович – кандидат технічних наук, директор виробничо-сервісного підприємства "Полтава-Автокомплект", м. Комсомольськ Полтавської обл.; тел. : +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Гаврилов Сергей Алексеевич – кандидат технических наук, директор производственно-сервисного предприятия "Полтава-Автокомплект", г. Комсомольск Полтавской обл.; тел.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Gavrilov Sergey Alekseevich – Candidate of Technical Sciences, Director of Production Service Company "Poltava-Autocomplect", Komsomolsk Poltavskoj obl.; tel.: +38-05348-33832; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Максимченко Наталія Миколаївна – кандидат технічних наук, державна наукова установа "Об'єднаний інститут машинобудування Національної академії наук Білорусі", провідний науковий співробітник лабораторії приводних систем і технологічного обладнання, м. Мінськ, Білорусь; тел. +375-17-284-08-71; e-mail: maksnat2001@mail.ru.

Максимченко Наталья Николаевна – кандидат технических наук, государственное научное учреждение "Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси", ведущий научный сотрудник лаборатории приводных систем и технологического оборудования, г. Минск, Беларусь; тел. +375-17-284-08-71; e-mail: maksnat2001@mail.ru.

Maksimchenko Natalia Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences, State Scientific Institute "The Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus", leading research worker of Laboratory of Driven System and Process Equipment, Minsk, Belarus; tel. +375-17-284-08-71; e-mail: maksnat2001@mail.ru.

УДК 621.833.67

Р. О. КАЙДАЛОВ**ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ ГІБРИДНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВЕДУЧОГО КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ**

Проаналізовано структурні схеми побудови гібридних силових установок. Визначено найбільш перспективну схему побудови гібридних силових установок з урахуванням особливостей використання військової колісної техніки. Розглянуто схему гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля як з асиметричним встановленням електродвигуна так і з його співвісним розташуванням відносно входного валу планетарної передачі. Визначено співвідношення між потужністю від електричного та теплового двигуна для реалізації прискореного режиму руху.

Ключові слова: гібридна силова установка, гібридний автомобіль, електромеханічний привід ведучого колеса, планетарний механізм.

Проанализированы структурные схемы построения гибридных силовых установок. Определена наиболее перспективная схема построения гибридных силовых установок с учетом особенностей использования военной колесной техники. Рассмотрены схемы гибридного электромеханического привода ведущего колеса автомобиля как с асимметрично установленным электродвигателем так и с его соосным расположением относительно входного вала планетарной передачи. Определено соотношение между мощностью от электрического и теплового двигателя для реализации ускоренного режима движения.

Ключевые слова: гибридная силовая установка, гибридный автомобиль, электромеханический привод ведущего колеса, планетарный механизм.

The article analyzes the conceptual approaches and schematics to build a hybrid car. An advantages and disadvantages of four basic principles of building a hybrid powerplant. It is shown that the vehicle of any type of hybrid technology is more efficient, economical and environmental energy than a similar vehicle with a traditional power plant. The possibility of using a hybrid propulsion for military wheeled vehicles and selected the most promising scheme of hybrid technology. An electromechanical hybrid circuit driving wheel drive vehicle as an asymmetrical installation of the electric motor and coaxial with its location relative to the input shaft of the planetary gear. The correlation between the capacity of electric and heat engine to implement accelerated motion mode.

Keywords: hybrid, hybrid vehicle, the driving wheel electromechanical drive, planetary gear.

Вступ. Аналіз ринку автомобілів демонструє зростання продажів нових зразків, а особливо економічних та екологічно чистих автотранспортних засобів, до яких відносяться гібридні автомобілі. Проведені маркетингові дослідження свідчать про підвищений попит, особливо в останні роки, саме на гібридні або синергетичні автомобілі. Прогнозований річний обсяг продажів цих машин в Україні щорічно буде зростати на 30–50 % та до 2018 року вийде на запланований обсяг у 50000 одиниць [1].

Попередниками гібридного приводу ведучих коліс були багатопоточні трансмісії, які використовували диференціальні механізми для розподілу і сумування потоків потужності.

В гібридних автомобілях для більш економічної витрати палива та підвищення екологічної чистоти використовуються спеціальні високовольтні акумуляторні батареї та тягові електричні двигуни (ЕД), які повністю замінюють, або частково допомагають двигунам внутрішнього згорання (ДВЗ) при різних режимах роботи автомобіля. Під час гальмування та русі за інерцією відбувається зворотній процес: електричні машини працюють у режимі генератора та заряджають акумуляторну батарею через спеціальний пристрій – перетворювач напруги (інвертор). Крім того, замість стандартного генератора встановлюють високовольтний стартер-генератор, який під час роботи ДВЗ заряджає акумуляторну батарею через перетворювач напруги, а при необхідності проводить автоматичний пуск ДВЗ [2].

На даний час існує декілька концептуальних підходів та схемних рішень до побудови гібридного автомобіля. Конструктивно гібридні силові установки поділяють на чотири структурні схеми, що відрізняються як схемними рішеннями, так і потужністю використаних ЕД [2, 3].

Перша схема побудови гібридних силових установок (рис. 1) заснована на використанні оберненої електри-

чної машини (стартер-генератора) малої потужності (2–4 кВт). До автомобілів побудованих за цією схемою слід віднести: Toyota Crown, Ford Fiesta. Ці автомобілі мають систему "Stop-Start", яка автоматично відключає ДВЗ при зупинці, а при гальмуванні або при русі за інерцією здійснюється заряд акумуляторної батареї при відключеному ДВЗ, економія палива складає не більше 10 % від аналогічних машин з ДВЗ [2–4]. На схемах (рис. 1–4) потоки механічної енергії позначені подвійною стрілкою, а потоки електричної енергії – одинарною.

Силовая установка за другою структурною схемою гібридизації (рис. 2) використовує тяговий ЕД потужністю до 25 кВт, який генерує механічну енергію паралельно з ДВЗ таким чином, що еквівалентна потужність формується з потужності ДВЗ та електродвигуна [2–4].

Ця схема найбільш ефективна на старті та при інтенсивному розгоні транспортного засобу, коли крутний момент електродвигуна максимальний. За таким принципом побудовано автомобіль Honda Civic з електричним двигуном потужністю до 15 кВт, що дозволяє економити до 25 % палива та до 80 % зменшувати викиди шкідливих речовин у порівнянні з аналогами [2–4].

Третій принцип побудови гібридних автомобілів (рис. 3) засновано на використанні електричних двигунів з потужністю від 30 кВт. Це дозволяє транспортним засобам рухатись у різних режимах руху: при використанні енергії тільки від ДВЗ; на електротязі; або комбінованому режимі коли сумісно використовується енергія ДВЗ і ЕД, що підвищує не тільки динамічні властивості автомобілів а й їх надійність [2–4].

При цьому перерозподіл механічної енергії до ведучих коліс автомобіля виконується або механічно за допомогою планетарного механізму, або електричним шляхом. Для погодження роботи на усіх режимах використовується перетворювач напруги і керуючий комп'ютер. Автомобіль Toyota Prius II, що побудований за цим принципом, до 90 % менше забруднює зов-

© Р. О. Кайдалов, 2016

нішне середовище та має значну економію палива у порівнянні з аналогічними автомобілями з ДВЗ [2–4]. Наявність переваг транспортних засобів, що побудовані

за цією схемою, дозволила використання Toyota Prius II у якості патрульного автомобіля для Національної поліції України.

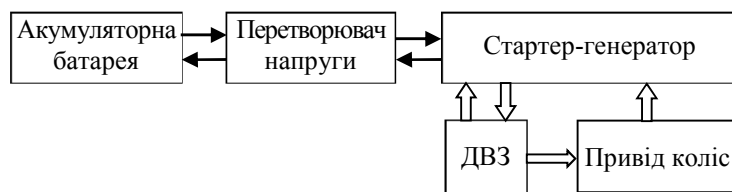


Рис. 1 – Структурна схема гібридної силової установки зі стартер-генератором потужністю від 2 до 4 кВт

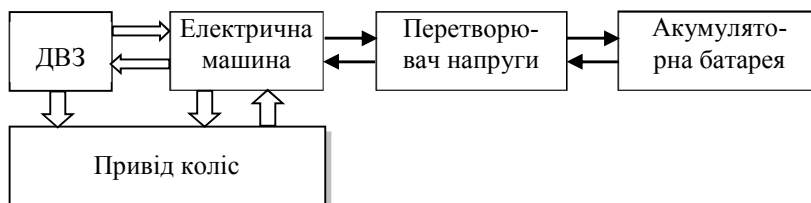


Рис. 2 – Структурна схема гібридної установки з електричною машиною потужністю до 25 кВт

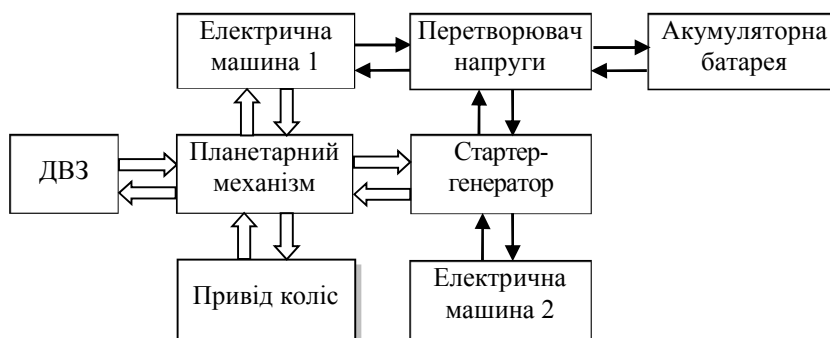


Рис. 3 – Структурна схема гібридної силової установки з двома тяговими електричними машинами

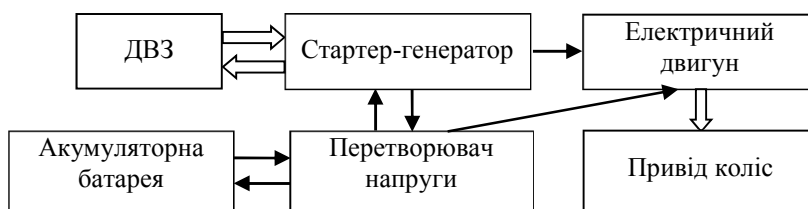


Рис. 4 – Структурна схема гібридної установки без кінематичного зв'язку ДВЗ з ведучими колесами

До четвертого принципу побудови гібридної силової установки відносяться схемні рішення, в яких відсутній кінематичний зв'язок ДВЗ з ведучими колесами. За цією схемою побудови гібридної установки (рис. 4) механічна енергія з ДВЗ через генератор перетворюється в електричну, що подається у тяговий електромеханічний привід коліс та витрачається для заряду акумуляторної батареї [2–4].

За цією схемою побудовано кар'єрні великовантажні автомобілі-самоскиди, наприклад БелАЗ, в яких потужний дизель-генератор постачає електричну енергію у мотор-колеса. До переваг цієї схеми побудови гібридної установки слід віднести: відсутність механічної трансмісії; зниження питомої витрати палива та токсичності відпрацьованих газів за рахунок стабілізації режимів роботи ДВЗ за потужністю та частотою обертання; можливість електронного керування кожного колеса. Негативними якостями цієї електротрансмісії є:

зменшення ККД за рахунок подвійного перетворення енергії (механічна енергія ДВЗ – електрична енергія генератора – механічна енергія електричного двигуна); збільшення не підресованої маси автомобіля за рахунок вбудованих у колеса ЕД, що призводить до погіршення показників керування [2–4].

Таким чином, аналіз структурних принципів побудови гібридних силових установок автомобілів дозволяє стверджувати, що:

- автомобіль з будь-яким типом гібридної технології є більш ефективним, енергетично економічним та екологічним, ніж аналогічний транспортний засіб з традиційною силовою установкою;

- недоліком першого принципу гібридизації є те, що ЕД малої потужності 2–4 кВт не використовують для додаткової тяги у комбінованому режимі з ДВЗ, що зменшує надійність цієї силової установки;

- недоліком конструкції другого принципу побудови гібридної силової установки є те, що електричні двигуни великої потужності (до 25 кВт) не використовуються для автономного приводу автомобіля, що покращило б економічні та екологічні показники, особливо в міських умовах руху;

- третій принцип побудови гібридних автомобілів, можна вважати одним із найбільш перспективних, тому що він має найвищі показники енергетичної економічності та екологічності, а при цьому потужність та динаміка розгону кращі ніж у аналогічних автомобілів з традиційною силовою установкою;

- четвертий принцип побудови є також перспективним, як з точки зору електронного керування та розподілу енергетичних потоків, так і у разі економічних та екологічних характеристик [2, 3].

Специфіка використання військової колісної техніки, полягає у русі: в різних дорожніх умовах (бездоріжжя, дороги з різним дорожнім покриттям), що вимагає підвищення запасу тягової сили; у складі автомобільних колон на значні відстані з максимально можливою середньою швидкістю руху, що вимагає підвищення показників динамічності та маневреності; в умовах отримання бойових пошкоджень, що вимагає підвищення надійності силової установки.

З урахуванням цих особливостей військової колісної техніки найбільш перспективною є використання схеми гібридної силової установки за третім принципом побудови. Тому проблема дослідження кінематики та динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса з планетарним механізмом є актуальною.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. На даний час питанням дослідження кінематики та динаміки механічного приводу ведучого колеса автомобілів з ДВЗ присвячено багато робіт, але вони не враховують особливості електромеханічного приводу гібридних енергетичних установок. Проблемами теорії та практики гібридних автомобілів займаються такі вчені як Бажинов О. В., Двадненко В. Я., Серіков А. В., Смирнов О. П. [1–7], але ці праці стосуються здебільшого електронного управління електричними двигунами.

Дослідженню одноконтурних та двоконтурних диференціальних передач присвячені роботи [8–13]. У вказаних роботах розглянуті трансмісії, в яких один потік потужності пропускається через фрикційний варіатор, в якому відбувається безступенева зміна передаточного числа. Завдяки розподілу потоків потужності, використання варіатора на шляху одного із потоків і планетарному механізму – суматору потоків потужності, вдається управляти великими потужностями за рахунок малих. Однак у відомих дослідженнях не розглянуто привід ведучого колеса одночасно від двигуна внутрішнього згоряння та електричного двигуна.

Дослідженням приводу ведучого колеса з планетарним колісним редуктором присвячено ряд робіт С. С. Гутирі та В. П. Ягліньського [14–17], які також не враховують особливості комбінованого (електромеханічного) приводу ведучих коліс.

Тому існує необхідність в продовженні досліджень кінематики та динаміки саме гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса з планетарним механізмом.

Мета та постановка задач дослідження. Метою дослідження є підвищення динамічних властивостей

автомобілів за рахунок використання гібридного електромеханічного приводу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити кінематику запропонованого гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса;
- провести силовий та аналізи потужностей запропонованого приводу.

Дослідження кінематики запропонованого електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля. Пропонуються два варіанти конструкції гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля (рис. 5). У першому варіанті (рис. 5, а) електричний двигун встановлено асиметрично планетарному механізму приводу ведучого колеса. У другому варіанті (рис. 5, б) вал ЕД виконано трубчастим, що дозволяє встановити останній співвісно вхідному валу планетарної передачі.

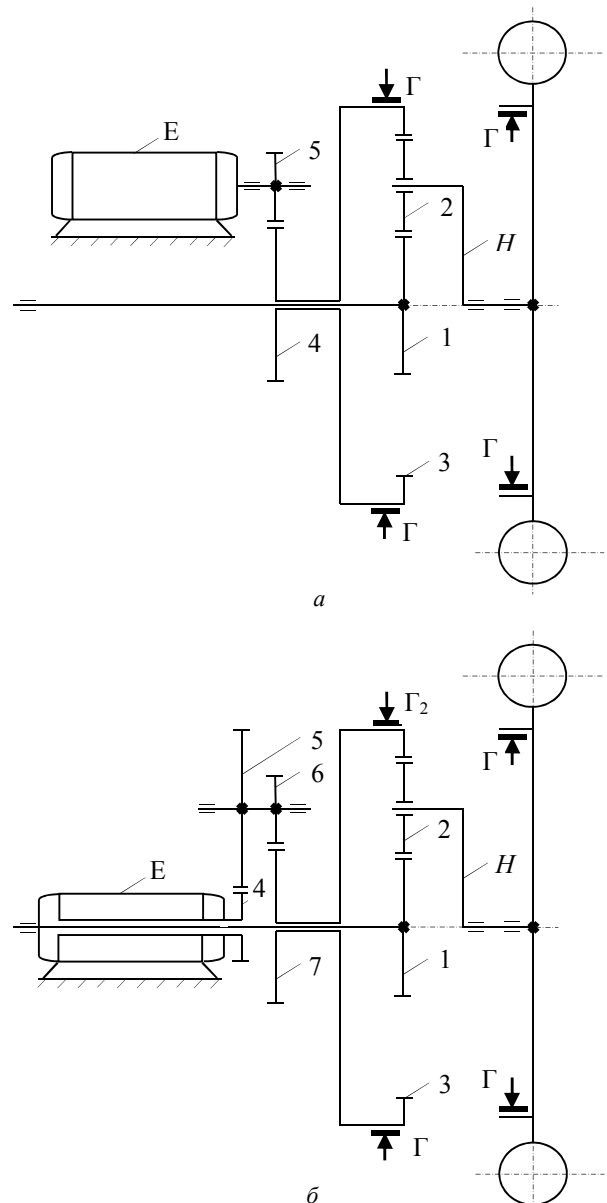


Рис. 5 – Схема гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля:
а – з асиметричним встановленням електродвигуна;
б – з співвісним встановленням електродвигуна

Для проведення кінематичного і динамічного аналізу гібридного приводу розглянемо схему планетарного механізму (рис. 6).

Використовуючи метод зупинки водила H , запишемо формулу Вілліса для планетарного механізму Джемса [18]

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}, \quad (1)$$

де ω_1 ; ω_3 ; ω_H – кутові швидкості 1-го, 3-го зубчатих коліс та водила H ;

z_1 ; z_3 – числа зубів 1-го та 3-го коліс.

Із рівняння (1) визначимо кутову швидкість ω_H водила H , яке жорстко зв'язане з ведучим колесом [18]

$$\omega_H = \frac{\omega_1 + \frac{z_3}{z_1} \omega_3}{1 + \frac{z_3}{z_1}}. \quad (2)$$

При зупиненому гальмівному Γ_2 (рис. 5) зубчастому епіциклічному колесі 3 ($\omega_3 = 0$) вираз (2) прийме вигляд [18]

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}}. \quad (3)$$

Передаточне число $U_{1-H}^{(3)}$ планетарного механізму Джемса від вала зубчастого колеса 1 до вала водила H при зупиненому колесі 3 [18]

$$U_{1-H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (4)$$

З виразу (2) видно, що змінюючи величину і напрямок кутової швидкості ω_3 можна навіть змінити напрямок обертання вала водила H , яке жорстко пов'язано з колесом. Граничне значення кутової швидкості ω_3 , при якому кутова швидкість ω_H дорівнює нулю [18]

$$\omega_{3\text{lim}} = -\frac{z_1}{z_3} \omega_1. \quad (5)$$

При

$$|\omega_{3\text{lim}}| > \frac{z_1}{z_3} \omega_1 \quad (6)$$

водило H та ведуче колесо будуть обертатись в протилежний бік [18].

Таким чином, зменшуючи ω_3 та вмикаючи електродвигун для роботи на реверс, можна плавно змінювати рух автомобіля з руху вперед на рух назад. Вказаний перехід буде плавним. У відмінності від традиційного переходу для автомобілів з механічною трансмісією, що включає в себе загальмування машини і перемикавання передач, у даному випадку буде відсутній час спрацювання (у функції часу буде відсутня не лінійність типу "зазор").

Силевий та аналізи потужності електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля. Рівновага планетарного механізму визначається умовою (рис. 6) [18]

$$M_H = M_1 + M_3, \quad (7)$$

де M_H – крутний момент на вихідному валу планетарного механізму (на валу водила H);
 M_1 , M_3 – крутні моменти на вхідних валах планетарного механізму (валах 1-го та 3-го коліс).

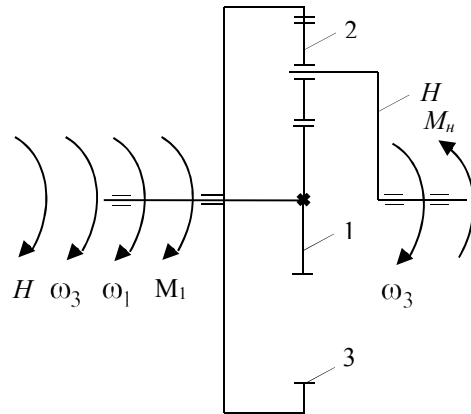


Рис. 6 – Схема планетарного механізму бортової передачі з двома ступенями свободи

Крутний момент M_H на валу водила H (на ведучому колесі) можна визначити як [18]

$$M_H = \frac{r_d}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a), \quad (8)$$

де r_d – динамічний радіус ведучих коліс;

n – число ведучих коліс автомобіля;

$\sum P_o$ – сума сил зовнішнього опору руху автомобіля;

m_a – маса автомобіля;

\dot{V}_a – лінійне прискорення автомобіля.

Потужність N_H на ведучому колесі автомобіля [18]

$$N_H = \omega_H \cdot M_H = M_H \frac{V_a}{r_d}, \quad (9)$$

де V_a – лінійна швидкість автомобіля.

Підставляючи (8) у (9), визначимо потужність [18]

$$N_H = \frac{V_a}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a). \quad (10)$$

Із рівняння (2) визначимо [12]

$$\omega_3 = \frac{z_1}{z_3} \left[\omega_H \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) - \omega_1 \right]. \quad (11)$$

Враховуючи, що $\omega_H = V_a / r_d$, перетворимо (11) до вигляду [18]

$$\omega_3 = \frac{z_1}{z_3} \left[\frac{V_a}{r_d} \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) - \omega_1 \right]. \quad (12)$$

Із рівняння (7) визначимо з урахуванням (8) [18]

$$M_3 = M_H - M_1 = \left[\frac{r_d}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a) - M_1 \right]. \quad (13)$$

Потужність на валу зубчастого колеса 3 (рис. 6) [18]

$$N_3 = M_3 \cdot \omega_3 = \left[\frac{r_d}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a) - M_1 \right] \times \left[\frac{V_a}{r_d} \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) - \omega_1 \frac{z_1}{z_3} \right]. \quad (14)$$

Проводячи перетворення (14), отримаємо з урахуванням співвідношення (10)

$$N_3 = N_n \left(1 - \frac{\omega_1 \cdot r_d}{V_a} \right) \cdot \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right) \quad (15)$$

Потужність електричного двигуна $N_{ед}$ пов'язана з потужністю на валу зубчастого колеса 3 (рис. 6) співвідношенням

$$N_3 = N_{ед} \cdot \eta_{ед-3}, \quad (16)$$

де $\eta_{ед-3}$ – ККД зубчастої передачі від електричного двигуна до валу колеса 3, для схеми на рис. 1, а

$$\eta_{ед-3} = \eta_{3-4}; \quad (17)$$

для схеми на рис. 1, б

$$\eta_{ед-3} = \eta_{4-5} \cdot \eta_{6-7}, \quad (18)$$

де η_{3-4} ; η_{4-5} ; η_{6-7} – ККД зубчастих пар, для циліндричних пар можна прийняти

$$\eta_{3-4} = \eta_{4-5} = \eta_{6-7} = 0,988. \quad (19)$$

Частка потужності на ведучому колесі, що створюється електроприводом

$$\frac{N_{ед}}{N_n} = \frac{1}{\eta_{ед-3}} \left[1 - \frac{\omega_1 \cdot r_d}{V_a \left(1 + \frac{z_3}{z_1} \right)} \right] \quad (20)$$

Висновки:

1. В статті запропоновано два варіанти реалізації гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса, що дозволяє підвищити динамічні властивості автомобіля.

2. Отримані аналітичні вирази дозволяють здійснювати синтез гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля та проводити його кінематичний, динамічний та розрахунки потужностей.

3. Визначено співвідношення між потужністю від електричного двигуна та потужністю від теплового двигуна для реалізації прискореного режиму руху автомобіля.

4. Отримані результати у подальшому будуть використані для вибору раціональних параметрів електричної частини приводу ведучого колеса, що забезпечать мінімальну витрату енергії на рух гібридного автомобіля.

5. Потребують подальших досліджень можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля.

Список літератури

1. Бажинів О. В. Конверсія легкового автомобіля в гібридний / О. В. Бажинів, В. Я. Двадненко, М. Хакім. – Харків : ХНАДУ, 2014. – 160 с.
2. Бажинів О. В. Гібридні автомобілі / О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, та ін. – Харків : ХНАДУ, 2008. – 27 с.
3. Бажинів О. В. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, та ін. – Х. : ХНАДУ, 2011. – 236 с.
4. Бажинів А. В. Концепція створення екологічно чистого автомобіля / А. В. Бажинів, О. П. Смирнов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Луганськ : СНУ. В. Даля, 2006. – № 7. – С. 15–19.

5. Смирнов О. П. Характерні режими роботи гібридної силової установки автомобіля / О. П. Смирнов, В. І. Калмиков // Автомобільний транспорт: сб. научн. тр. – Харьков : РИО ХНАДУ. – 2006. – Вып. 18. – С. 13–15.
6. Смирнов О. П. Шляхи вдосконалення гібридних силових установок автомобілів / О. П. Смирнов, О. І. Репницький // Вестник ХНАДУ. – 2010. – № 49. – С. 26–28.
7. Дембіцький В. М. Вибір компоновальної схеми гібридного автомобіля та визначення режимів його руху / В. М. Дембіцький // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ. – 2012. – Вып. 37. – С. 75–81.
8. Шабанов К. Д. Замкнутые дифференциальные передачи / К. Д. Шабанов. – М. : Машиностроение, 1972. – 160 с.
9. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1967. – 404 с.
10. Передаточные механизмы. Сборник статей: под ред. В. Ф. Мальцева и Б. А. Пронина – М. : Машиностроение, 1971. – 424 с.
11. Фаробин Я. Е. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1968. – 384 с.
12. Петров В. А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / В. А. Петров. – М. : Машиностроение, 1968. – 384 с.
13. Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин / А. С. Антонов. – Ленинград : Машиностроение, 1975. – 480 с.
14. Гутыржа С. С. Частотні характеристики планетарних колісних редукторів троллейбусів / С. С. Гутыржа, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин // Вісник СевНТУ. Серія Механіка, енергетика, екологія: Збірник наукових праць. – Севастополь : СевНТУ. – Вып. 133. – 2012. – С. 340–345.
15. Гутыржа С. С. Моделювання частотних характеристики планетарного колісного редуктора / С. С. Гутыржа, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ "ХПІ", 2013. – № 1 (975). – С. 35–43.
16. Гутыржа С. С. Форми і критерій пов'язаності коливань планетарного колісного редуктора / С. С. Гутыржа, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2015. – № 35 (1144). – С. 347–355.
17. Gregory A. Schultz, Lung-Wen Tsai, Naritomo Higuchi, Ivan C. Tong, "Development of a Novel Parallel Hybrid Transmission", SAE International, 2001. Paper Number: 2001-01-0875.
18. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

References (transliterated)

1. Bazhynov O. V. Konversija legkovogo avtomobilja v gibrydnyj / O. V. Bazhynov, V. Ja. Dvadnenko, M. Hakim. – Kharkiv : KhNADU, 2014. – 160 p.
2. Bazhynov O. V. Gibrydny avtomobil / O. V. Bazhynov, O. P. Smyrnov, S. A. Sjerikov, ta in. – Kharkiv : KhNADU, 2008. – 327 p.
3. Bazhynov O. V. Synergetychnyj avtomobil'. Teorija i praktyka / O. V. Bazhynov, O. P. Smyrnov, S. A. Sjerikov, ta in. – Kharkiv : KhNADU, 2011. – 236 p.
4. Bazhynov A. V. Konceptyja sozdanyja ekologychesky chystogo avtomobilja / A. V. Bazhynov, O. P. Smyrnov // Visnyk Shidno-ukrai'ns'kogo nacional'nogo universytetu im. Volodymyra Dalja. – Lugans'k : SNU. V. Dalja, 2006. – № 7. – pp. 15–19.
5. Smyrnov O. P. Harakterni rezhymy roboty gibrydnoi' sylovoi' ustanovky avtomobilja / O. P. Smyrnov, V. I. Kalmykov // Avtomobil'nyj transport: sb. научн. тр. – Kharkov : RYO KhNADU. – 2006. – Вып. 18. – pp. 13–15.
6. Smyrnov O. P. Shljahy vdoskonalennja gibrydnyh sylovyh ustanovok avtomobiliv / O. P. Smyrnov, O. I. Repnyč'kij // Vestnyk KhNADU. – 2010. – № 49. – pp. 26–28.
7. Dembic'kij V. M. Vybir komponoval'noi' shemy gibrydnoho avtomobilja ta vyznachennja rezhymiv jogo ruhu / V. M. Dembic'kij // Naukovi notatky. – Luc'k : LNTU, 2012. – Вып. 37. – pp. 75–81.
8. Shabanov K. D. Zamknutye differencial'nye peredachi / K. D. Shabanov. – Moscow : Mashinostroenie, 1972. – 160 p.
9. Pronin B. A. Besstupenchatye klinoremennye i frikcionnye Peredachi (variatory) / B. A. Pronin, G. A. Revkov. – Moscow : Mashinostroenie, 1967. – 404 p.
10. Peredatochnye mehanizmy. Sbornik statej: pod red. V. F. Mal'ceva i B. A. Pronina – Moscow : Mashinostroenie, 1971. – 424 p.
11. Farobin Ja. E. Avtomaticheskoe upravlenie besstupenchatyh peredach samohodnyh mashin / Ja. E. Farobin. – Moscow : Mashinostroenie, 1968. – 384 p.
12. Petrov V. A. Avtomaticheskoe upravlenie besstupenchatyh peredach samohodnyh mashin / V. A. Petrov. – Moscow : Mashinostroenie, 1968. – 384 p.
13. Antonov A. S. Silovye peredachi kolesnyh i gusenichnyh mashin / A. S. Antonov. – Leningrad : Mashinostroenie, 1975. – 480 p.
14. Gutyryja S. S. Chastotni harakterystyky planetarnyh kolisnyh reduktoriv troleybusiv / S. S. Gutyryja, V. P. Jaglins'kij, A. M. Chanchin // Visnyk

- SevNTU. Serija Mehanika, energetyka, ekologija: Zbirnyk naukovykh prac'. – Sevastopol' : SevNTU. – Vyp. 133. – 2012. – P. 340–345.
15. Gutyrya S. S. Modeljuvannja chastotnykh harakterystyky planetarnogo kolisnogo reduktora / S. S. Gutyrya, V. P. Jaglins'kyj, A. M. Chanchin // Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu "KhPI". Zbirnyk naukovykh prac'. Serija: Mashynoznavstvo ta SAPR. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. – № 1 (975). – P. 35–43.
16. Gutyrya S. S. Formy i kryterij pov'jazanosti kolyvan' planetarnogo kolisnogo reduktora / S. S. Gutyrya, V. P. Jaglins'kyj, A. M. Chanchin // Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu "KhPI". Zbirnyk naukovykh prac'. Serija: Problemy mehanichnogo pryvodu. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 35 (1144). – pp. 347–355.
17. Gregory A. Schultz, Lung-Wen Tsai, Naritomo Higuchi, Ivan C. Tong, "Development of a Novel Parallel Hybrid Transmissio", SAE International, 2001. Paper Number : 2001-01-0875.
18. Artobolevskij Y. Y. Teoryja mehanyzmov y mashyn. / Y. Y. Artobolevskij. – Ucheb. dlja vtuzov. – 4-e yzd., pererab. y dop. – Moscow : Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lyt., 1988. – 640 p.

Надійшла (received) 20.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження кінематики та динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля / Р. О. Кайдалов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 59–64. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2079-0791.

Исследование кинематики и динамики гибридного электромеханического привода ведущего колеса автомобиля / Р. О. Кайдалов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 59–64. – Библиогр.: 18 назв. – ISSN 2079-0791.

Study kinematics and dynamics of a hybrid electromechanical drive wheel drive car / R. O. Kaidalov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 59–64. – Bibliogr.: 18. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кайдалов Руслан Олегович – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, докторант докторантури та ад'юнктури, м. Харків; тел.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

Кайдалов Руслан Олегович – кандидат технических наук, доцент, Национальная академия Национальной гвардии Украины, докторант докторантуры и адъюнктуры, г. Харьков; тел.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

Kaidalov Ruslan Olegovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Academy of the National Guard of Ukraine, doctoral and doctoral Postgraduate School, Kharkiv; tel.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

УДК 621.833

П. М. КАЛІНІН, Ю. О. ОСТАПЧУК, Ю. В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, В. І. ЮСОВ, В. І. СЕРИКОВ

ДО ПИТАННЯ ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СТУПІНЧАСТИХ ЗУБЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

Розглянуто задачу оптимального проектування ступінчастих зубчастих редукторів. На прикладі конічно-циліндричного редуктора вирішена задача оптимального розподілу загально передаточного числа редуктора по ступеням з метою мінімізації його габаритних розмірів. Для вирішення задачі застосований метод допустимих множин. Наведені результати чисельного дослідження інформаційної множини редуктора. Проаналізовані існуючі рекомендації по розподілу передаточних чисел по ступеням редуктора та наведені рекомендації по вибору оптимально-раціональних рішень такого розподілу в умовах різних обмежень на критерії якості. Зроблені висновки по результатам проведених досліджень.

Ключові слова: оптимальне проектування, конічно-циліндричний редуктора, загальне передаточне число, твердість матеріалів, габаритні розміри, параметри оптимізації, критерії якості, інформаційна множина, таблиця іспитів, оптимально-раціональне рішення.

Рассматривается задача оптимального проектирования ступенчатых зубчатых редукторов. На примере коническо-цилиндрического редуктора решена задача оптимального распределения общего передаточного числа редуктора между ступенями с целью минимизации его габаритных размеров. Для решения поставленной задачи предлагается использовать метод допустимых множеств. Приведены результаты численного исследования информационного множества редуктора. Проанализированы существующие рекомендации по распределению передаточных чисел по ступеням редуктора и приведены рекомендации по выбору оптимально-рациональных решений при разных ограничениях на критерии качества. Сделаны выводы по результатам проведенных исследований.

Ключевые слова: оптимальное проектирование, коническо-цилиндрический редуктор, общее передаточное число, габаритные размеры, параметры оптимизации, критерии качества, информационное множество, таблица испытаний, оптимально-рациональное решение.

The problem of optimal design of the stepped gear reducers. For example, bevel-helical gear set and resolved the problem of the optimal distribution of the total gear ratio between the stages to minimize the overall size of the gearbox. As the overall size of the gear used in its conventional length, height, width, area of the front surface and volume. To solve this problem are encouraged to use the method of admissible sets, which is based on PSI method. The results of numerical investigation of the information set gear. Analyzed the existing recommendations on the distribution ratios for steps bevel-helical gear units and provides guidelines for choosing the optimum rational decisions under different constraints on the quality criteria. Conclusions based on the results of the research. The proposed campaign to optimize the bevel-helical gear can be generalized to other types of stepped gear reducers.

Keywords: optimal design, bevel-helical gear unit, total gear ratio, dimensions, parameters optimization, quality criteria, the parameter space, the information set, test table, optimally-efficient solution.

© П. М. Калінін, Ю. О. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко, В. І. Юсов, В. І. Сериков, 2016

Вступ. Загальновідомо, що проблема оптимізації є однією із центрових у техніці, бо яку б технічну задачу не вирішував інженер, він завжди намагається знайти найкраще рішення – оптимальний варіант.

Ефективність оптимального проектування зубчастих редукторів, зокрема, ступінчастих зубчастих редукторів пов'язана із проблемою багатокритеріального оцінювання проектних рішень, що суттєво ускладнюється численною множиною зв'язків між параметрами редукторів і різноманітними ознаками їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості, а також суб'єктивністю результатів їхнього згортання в інтегральний критерій на основі експертно устанавлюваного вектору пріоритетів.

До головних параметрів ступінчастих зубчастих редукторів відносять загальне передаточне число, оптимальний розподіл якого між ступенями редуктора безумовно слід вважати актуальною задачею.

Аналіз літературних джерел. В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування зубчастих редукторів, зокрема, ступінчастих редукторів, розглядається широке коло задач [1-8], але загальної методології проектування таких технічних об'єктів не створено.

Ускладнення задач проектування ступінчастих зубчастих редукторів полягає у тому, що вони, безумовно, є багатокритеріальними, нелінійними, із суперечливими цільовими функціями, а тому конструктору важко вибрати обґрунтоване компромісне рішення. Класичні методи оптимізації і більшість нових пошукових методів оптимізації призначені, як правило, лише для рішення однокритеріальних задач.

Характерними обмеженнями, що стримують широке впровадження методів оптимізації в інженерну практику проектування редукторів, є відсутність єдиного універсального підходу до побудови проектно-математичних моделей, які відображають послідовно-ітераційний процес проектування редукторів, недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольованість точності рішень, що базуються на експертних оцінках.

Відомо, що оптимальний варіант конструкції ступінчастого редуктора в значній мірі залежить від раціонального розподілу загального передаточного числа u_o на окремі ступені і від забезпечення повного використання несучої здатності кожного ступеня.

Розподіл передаточного числа u_o ступінчастого редуктора виконується за різними критеріями: мінімальних маси та габаритних розмірів редуктора, рівномірності швидкохідного та тихохідного ступеня; однакового занурення коліс швидкохідного та тихохідного ступеня у мастило; мінімальних габаритів редуктора у площині, що перпендикулярна до вісї обертання тощо.

Універсальних рекомендацій до розподілу передаточних чисел, що задовольняють усім перерахованим вимогам, не існує [3, 5].

Відсутність загальних методів оптимального розподілу u_o зубчастих редукторів спонукає пошуку та розробці часткових методів та рекомендацій.

Достатньо повний аналіз публікацій по проблемам оптимального проектування зубчастих механізмів, зокрема рядових і ступінчастих механізмів, наведений у роботі [6]. У роботі відзначається, що у якості критеріїв оптимізації зубчастих механізмів різного призначення на практиці приймають: суму міжосьових відстаней, об'єм редуктора, довжину або висоту редуктора, масу редуктора або масу його коліс, рівномірність за контактними напруженнями та напруженнями згину.

Для редукторів приладобудування додатково розглядають у якості критеріїв приведений момент інерції системи, кутову похибку обертання вихідного валу, коефіцієнт корисної дії. У роботі наведені рекомендації по оптимізації параметрів дво- і триступінчастих циліндричних редукторів, багатоступінчастих механізмів приладів, зокрема, багатоступінчастих планетарних механізмів, за різними (означеними вище) критеріями якості.

У висновках роботи [6] відзначається практично ідентичні аналітичні залежності оптимального передаточного числа ступені для розрахунку показників маси, габаритів та інерційності, що дозволяє оптимізувати конструкцію за сукупністю вказаних параметрів без операції формування єдиної інтегрованої цільової функції. Проте, питання оптимального проектування конічно-циліндричних редукторів у роботі [6] не розглядають, і, взагалі, цим питанням приділено значно менша уваги.

При розгляді задачі проектування редукторів спеціального призначення у роботі [2] наведено методику побудови аналітичної залежності для вибору передаточних чисел ступенів двоступінчастого редуктора за умови рівності діаметрів коліс двох ступенів редуктора, а також для виконання цієї ж умови наведена залежність для визначення передаточного числа u_2 тихохідної циліндричної передачі конічно-циліндричного редуктора

$$u_2 = 1,85 \sqrt[3]{u_o \cdot \psi_{ba} \cdot \left(\frac{\sigma_{HP2}}{\sigma_{HP1}} \right)^2}, \quad (1)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт відносної ширини вінців зубчастих коліс циліндричної передачі;
 σ_{HP2} , σ_{HP1} – допустимі контактні напруження для циліндричної та конічної передач, відповідно.

Проте у роботі відсутні рекомендації по вибору, наприклад, коефіцієнта ψ_{ba} , значення якого впливає на кінцеві результати проектування (див. далі).

У роботі [3] також за умови рівності діаметрів коліс двох ступенів конічно-циліндричного редуктора рекомендовані залежності

$$u_2 = \frac{4,2}{\sqrt[3]{\theta_H}} \cdot \frac{a_W}{d_{e2}} \sqrt[3]{u_o \cdot \psi_{ba}} \cdot 1,2 - 1, \quad \text{при } K_{HL} < 1; \quad (2)$$

$$u_2 = \frac{4,2}{\sqrt[3]{\theta_H}} \cdot \frac{a_W}{d_{e2}} \sqrt[3]{u_o \cdot \psi_{ba}} - 1, \quad \text{при } K_{HL} = 1, \quad (3)$$

де a_W , d_{e2} – міжосьова відстань циліндричної передачі і діаметр колеса конічної передачі, відповідно;
 θ_H – коригуючий коефіцієнт;

K_{HL} – коефіцієнт тривалості циліндричної передачі.

Для випадку $a_W / d_{e2} = 1,4$ та твердості коліс $HRC \geq 40$ у роботі наведені спрощені формули

$$u_2 \approx 3,1 \cdot \sqrt[3]{u_o \cdot \psi_{ba}} - 1, \quad \text{при } K_{HL} < 1; \quad (4)$$

$$u_2 \approx 2,6 \cdot \sqrt[3]{u_o \cdot \psi_{ba}} - 1, \quad \text{при } K_{HL} = 1. \quad (5)$$

Складність використання цих залежностей полягає у тому, що K_{HL} залежить від швидкості обертання зубчастих коліс редуктора, які у свою чергу залежать від розподілу передаточних чисел редуктора, котре ще невідоме.

Для забезпечення умов змащування зубчастих коліс шляхом їх самозанурення у мастильну ванну рекомендовано [7] використовувати наступні залежності:

$$u_1 = (0,22\dots 0,28)u_o, \quad (6)$$

або

$$u_1 = (0,9\dots 0,95)\sqrt{u_o}. \quad (7)$$

Менші значення рекомендовано вибирати при великих u_o , яке чисельно ця величина не визначена. До речі діапазон рекомендованих за (6) чисел u_1 сягає 30 %, що свідчить про точність цієї рекомендації.

У роботі [5] за умов рівномірності зубчастих коліс та їх однакового занурення у мастильну ванну для конічно-циліндричних редукторів загального призначення рекомендована залежність

$$u_2 = 1,1 \cdot \sqrt{u_o}. \quad (8)$$

Близька до цієї рекомендації і загальна рекомендація по вибору передаточного числа u_1 конічно-циліндричних редукторів [9, 10, 11, 12]:

$$u_1 = 0,9 \cdot \sqrt{u_o}. \quad (9)$$

У роботі [1] констатовано, що розподіл передаточних чисел по ступеням у багатоступінчастих редукторах виконується звичайно за умови мінімізації повної маси зубчастих коліс і рекомендовано оптимальне передаточне число u_1 для двоступінчастого циліндричного редуктора визначати з рівняння

$$u_1^3 \left(K_{21} + \frac{K_{12}}{u_o^2 K_0} \right) - u_1 \left(K_{11} + \frac{K_{22}}{K_0} \right) - 2 \left(K_{11} + u_o \frac{K_{22}}{K_0} \right) = 0, \quad (10)$$

де K_0 – коефіцієнт, що характеризує завантаженість зубчастих коліс редуктора;

K_{ij} – коефіцієнт заповнення i -го зубчастого колеса j -го ступеня редуктора ($i = 1, 2, j = 1, 2$).

Цікавим є висновок, що мінімальні значення повної маси зубчастих коліс мало міняються у значному діапазоні зміни величини u_1 . Це свідчить про те, що без значних втрат у масі можна змінювати величину u_1 при заданому u_o в достатньо широкому діапазоні з метою забезпечення тим чи іншим конструктивним вимогам.

Відзначимо, що знайдене з (10) значення u_1 для конічно-циліндричного редуктора треба збільшити на 20–25% [1].

Аналізуючи, наведені рекомендації, відзначаємо, що вони різні і безпосередньо не направлені на мінімізацію габаритних розмірів двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора, проте цими рекомендаціями широким, зокрема у початковому процесі, користуються.

Мета роботи – розглянути задачу оптимального розподілу загального передаточного числа u_o для двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора та сформулювати рекомендації по цьому питанню.

Метод дослідження. Постановка задачі оптимального проектування зубчастого редуктора пов'язана із вирішенням традиційних проблем: побудови проектно-математичної моделі (ПММ) об'єкта проектування $Q(a)$, вибору вектору параметрів оптимізації $a(a_1, a_2, \dots, a_r)$, складання вектору критеріїв якості $F(F_1, F_2, \dots, F_n)$, вибору методу пошуку оптимального рішення.

Процес оптимально-раціонального проектування зубчастих редукторів у загальному виді був розглянутий у роботі [4] з використанням методу допустимих множин, у основі якого лежить ідеологія PSI method [13].

Якщо якість проектованого редуктора залежить від r параметрів a_1, a_2, \dots, a_r , то для кожної точки $A(a_1, a_2, \dots, a_r)$ у просторі параметрів G_A , яка задовольняє параметричним $a_j^* \leq a_j \leq a_j^{**}$ ($j = \overline{1, r}$) та функціональним $f_t(a) \leq 0$ ($t = \overline{1, m}$) обмеженням, з використанням ПММ можна побудувати n критеріїв якості F_1, F_2, \dots, F_n , що формують множину G_F критеріїв. Для зручності при формуванні критеріїв якості F_1, F_2, \dots, F_n прийнято, що кращий варіант редуктора відповідає меншому значенню критерія якості.

Побудована множина $G = G_A + G_F$ є інформаційною множиною проектованого редуктора, аналіз якої дозволяє визначити варіант або варіанти оптимально-раціональних параметрів редуктора.

За алгоритмом методу допустимих множин після побудови множини G_F визначають граничні значення F_k^* та F_k^{**} критеріїв якості: $F_k^* \leq F_k \leq F_k^{**}$ ($k = \overline{1, n}$), що характеризує ресурсні можливості якості об'єкта проектування, з якими далі працює "Рада спеціалістів" ("РАДА"). "РАДА", виходячи з поняття "якісний редуктор", встановлює допустимі обмеження F_{pk} на критерії якості:

$F_k \leq F_{pk}$ ($k = \overline{1, n}$) (при необхідності і функціональні обмеження $f_t(F) \leq 0$) і формує множину $G_{FP}(F_{p1}, F_{p2}, \dots, F_{pn})$.

Якщо "РАДА" не може визначитись з обмеженнями F_{pk} , то треба або більш докладніше просканувати простір G_A у додаткових точках A_+ або переглянути постановку задачі оптимізації. Після формування множини G_{FP} визначаються відповідні множини Q_k параметрів, що задовольняють усім обмеженням $F_k \leq F_{pk}$, будують множину D допустимих рішень ($D = Q_1 \cap Q_2 \cap Q_3 \cap \dots \cap Q_n$) і визначають її повноту μ – кількість точок $A_j \in D$ ($j = \overline{1, \mu}$).

У разі $\mu = 0$ "РАДА" або пом'якшує окремі допустимі границі F_{pk}^+ критеріїв якості або збільшує інформаційну множину G за рахунок додаткових точок A_+ з подальшою перевіркою повноти μ нової множини D_+ .

У разі $\mu \neq 0$ усі точки $A_j \in D$ ($j = \overline{1, \mu}$) вважаються оптимально-раціональними точками а їх координати (a_{1j}, a_{2j}, a_{3j}) визначають оптимально-раціональні параметри проектованого редуктора, бо при цих параметрах виконуються усі встановлені допустимі (бажані) критерії якості редуктора.

До речі у разі великої кількості μ оптимально-раціональних рішень (ОРР) поставленої задачі оптиміза-

ції "РАДА" може встановити більш жорсткі обмеження F_{pk}^+ на деякі критерії якості.

Важлива роль у процесі оптимізації належить і якості проектно-математичної моделі (ПММ) проектування редуктора, яка складається із аналітичних залежностей, таблиць, графічних та статистичних даних, рекомендацій та вимог ДСТУ, ГОСТів і таке інше. Універсальною та єдиною ПММ проектування редукторів не існує, як не існує і єдиного алгоритму проектування конічно-циліндричних редукторів. Звичайно така ПММ оформлюється у вигляді комп'ютерної програми, яка відповідає сучасній ідеології проектування, включає практичні рекомендації до методики проектування, а також сучасну інформаційно-довідкову базу.

До переліку важливих проблем оптимального проектування належить і вибір ефективних параметрів a_1, a_2, \dots, a_r оптимізації, бо необгрунтоване збільшення їх кількості суттєво ускладнює пошук оптимального рішення.

Результати чисельного розрахунку. Для ілюстрації викладеної методології оптимально-раціонального проектування зубчастого редуктора розглянемо, як приклад, проектування звичайного конічно-циліндричного редуктора (рис. 1) за наступними вихідними даними [15]: $T_{III} = 940$ Н·м – крутний момент на вихідному валу редуктора; $n_1 = 1910$ об/хв – частота обертання вхідного вала редуктора; $u_o = 20$ – передаточне число; матеріал зубчатих коліс – сталь 45, термообробка – ТВЧ, допустиме контактне напруження для обох передач $\sigma_{HPr} = 800$ МПа. Додатково приймаємо: режим навантаження – "Важкий"; тип навантаження – нереверсивний; коефіцієнт перевантаження $K_A = 2,2$; термін роботи – "Довгостроковий". У якості ефективних параметрів оптимізації обираємо параметри $(a_1, a_2, a_3) = (u_2, \psi_k, \psi_{bd})$. Тут u_2 – передаточне число циліндричної передачі редуктора; ψ_k, ψ_{bd} – коефіцієнти відносної ширини конічної та циліндричної передач редуктора, на які були накладені обмеження $0,2 \leq \psi_k \leq 0,3$ та $0,5 \leq \psi_{bd} \leq 0,8$ або $0,5 \leq \psi_{bd} \leq 1,25$ в залежності від твердості поверхні зубців коліс [1, 3, 5, 9, 12].

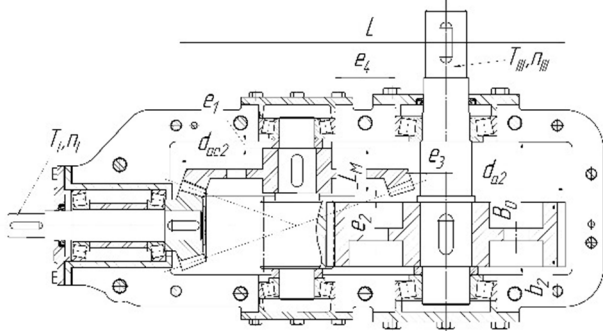


Рис. 1 – Схема проектного редуктора

У якості критеріїв якості редуктора обрано його габаритні розміри. В загальному вигляді габарити редуктора визначають його довжина L , висота H , ширина B , площа поверхні S та об'єм V . Не виділяючи головний габаритний параметр редуктора, який визначає його мінімальні розміри, розглядаємо задачу оптимального проектування редуктора як багатокритеріальну і формуємо п'ять локальних критеріїв якості F_k , що характеризують його умовні габаритні розміри [9, 12, 14]:

$$F_1 = L = 0,5(d_{a2} + d_{ae2}) + a_w + 2,2 \cdot h;$$

$$F_2 = H = \max(d_{a2}, d_{ae2}) + 1,2 \cdot h + 5 \cdot m_n;$$

$$F_3 = B = \max(d_{ae1} - \frac{b}{\sqrt{1+u_1^2}}, \frac{b_1+b_2}{2} + e_2) + L_M + 2 \cdot e_1;$$

$$F_4 = S = L \cdot H / 10^2; \quad F_5 = V = L \cdot B \cdot H / 10^5.$$

де d_{ae1}, d_{ae2}, b – діаметри і ширина вінця конічних коліс редуктора, відповідно;
 d_{a2}, b_2, b_1 – діаметр циліндричного колеса і ширина вінців колеса і шестерні, відповідно;
 a_w, m_n – міжосьова відстань і модуль циліндричної передачі;
 L_M – довжина маточини конічного колеса;
 h – товщина стінки корпусу редуктора;
 e_1, e_2 – зазори (див. рис. 1).

Беручи до уваги, що єдиного підходу до визначення габаритних розмірів редуктора не існує, вибрані залежності для розмірів редуктора є умовними. Вони орієнтовані на розміри порожнини корпусу редуктора, але які безпосередньо залежать від обраних параметрів оптимізації $(a_1, a_2, a_3) = (u_2, \psi_k, \psi_{bd})$. Фактичні геометричні параметри редуктора будуть інші, бо додатково враховують розміри корпусу, що охоплює вхідний вал редуктора, розміри вихідного вала та розміри фланців корпусу редуктора, які від параметрів оптимізації не залежать.

Для побудови множини G_F критеріїв якості використовувалась ПММ "Редуктор43" на основі комп'ютерних програм $DM40$ та $DM30$, що входять до складу навчально-дистанційного комплексу НДК-DM, розробленого на кафедрах інженерної механіки НАНГУ і ДМтаПМ НТУ "ХП".

ПММ "Редуктор43" орієнтована на сучасні підходи [2, 5, 12, 14] до проектування конічно-циліндричних редукторів і, зокрема, передбачає визначення розмірів валів, підшипників, корпусних елементів редуктора із узгодженням їх з рядом R_a40 нормальних чисел та перевірки умов забезпечення конструктивних зазорів $e_i (i = 3, 4)$ (див. рис. 1).

Сканування простору параметрів G_A здійснювалося рівномірно методом "кубічної решітки" [13] та за допомогою генератора випадкових чисел. Суттєвої різниці у побудованих інформаційних множинах G ці методи сканування не дали, проте метод решітки виявився зручнішим для аналізу результатів дослідження.

Фрагмент побудованої множини G з номерами та координатами відповідних точок $A(a_1, a_2, a_3)$ простору G_A наведений у табл. 1, а у табл. 2 представлена частина побудованої таблиці іспитів множини G , у якій усі іспити упорядковані відносно погіршення кожного F_k локального критерія якості.

Аналіз таблиці іспитів множини G (див. табл. 2), по-перше, показав, що оптимального значення (кращого варіанта за усіма критеріями якості $F_k (k = \overline{1, n})$) розподілу u_o у просторі G не існує. У подальшому можна збільшити розмірність простору G шляхом проведення додаткових іспитів, але це не гарантує знаходження найкращого варіанту. До речі не відомо чи є взагалі такий найкращий варіант. Практика проектування зубчастих редукторів показує, що таких варіантів не існує.

Таблиця 1 – Елементи множини G

A (a ₁ , a ₂ , a ₃)	u ₂	Критерії якості				
		F ₁	F ₂	F ₃	F ₄	F ₅
17 (2,1,1)	3,309	396,8	256,0	98,0	1016	995,5
18 (2,1,2)	3,309	391,8	251,3	103,5	984,5	1019
20 (2,1,4)	3,309	361,9	225,2	113,0	815,0	920,9
24 (2,2,4)	3,309	360,6	225,2	113,0	812,0	917,5
35 (3,1,3)	3,488	372,7	236,4	106,5	881,1	938,3
36 (3,1,4)	3,488	361,9	226,3	112,0	818,9	917,1
39 (3,2,3)	3,488	367,3	236,4	106,5	868,2	924,6
40 (3,2,4)	3,488	356,4	226,3	112,0	806,5	903,3
56 (4,2,4)	4,025	372,3	239,1	112,0	890,2	997,0
60 (4,3,4)	4,025	364,7	239,1	112,0	872,0	976,6
67 (5,1,3)	3,846	381,8	248,7	103,5	949,5	982,8
100 (7,1,4)	4,204	373,6	249,2	101,5	931,1	945,1
104 (7,2,4)	4,204	371,3	249,2	101,5	925,3	939,2
108 (7,3,4)	4,204	367,9	249,2	101,5	916,7	930,4
109 (7,4,1)	4,204	422,1	299,7	89,0	1265	1126
112 (7,4,4)	4,204	366,6	249,2	101,5	913,6	927,3
128 (8,4,4)	4,383	372,0	258,0	101,5	959,6	974,0
129 (9,1,1)	4,562	427,9	307,1	90,4	1314	1187
157 (10,4,1)	4,740	437,3	318,3	92,0	1392	1280
241 (16,1,1)	5,814	478,4	366,8	95,9	1755	1682
265 (17,3,1)	5,993	453,0	348,7	89,5	1580	1414
269 (17,4,1)	5,993	450,9	348,7	87,0	1572	1368
270 (17,4,2)	442,6	341,2	87,0	1510	1510	1314
301 (19,4,1)	6,350	470,2	369,2	88,1	1736	1529
305 (20,1,1)	6,529	481,4	378,0	92,5	1520	1683
317 (20,4,1)	6,529	476,4	378,0	87,9	1801	1583
320 (20,4,4)	6,629	423,4	328,5	90,0	1391	1252

Таблиця 2 – Таблиця іспитів множини G

A	F ₁	A	F ₂	A	F ₃	A	F ₄	A	F ₅
40	356,4	24	225,2	269	87,0	40	806,5	40	903,3
24	360,6	20	225,2	270	87,0	24	812,0	36	917,1
36	361,9	36	226,3	271	87,0	20	815,0	24	917,5
20	361,9	40	226,3	317	87,9	36	818,9	20	920,9
60	364,7	35	236,4	318	87,9	39	868,2	39	924,6
112	366,6	39	236,4	319	87,9	60	872,0	112	927,3
39	367,3	52	239,1	301	88,1	35	881,0	108	930,4
108	367,9	56	239,1	302	88,1	52	884,0	35	938,3
52	369,7	60	239,1	303	88,1	56	890,2	104	939,2
104	371,3	23	240,1	313	88,7	23	906,1	100	945,1
...									
241	478,4	309	378,0	24	113,0	309	1808	241	1682
305	481,4	305	378,0	20	113,0	305	1820	305	1683

Таблиця 3 – Результати пошуку оптимально-раціональних точок простору G

k	F _k *	F _k **	max C _k	Значення коефіцієнтів C _k для (11)								
				1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	356,4	481,4	35	20	10	17,5	17,5	3	20	20	20	1
2	225,2	378,0	68	20	10	17,5	17,5	12,5	5	5	20	1
3	87,0	113,0	30	20	10	17,5	17,5	17,5	20	25	20	30
4	806,5	1820	226	20	10	17,5	50	50	20	20	20	1
5	903,3	1683	186	20	10	17,5	17,5	17,5	20	20	3	1
Повнота μ множини D				9	0	4	15	1	0	2	1	1
Номер точки A ∈ D						112,108,104,100		112		39,35	112	40

вимагає створювати суб'єктивні комбінації з критеріїв, зменшувати один критерій за рахунок інших. Для підвищення об'єктивного підходу до визначення якісного варіанту проектного редуктора використовують різні варіанти встановлення множини G_{FR} обмежень, зокрема, спеціалістам "РАДИ" послідовно пропонують по одному стовбцю таблиці іспитів і рекомендують назначити обмеження на відповідний критерій якості. Зрозуміло, що

По-друге, аналіз таблиці іспитів дозволяє вирішити задачу оптимального розподілу u_o проектного редуктора за одним критерієм. Наприклад, найкращий варіант розподілу u_o за критерієм F₁ має точка A₄₀ (3,2,4), що відповідає фактичним параметрам редуктора: u₂ = 3,578; ψ_k = 0,2581 та ψ_{bd} = 0,7913. До речі точка A₄₀ відповідає також і найкращим варіантам за критеріями F₄ і F₅. Кращий результат за критерієм F₂ дають точки A₂₄ (2,2,4) і A₂₀ (2,1,4). Найбільш "вузькому" варіанту редуктора (критерій F₃) відповідають точки A₂₆₉ (17,4,1), A₂₇₀ (17,4,2) та A₂₇₁ (17,4,3).

Відзначимо, що отриманий у роботі результат за критерієм F₁ (мінімальної довжини L) суттєво відрізняється від результату роботи [15], де параметру L_{min} відповідає передаточне число u₂ = 7,52. Як проміжний висновок отриманого результату, відзначимо, що наведені у [13, табл. 2] значення головних параметрів оптимального редуктора (d_{e2} = 129,75, b₁₂ = 30,93, a_{w34} = 16,656; b₃₄ = 67,82) відповідають коефіцієнтам ψ_{bd} = 1,704 та ψ_k = 0,446, що суперечить рекомендаціям [1, 3, 5, 9, 12], які були використані у застосованій ПММ "Редуктор43". До речі, отримані нами проміжні результати розрахунків показують, що значення коефіцієнта K_{HP} нерівномірності розподілу навантаження не дорівнює одиниці, як прийнято у роботі [15].

До важливих результатів аналізу таблиць іспитів варто віднести визначення ресурсних можливостей проектного редуктора за усіма критеріями якості, тобто оцінити граничні значення (F_k^{*}, F_k^{**}) критеріїв якості і діапазон їх зміни (табл. 3). Найбільший діапазон зміни мають інтегральні критерії F₄ та F₅ (майже 200 %), а найменший діапазон – критерії F₃ та F₁ (20 % і 30 %, відповідно). Визначення ресурсних можливостей проектного редуктора за усіма локальними критеріями якості дозволяє скорегувати подальший процес оптимізації параметрів редуктора.

Відзначимо, що використаний метод оптимізації технічного об'єкту з використанням "РАДИ" не потребує створювати суб'єктивний глобальний критерій якості, не

"РАДА" зацікавлена в тому, щоб усі локальні критерії F_k були найкращими, однак вона розуміє, що якщо вибирати F_{PK} занадто і необгрунтовано малими, то множина допустимих рішень D може бути пустою.

Для вирішення багатокритеріальної задачі оптимізації габаритів редуктора "РАДА" визначила, як приклад, декілька варіантів обмежень на критерії якості у вигляді (див. табл. 3)

$$F_{pk} = C_k \cdot F_k^* / 100, \quad (k=1,2,\dots,5). \quad (11)$$

Для варіанту 1 ("м'яких") критеріальних обмежень кількість отриманих ОРР велика ($\mu = 9$), а при "жорстких" (варіант 2) обмеженнях ОРР відсутні ($\mu = 0$). Для варіанту 3 ("середніх") обмежень знайдено чотири ОРР: точки $A_{112}, A_{110}, A_{108}, A_{104}$, яким відповідає одне значення параметра $a_1 = 7$ і, відповідно, передаточне число $u_2 = 4,204$ можна вважати оптимально-раціональним. Відзначимо, що для цього варіанту $a_3 = 4$, а це відповідає коефіцієнту ширини $\psi_{bd} = 0,8$. Значення коефіцієнта ψ_k не впливає на якість спроектованого редуктора (для цього варіанта обмежень!).

Якщо критерій F_5 не є лімітуючим (варіант 4), то кількість ОРР сягає десяти, а при бажанні обмежити довжину L та висоту H редуктора (варіант 5) кількість ОРР скоротилася до одного: точка A_{112} .

При бажанні знайти варіанти "низького" спроектованого редуктора "РАДА" встановила варіант 6 обмежень, однак множина D допустимих рішень виявилася пустою. Проте трохи зменшуючи обмеження на "висоту" редуктора (варіант 7) знайдені два ОРР: точки A_{39} та A_{35} . Детальний аналіз множини G_F у цих точках (див. табл. 1)

показує, що точка A_{39} за критерієм F_3 не гірше, а за усіма іншими критеріями (F_1, F_2, F_4, F_5) краще точки A_{35} .

Якщо основним критерієм оптимальності редуктора обрати його об'єм V (варіант 8 обмежень), то оптимальне раціональне рішення відповідає точці A_{112} .

Відзначимо також, що якщо за умовами проектування ширина B редуктора не лімітована (варіант 9 обмежень), то кращий варіант спроектованого редуктора відповідає точці A_{40} .

Таким чином, у результаті оптимізації розподілу загального передаточного числа u_o конічно-циліндричного редуктора між його ступенями нам вдалося знайти декілька варіантів оптимально-раціональних рішень в залежності від прийнятих обмежень на габаритні розміри редуктора.

Цікаво порівняти отримані результати оптимального розподілу u_o для конічно-циліндричного редуктора з рекомендованими розподілами u_{2R} [1, 2, 3, 5, 7, 9–12] (див. вище). Результати такого дослідження наведені у табл. 4.

Порівняльний аналіз отриманих результатів показує, що кращі значення критеріїв якості F_k , тобто, мінімальні габаритні розміри, були досягнуті у процесі пошуку оптимально-раціональних рішень (рядок 8).

Таблиця 4 – Кращі значення критеріїв якості F_k

№ з/п	Розрахункова формула	u_{2R}	x	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	y
1	(1)	3,285	0,735	361,9	225,2	98,0	815,0	920,9	1,07
2	(1)	3,417	0,764	365,1	232,6	96,0	849,1	904,3	1,15
3	(5)	3,802	0,85	373,6	245,5	96,0	917,2	1003	1,25
4	(6)	4,0	0,894	383,2	258,2	94,0	989,3	1024	1,32
5	(10)	4,454	0,996 \approx 1	378,3	263,9	89,0	998,2	1013	1,46
6	(8)	4,92	1,1	395,8	283,8	90,8	1123	1092	1,67
7	(9)	4,97	1,111	394,3	283,8	89,6	1119	1102	1,69
8				356,4	225,2	87,0	806,5	903,3	
9		3,578	0,8	359,8	232,7	96,0	837,3	937,7	
10		3,354	0,75	364,3	228,9	96,0	833,8	942,2	
11		3,488	0,78	356,4	226,3	112,0	806,5	903,3	

Як відзначалося раніше, рекомендовані передаточні числа u_{2R} за рядками 1–3 безпосередньо направлені на забезпечення рівності діаметрів коліс

$$y = d_{a2} / d_{ae2} = 1, \quad (12)$$

а рекомендовані за рядками 4 та 6 – на забезпечення оптимальних умов змашування зубчастих коліс, що також відповідає умові (12). Встановлено, що умова (12) практично виконується тільки для рекомендованого значення $u_{2R} = 3,285$ (рядок 1), яке було обчислене за (1) при прийнятому $\psi_{ba} = 0,28$, але у роботі [2] не наведені рекомендації по вибору ψ_{ba} , бо при розрахунках по (1) і прийнятому $\psi_{ba} = 0,315$ (рядок 2) діаметри коліс вже різняться на 16% ($y = 1,16$).

Не забезпечує умову рівномірності зубчастих коліс редуктора [5] і рекомендоване значення $u_{2R} = 4,92$ (рядок 6): співвідношення фактичних контактних напружень у передачах редуктора складає $\sigma_{H2} / \sigma_{H1} = 1,25$.

Рекомендоване при прийнятих для (10) коефіцієнтах заповнення $K_{ij} = 1$ і коефіцієнті завантаженості $K_0 = 1$ пе-

редаточне число $u_{2R} = 4,454$ (рядок 5) спрямоване на мінімізацію повної маси зубчастих коліс редуктора. Враховуючи високу кореляцію значень величини маси коліс та величини об'єму V , із аналізу табл. 5 робимо висновок, що отриманий об'єм $V = 1013$ редуктора не є найменшим.

Якщо ввести у розгляд коефіцієнт x

$$x = u_{2R} / \sqrt{u_o}, \quad (13)$$

то з табл. 5 видно, що діапазон зміни коефіцієнта x складає (0,735...1,11). При цьому габаритні розміри (довжина, висота, площа та об'єм) редуктора зростають при зростанні x , а ширина редуктора при цьому повільно зменшується. Два додаткових експеримента з $x = 0,8$ та $x = 0,75$ (рядки 10 і 11) підтверджують цю тенденцію. Як висновок з цього, можна рекомендувати вибирати оптимальне значення передаточного числа u_{2R} для спроектованого редуктора за (13) при $x = 0,75 \dots 0,8$. До речі, у цей діапазон потрапляє і знайдене ОРР, що відповідає точці A_{40} (рядок 11). Одночасно відзначаємо, що така рекомендація потребує подальшої перевірки для інших початкових даних, але для розглянутого у роботі прикладу вона є доцільною.

Отримані у роботі результати оптимального проектування ступінчастих редукторів відносяться для конічно-циліндричних редукторів, зубчасті колеса яких виготовлені з однакового матеріалу і мають високу твердість поверхні зубців.

Цікаво розглянути задачу оптимізації розбивки загального передаточного числа конічно-циліндричного редуктора при виготовленні коліс із інших матеріалів.

Існують рекомендації, що для одного редуктора бажано вибирати однакові матеріали для виготовлення усіх зубчастих коліс, як циліндричної так і конічної передачі [3, 5]. Проте вважаючи, що конічна пара у складі редуктора є недовантаженою, бажано для конічної та циліндричної пари вибирати різні матеріали [7]. Відповідно до цього, розглянемо поставлену задачу оптимізації габаритних розмірів конічно-циліндричного редуктора для трьох варіантів матеріалів зубчастих коліс конічної та циліндричної пари: "твердий"- "твердий" (ТТ), "м'який"- "твердий", "м'який"- "м'який" (ММ) матеріали (табл. 5).

У якості "м'якого" (М) матеріалу було обрано сталь 40Х, твердість зубців коліс складає (260–280) НВ, а допустимі контактні напруження $\sigma_{HP} = 510$ МПа. У якості "твердого" (Т) залишаємо матеріал, що використовували раніше.

Таблиця 5 – Елементи таблиць іспитів множини G для різних матеріалів зубчастих коліс

A*)	F ₁	A	F ₂	A	F ₃	A	F ₄	A	F ₅
ТТ									
40* (3,2,4)	356,4	24 (2,2,4)	225,2	269 (7,4,1)	87,0	40 (3,2,4)	806,5	40 (3,2,4)	903,3
МТ									
112 (7,4,4)	373,6	56 (4,2,4)	239,1	109 (7,4,1)	89,2	56 (4,2,4)	908,0	112 (7,4,4)	945,1
60 (4,2,4)	379,8	60 (4,2,4)	239,1	157 (10,4,1)	92,4	60 (4,2,4)	908,0	108 (7,3,4)	967,2
ММ									
24 (2,2,4)	411,9	24 (2,2,4)	256,0	301 (19,4,1)	93,0	24 (2,2,4)	1055	24 (2,2,4)	1608
40 (3,2,4)	412,9	20 (2,1,4)	256,0	265 (17,3,1)	93,2	20 (2,1,4)	1062	20 (2,1,4)	1620

*) у чисельнику показані номери точок A; у знаменнику – координати (a₁, a₂, a₃) точок A.

Як показали результати побудованих таблиць іспитів інформаційних множин G для цих варіантів використання матеріалів, застосування "м'яких" матеріалів збільшує габаритні розміри редуктора, проте отримані рекомендації до розподілу загального передаточного числа редуктора при використанні однакових матеріалів для зубчастих коліс (варіанти ТТ і ММ) збігаються. При використанні різних матеріалів (варіант МТ) рекомендації до розподілу відрізняються від розглянутих вище.

Безумовно, що отримані у роботі результати отримані лише для одного варіанту початкових даних (T_{III}, n₁, u_o) і потребують перевірки для інших початкових даних. Проте отримані результати свідчать, що проблема оптимального проектування конічно-циліндричних та інших типів ступінчастих редукторів продовжує залишатися актуальною.

Надалі планується отримати та узагальнити результати оптимально-раціонального проектування різних типів ступінчастих редукторів, що дозволить цілеспрямовано проводити їх проектування, зокрема, у навчальному процесі, при виконанні курсових проектів.

Висновки:

1. Запропонована методологія оптимально-раціонального проектування ступінчастих редукторів, зокрема, конічно-циліндричних зубчастих редукторів, є достатньо універсальною і може використовуватися як в інженерній так і навчальній практиці проектування спеціальних редукторів.

2. Застосований метод проектування дозволяє при виборі оптимально-раціональних рішень не обмежувати кількість критеріїв якості, а враховувати кожний з них і активно керувати процесом вибору оптимально-раціональних рішень.

3. Проведений аналіз існуючих рекомендацій по розподілу загального передаточного числа для конічно-циліндричних редукторів показав, що вони суттєво різняться, а для розглянутого у роботі приклада проектування не завжди задовольняють задекларованій умові оптимізації.

4. Розроблені рекомендації до розподілу загального передаточного числа конічно-циліндричного редуктора за умовою мінімізації його габаритних розмірів.

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. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Чернавский С. А. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1984. – 799 с.
4. Калинин П. М. Оптимально-рациональное проектирование зубчатых редукторов трансмиссий автомобиля – П. М. Калинин // Вісник НТУ "ХП": 36. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХП", 2012. – № 35. – С. 51–58.
5. Киркач Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
6. Старжинский В. Е. Анализ публикаций по проблеме оптимизации компоновочных схем зубчатых механизмов / В. Е. Старжинский, В. Л. Касинюк [и др.] // Вісник НТУ "ХП": 36. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХП", 2013. – № 40 (1013). – С. 152–165.
7. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.
8. Шехов А. В. Алгоритмы решения задач оптимизации конструкции многоступенчатых зубчатых механизмов – А. В. Шехов // Вісник НТУ "ХП": 36. наук. праць. Тем. вип.: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ "ХП", 2011. – № 28. – С. 171–180.
9. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2007. – 408 с.
10. Кудрявцев В. Н. Детали машин / В. Н. Кудрявцев. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
11. Цехнович Л. И. Атлас конструкций редукторов / Л. И. Цехнович, И. П. Петриненко. – К.: Вища шк., 1990. – 151 с.
12. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин / Л. В. Курмаз. – Х.: Підручник НТУ "ХП", 2010. – 532 с.
13. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.
14. Калинин П. М. Детали машин. Зубчатый редуктор. Практикум / П. М. Калинин. – Х.: Акад.ВВ МВС України. 2006. – 218 с.
15. Иванов К. Я. Зубчатые двухступенчатые редукторы. Выбор оптимальной схемы / К. Я. Иванов, Н. И. Галибей // Вестник СибГАУ. – 2010. – № 1. – С. 45–49.

References (transliterated)

1. Raschet i projektirovanie zubchastyh reduktorov: Spravochnik / V. N. Kudryavcev, I. S. Kuz'min, A. L. Filipenkov; Pod obshh. red. V. N. Kudryavceva. – St. Petersburg: Politehnika, 1993. – 448 p.
2. Pavlyshhe V. T. Osnovi konstruiuvannya ta rozrahunok detalej mashin / V. T. Pavlyshhe. – L'viv: Afisha, 2003. – 560 p.
3. Chernavskij A. S. Proektirovanie mehanicheskikh peredach / S. A. Chernavskij, G. A. Snesarev [et al.]. – Moscow: Mashinostroenie, 1984. – 799 p.
4. Kalinin P. M. Optimal'no-racional'ne proektuvannya zubchastih reduktoriv transmisij avtomobilja – P. M. Kalinin // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija: Problemi mehanicheskogo privodu. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – No 35. – P. 51–58.

5. *Kirkach N. F.* Raschet i proektirovanie detalej mashin / *N. F. Kirkach, R. A. Balasanjan.* – Kharkov : Osnova, 1991. – 276 p.
6. *Starzhinskij V. E.* Analiz publikacij po probleme optimizacii komponovochnyh shem zubchatyh mehanizmov / *V. E. Starzhinskij, V. L. Kasinjuk [et al.]* // *Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija: Problemi mehanichnogo privodu.* – Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. – No 40 (1013). – P. 152–165.
7. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya* / Pod red. *M. N. Erohina.* – Moskow : KolosS, 2005. – 462 p.
8. *Shehov A. V.* Algoritmy resheniya zadach optimizacii konstrukcii mnogostupenchatyh zubchatih mehanizmov – *A. V. Shehov* // *Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Tem. vyp.: Problemi mehanichnogo privodu.* – Kharkiv : NTU "KhPI", 2011. – No 28. – P. 171–180.
9. *Ivanov M. N.* *Detali mashin* / *M. N. Ivanov, V. A. Finogenov.* – Moskow : Vyssh. shk., 2007. – 408 p.
10. *Kudrjavcev V. N.* *Detali mashin* / *V. N. Kudrjavcev.* – Leningrad : Mashinostroenie, 1980. – 464 p.
11. *Cehnovich L. I.* *Atlas konstrukcij reduktorov* / *L. I. Cehnovich, I. P. Petrenko.* – Kiev : Vishha shk., 1990. – 151 p.
12. *Kurmaz L. V.* *Osnovi konstruirovaniya detalej mashin* / *L. V. Kurmaz.* – Kharkiv : Pidruchnyk NTU "KhPI", 2010. – 532 p.
13. *Sobol' I. M.* *Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami* / *I. M. Sobol', R. B. Statnikov.* – Moskow : Drofa, 2006. – 175 p.
14. *Kalinin P. M.* *Detali mashin. Zubchatij reduktor. Praktikum* / *P. M. Kalinin.* – Kharkiv : Akad.VV MVSUkraini. 2006. – 218 p.
15. *Ivanov K. Ja.* *Zubchatye dvuhstupenchatye reduktory. Vybor optimal'noj shemy* / *K. Ja. Ivanov, N. I. Galibej* // *Vestnik SibGAU.* – 2010. – No 1. – P. 45–49.

Поступила (received) 23.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів / П. М. Калінін, Ю. О. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко, В. І. Юсов, В. І. Сериков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 64–71. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

К вопросу оптимально-рационального проектирования ступенчатых зубчатых редукторов / П. Н. Калинин, Ю. А. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко, В. И. Юсов, В. И. Сериков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 64–71. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

On the issue of sustainable design best-stepped gear reducers / P. Kalinin, Yu. Ostapchuk, Yu. Zherezhon-Zaichenko, V. Yusov, V. Serikov / Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 64–71. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Калінін Павло Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, професор кафедри інженерної механіки, м. Харків; тел.: (050) 751-18-09; e-mail: pkalining@gmail.com.

Калинин Павел Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Национальная академия Национальной гвардии Украины, профессор кафедры инженерной механики, г. Харьков; тел.: (050) 751-18-09; e-mail: pkalining@gmail.com.

Kalinin Pavel Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Academy of the National Guard of Ukraine, Professor of department of engineering mechanics, Kharkiv; tel.: (050) 751-18-09; e-mail: pkalining@gmail.com.

Остапчук Юрій Олександрович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри деталей машин та прикладної механіки; тел.: (067) 576-43-12; e-mail: ostapyuri48@gmail.com.

Остапчук Юрий Александрович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры деталей машин и прикладной механики; тел.: (067) 576-43-12; e-mail: ostapyuri48@gmail.com.

Ostapchuk Yuriy Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of details of machines and applied mechanics; tel.: (067) 576-43-12; e-mail: ostapyuri48@gmail.com

Жережон-Зайченко Юрій Вікторович – Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки, м. Харків; тел.: (050) 751-18-39; e-mail: GRV1960@gmail.com.

Жережон-Зайченко Юрий Викторович – Национальная академия Национальной гвардии Украины, доцент кафедры инженерной механики, г. Харьков; тел.: (050) 751-18-39; e-mail: GRV1960@gmail.com.

Zherezhon-Zaichenko Yury Viktorovich – National Academy of the National Guard of Ukraine, Associate Professor of department of engineering mechanics, Kharkiv; tel.: (050) 751-18-39; e-mail: GRV1960@gmail.com.

Юсов Володимир Ігоревич – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент; тел.: (099) 640-53-66; e-mail: yusovvova@mail.ru.

Юсов Владимир Игоревич – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", студент; тел.: (099) 640-53-66; e-mail: yusovvova@mail.ru.

Usov Vladimir Igorevich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student; tel.: (099) 640-53-66; e-mail: yusovvova@mail.ru

Сериков Володимир Іванович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org.

Сериков Владимир Иванович – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший научный сотрудник кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org.

Serikov Vladimir Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org.

УДК 621.833

А. П. КАРПОВ, П. Л. НОСКО, П. В. ФИЛЬ, Г. А. БОЙКО

СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИМЕНЕНИЕМ АСИММЕТРИЧНОЙ ФУНКЦИИ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ

Розроблено математичну модель синтезу раціональних геометричних параметрів зубчастих передач із асиметричною функцією передаточного відношення на основі запропонованих основних і додаткових умов синтезу. Проведено експериментальну оцінку передаточного відношення та резонансних коливань зубчастих передач некруткими колесами. На підставі виконаних досліджень зроблено висновок про доцільність застосування зубчастих передач із асиметричною функцією передаточного відношення для боротьби з резонансними коливаннями, що дозволяє розширити функціональні можливості застосування передач некруткими зубчастими колесами.

Ключові слова: редуктор, зубчаста передача, змінне передаточне відношення, некрутлі зубчасті колеса, вібрація, резонансні коливання, синтез зацеплення.

Разработана математическая модель синтеза рациональных геометрических параметров зубчатых передач с асимметричной функцией передаточного отношения на основе предложенных основных и дополнительных условий синтеза. Проведена экспериментальная оценка передаточного отношения и резонансных колебаний зубчатых передач некрутлыми колесами. На основании выполненных исследований сделано заключение о целесообразности применения зубчатых передач с асимметричной функцией передаточного отношения для борьбы с резонансными колебаниями, что позволяет расширить функциональные возможности применения передач некрутлыми зубчатыми колесами.

Ключевые слова: редуктор, зубчатая передача, переменное передаточное отношение, некрутлые зубчатые колеса, вибрация, резонансные колебания, синтез зацепления.

A mathematical model to synthesize rational geometric parameters of gearing with an asymmetrical function of the gear ratio was developed based on proposed and auxiliary synthesis conditions. A theoretical analysis of the performance of the synthesized gearing by comparing them with the gears having a constant gear ratio. Spend estimate of the resonant vibration for gearing with non-circular gears and asymmetric function of the gear ratio of the excitation pulse. The dependences for determining the boundaries of zones of occurrence of resonant vibrations. Using non-circular gears was shown to be advantageous for preventing resonance oscillations. An experimental study of the gear ratio and resonance oscillations in a two-stage gearbox with non-circular gears was done. The experiments showed no increase in the vibration level in the gearbox. Gear transmissions with the asymmetrical function of the gear ratio were concluded to be efficient for preventing resonance oscillations. This allows extending the applicability of non-circular gear transmissions.

Keywords: gearbox, gear transmission, variable gear ratio, non-circular gears, vibration, resonance oscillations, gear mesh synthesis.

Введение. Создание надежных и долговечных передаточных механизмов является важной научно-практической задачей современного машиностроения, решение которой возможно на основе совершенствования зубчатых передач синтезом рациональных геометрических параметров зацепления. Одним из путей совершенствования зубчатых передач синтезом зацепления, расширяющего их функциональные возможности, является разработка зубчатых передач с переменным передаточным отношением (передач некрутлыми зубчатыми колесами) [1].

Опыт внедрения таких передач, созданных на базе эвольвентного зацепления, показал достоинство их использования в цепных механизмах и приводах машин для выравнивания скоростей движения звеньев и устранения в них динамических нагрузок [2].

Такой подход в полной мере целесообразно применить и для борьбы с резонансными колебаниями в зубчатых передачах, обладающих высокой нагрузочной способностью и получивших широкое распространение в редукторах общего назначения. Как показывает практика, 3-5 % выходов из строя редукторов связано с разного рода вибрациями и резонансными явлениями.

Изучению вопросов снижения виброактивности зубчатых передач круглыми колесами посвящены труды Давыдова Б. Л. [3], Диентберга Ф. М. [4], Айрапетова Э. Л. [5], Генкина М. Д. [5, 6], Петрусевича А. И. [6], Гринкевича В. К. [6], Филиппова А. П., Абрамова Б. М., Тошими Т., Масана К., Уолес Д., Сейрег А., Опитц Г. и др. В этих и других работах показано, что существующие разнообразные методы борьбы с резонансными колебаниями в зубчатых редукторах (назначение закритических и докритических скоростей вращения вала; повышение точности изготовления и монтажа редукторов; изменение конструкции зубчатых колес, корпусов и валов; применение специальных покрытий деталей редуктора; использование динамических гасителей и т.д.)

в большинстве случаев удорожают конструкцию, увеличивают ее массу и габариты, а в ряде случаев малоэффективны и ненадежны [3–5].

Значительный вклад в исследование зубчатых передач с переменным передаточным отношением внесли ученые Литвин Ф. Л. [7, 8], Скуридин М. А. [9], Пыж О. А. [10], Колчин Н. И. [11], Севрюк В. Н. [12], Утутов Н. Л. [13], Kowalczyk L. [14], Smith W.C. [15], Olsson, U. [16], Mundo D. [17], Laczik B. [18], Варсимашвили Р.Ш., Гюнтер Д., Райнгард Б., Кэнчичи М., Кисуко И. и др., которые заложили основы теории создания передач некрутлыми зубчатыми колесами, рассмотрели примеры их практического использования.

Вместе с тем, как показал анализ представленных выше работ, снижение виброактивности зубчатых передач на основе синтеза рациональных геометрических параметров зацепления с переменным передаточным отношением требует решения целого ряда вопросов: выбор функции передаточного отношения; определение основного и дополнительных условий синтеза передач некрутлыми зубчатыми колесами, разработка математической модели синтеза рациональных параметров зацепления и оценка их влияния на виброактивность передачи, др.

Теоретическая часть. Для разработки математической модели синтеза зубчатой передачи некрутлыми колесами используем функцию передаточного отношения с асимметричным законом изменения. Одной из разновидностей асимметричной функции передаточного отношения, обеспечивающей заданный закон преобразования движения, является функция вида [1]:

$$i(\varphi_1) = \frac{r \cdot [\xi + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \cdot \sin(j_1 \varphi_1)}{u \cdot r \cdot [\xi + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \cdot \sin(j_1 \varphi_1)}, \quad (1)$$

в которой три главные показатели асимметричной функции передаточного отношения ξ , j_1 и B характери-

© А. П. Карпов, П. Л. Носко, П. В. Филь, Г. А. Бойко, 2016

зуют степень асимметрии, частоту и величину изменения передаточного отношения соответственно.

В функции (1) i и u – передаточное отношение и передаточное число передачи некруглыми колесами; r – средний радиус центроиды ведущего колеса; φ_1 – угол поворота ведущего некруглого колеса; j_1 – коэффициент асимметричной функции передаточного отношения, равный количеству максимальных значений радиуса центроиды ведущего некруглого колеса.

На рис. 1 представлен график зависимости передаточного отношения i от угла поворота ведущего колеса φ_1 .

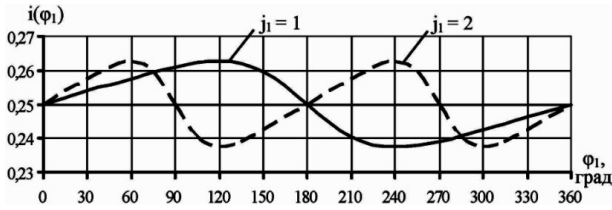


Рис. 1 – Графики асимметричной функции передаточного отношения

Математический анализ $i(\varphi_1)$ (см. рис. 1) показал, что: функция (1) асимметрична относительно своих полупериодов при $\xi > 1$ (рекомендуется значение ξ принимать равным 2); j_1 – целое число. Во избежание несбалансированности масс рекомендуется количество максимальных значений радиусов центроиды принимать $j_1 \geq 2$.

Зависимость показателя B от передаточного числа зубчатой передачи u , межосевого расстояния a_w , коэффициента неравномерности движения механизма δ запишем в виде [19]:

$$B = \frac{a_w u \sqrt{3}}{\delta \cdot (u + 1)} \cdot \left(\sqrt{u^2 + 2u + \delta^2 + 1} - u - 1 \right). \quad (2)$$

Проведенные численные исследования показали, что для существующих типоразмерных рядов зубчатых редукторов значения B лежат в пределах $0 \leq B \leq 13,74$ мм.

Таким образом, использование зависимости (2) позволяет при заданных параметрах u и a_w выбирать рациональное значение B в зависимости от требуемого коэффициента δ из дополнительного условия синтеза $B \leq B_\delta$, где B_δ – показатель асимметричной функции для требуемого δ .

Центроиды зубчатых колес с асимметричной передаточной функцией. На основе найденных ξ , j_1 и B были определены геометро-кинематические параметры передачи, в том числе параметры центроид и поверхностей зубьев [1].

В качестве примера на рис. 2 изображены центроиды передачи, радиусы которых описаны уравнениями:

$$\begin{aligned} \text{для ведущего колеса} \quad r_1 &= r + \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}; \\ \text{для ведомого колеса} \quad r_2 &= u \cdot r - \frac{B \sin(j_1 \varphi_1)}{2 + \cos(j_1 \varphi_1)}. \end{aligned}$$

Влияние асимметричной функции передаточного отношения на силы и моменты в передаче. Принимая скорость вращения ведущего колеса ω_1 и моменты инерции приведенных масс колес $I_{пр.1}$ и $I_{пр.2}$

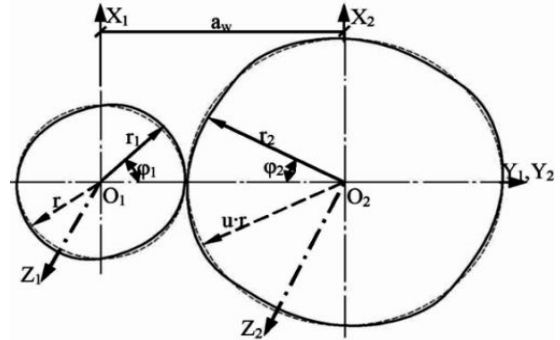


Рис. 2 – Центроиды передачи в неподвижных системах координат $X_1Y_1Z_1$ и $X_2Y_2Z_2$ при $j_1 = 2$:

r и $u \cdot r$ – средние радиусы центроид ведущего и ведомого колес постоянными величинами, уравнение движения машины с некруглыми колесами [6, 7] примет вид:

$$T_{дв} = [T_{п.с} + T_{доб}] \cdot i(\varphi_1),$$

где $T_{дв}$ – момент от движущих сил на валу ведущего некруглого колеса;

$T_{п.с}$ – момент от сил полезных сопротивлений на валу ведомого некруглого колеса;

$T_{доб}$ – добавочный момент, вызванный переменностью передаточного отношения и определяемый зависимостью

$$\begin{aligned} T_{доб} &= I_{пр.2} \varepsilon_1 \frac{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)}{u \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} + \\ &+ \frac{I_{пр.2} \omega_1^2 B j_1 r (1 + u) (1 + 2 \cos(j_1 \varphi_1))}{[u \cdot r \cdot (2 + \cos(j_1 \varphi_1)) - B \sin(j_1 \varphi_1)]^2} + \\ &+ \frac{1}{2} \frac{dI_{пр.2}}{d\varphi_1} \left[\frac{\omega_1 \{ r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1) \}}{u \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \sin(j_1 \varphi_1)} \right]^2, \end{aligned}$$

где ε_1 , ε_2 – угловые ускорения вращения ведущего и ведомого колес.

Анализ результатов, представленных графически на рис. 3, показал, что изменение добавочного момента $T_{доб}$ за один оборот ведущего колеса не превышает 5,8 % от величины внешнего нагрузочного момента. У круглого колеса добавочный момент отсутствует.

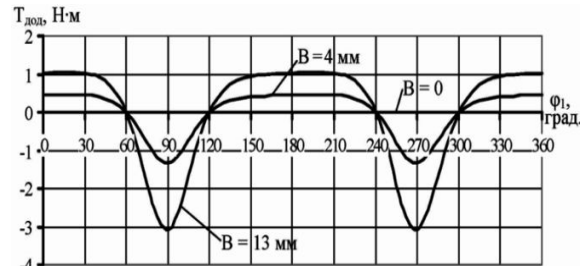


Рис. 3 – Зависимость добавочного момента $T_{доб}$ от угла поворота φ_1

Уравнения для определения нормальных усилий в зацеплении для ведущего и ведомого некруглых зубчатых колес имеет вид:

$$F_{N1(N2)} = \frac{T_{Z11(Z22)} [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{K_{1N(2,N)}}}{p \{ r [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1) \} \sqrt{A_1 \sin \lambda_{1(2)}}}, \quad (3)$$

где T_{Z11} и T_{Z22} – полные моменты действующие на ведущее и ведомое колеса соответственно [1, 12]; K_{1N} и K_{2N} – коэффициенты модуля вектора нормали для поверхностей зубьев [1, 12].

Математический анализ (3) показал, что в зубчатой передаче с асимметричной функцией передаточного отношения нормальные усилия в зацеплении при $T_{дв} = \text{const}$ и $T_{п.с} = \text{const}$ имеют переменные значения, при этом изменение F_N в зацеплении за один оборот ведущего колеса составляет не более 3,7 % от значения для круглых колес.

По результатам проведенного сравнительного анализа синтезированных передач с передачами круглыми колесами сделан вывод о возможности использования зацепления с асимметричной функцией передаточного отношения в редукторах общего назначения.

Влияние асимметричной передаточной функции на зубцовую виброактивность передачи. Как подтверждает опыт эксплуатации [3–6], основной причиной возникновения вибраций, возбуждаемых в зубчатой передаче, является импульсное возбуждение (от соударения зубьев при входе и выходе из зацепления). При этом наиболее виброактивной в зубчатых редукторах является первая ступень. При совпадении или кратности частот собственных и вынужденных колебаний наступает резонанс.

Аналитическая зависимость для нахождения частоты собственных колебаний f_c передачи некруглыми зубчатыми колесами имеет вид [3]:

$$f_c = 3,15 \cdot 10^5 \cdot \frac{(1+u) \cdot \sqrt{1+u^2}}{2a_w u} \quad (4)$$

Уравнение для определения зубцовой частоты вынужденных колебаний f_z передачи с асимметричной функцией передаточного отношения при импульсном возбуждении [1]:

$$f_z = \frac{\omega_1 a_w \{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}}{286,5 \cdot m \cdot (u+1) \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)]} \quad (5)$$

где ω_1 – скорость вращения ведущего колеса;
 m – модуль зацепления.

С учетом (4) и (5) резонансная (критическая) частота вращения ведущего некруглого зубчатого колеса выражается зависимостью:

$$\omega_{1кр} = 8,8 \cdot 10^4 \cdot \frac{m \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot (1+u)^2 \sqrt{1+u^2}}{a_w^2 u \cdot p \cdot \{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}} \quad (6)$$

График зависимости $\omega_{1кр}$ от φ_1 приведен на рис. 4.

Анализ уравнений (4)–(6) показал, что критическая скорость вращения вала $\omega_{1рез}$ с некруглым колесом переменная за один его оборот, величина ее изменения характеризуется показателем B (см. рис. 4). При этом установлено, что в передаче некруглыми зубчатыми колесами f_z является переменной величиной, не совпадает и не кратна f_c . Проведенные теоретические исследования резонансных колебаний зубчатых передач некруглыми колесами позволяют сделать вывод, что асимметричный закон изменения функции передаточного отношения препятствует возникновению резонанса.

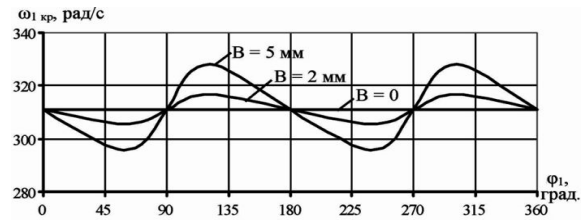


Рис. 4 – Зависимость добавочного момента $T_{доб}$ от угла поворота φ_1

Для уменьшения опасности резонанса скорость вращения ω_1 ведущего некруглого колеса следует назначать из условия [1]:

$$\left| 1 - \frac{\omega_1}{\omega_{1кр}^0} \right| > K \quad (7)$$

где K – коэффициент, определяющий границу зон возникновения резонанса,

$\omega_{1кр}^0$ – резонансная скорость вращения ведущего колеса передачи круглыми колесами, которая определяется зависимостью:

$$\omega_{1кр}^0 = 8,8 \cdot 10^4 \cdot \frac{m \cdot (1+u)^2 \sqrt{1+u^2}}{a_w^2 u \cdot p} \quad (8)$$

С учетом (6), (7), (8) после математических преобразований, уравнение для определения $B_{кр}$ примет вид:

$$B_{кр} = 0,82 \cdot K \cdot \frac{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)]}{\sin(j_1 \varphi_1)}$$

Следовательно, показатель B должен удовлетворять дополнительному условию синтеза: $B \geq B_{кр}$.

Таким образом, показатель B функции $i(\varphi_1)$, характеризующий величину изменения передаточного отношения, должен выбираться из условия $B_{кр} \leq B \leq B_{\delta}$.

Экспериментальная часть. Были проведены экспериментальные исследования по определению коэффициента K и сравнительные испытания зубчатых передач некруглыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения и передач круглыми колесами. Экспериментальные исследования выполнялись с целью практической апробации результатов и выводов, полученных при теоретическом изучении зубчатого зацепления. Эксперимент включал в себя: проверку передаточного отношения; сравнительную оценку резонансных колебаний передачи некруглыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения (при различных значениях коэффициента K) и передачи круглыми колесами. Для этого:

- спроектировано и изготовлено приспособление к зубофрезерному станку для нарезания зубьев на некруглом колесе;

- по результатам проведенных теоретических расчетов синтезированы и изготовлены экспериментальные некруглые зубчатые колеса с асимметричной функцией передаточного отношения для двухступенчатого редуктора;

- подготовлен измерительный комплекс, включающий стенд для проверки точности выполнения центроид и передаточных отношений и стенд для измерения вибраций редуктора при регулируемой скорости вращения ведущего вала от 0 до 356 рад/с;

- разработана методика экспериментальных исследований резонансных колебаний зубчатых передач;

– проведены стендовые испытания экспериментальных передач и передач круглыми колесами, представлены сравнительные характеристики.

Экспериментальные передачи изготовлены из стали 40X. Термообработка шестерен – улучшение до HB 269...302, зубчатых колес – улучшение до HB 235...262. Характеристики передач представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Характеристики экспериментальных передач

Наименование параметра	1-я ступень			2-я ступень		
	некруглые	круглые		некруглые	круглые	
Модуль нормальный m_n , мм	3,0	3,0		3,0	3,0	
Передаточное число u	2,0	2,0		2,0	2,0	
Число зубьев:						
– шестерни z_1	21	21		32	32	
– колеса z_2	42	42		64	64	
Межосевое расстояние a_w , мм	100	100		150	150	
Коэффициент K	0,06	0,08	0,15	0,06	0,08	0,15
	0	0	0	0	0	0

На рис. 5 изображен редуктор с экспериментальными некруглыми зубчатыми колесами.

При испытаниях на стенде, представленном на рис. 6, была проведена оценка передаточного отношения экспериментальных зубчатых передач и редуктора в целом.

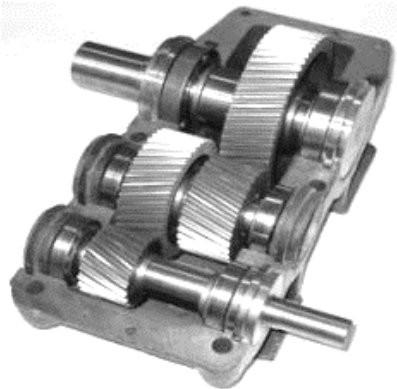


Рис. 5 – Двухступенчатый редуктор с некруглыми колесами

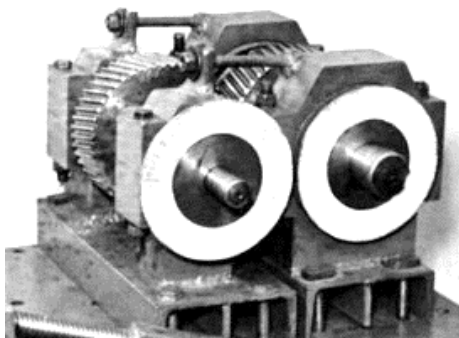


Рис. 6 – Стенд для измерения передаточного отношения

Анализ полученных результатов эксперимента показал, что изменение передаточного отношения строго соответствует относительному изменению радиусов центроид некруглых зубчатых колес. При этом максимальные расхождения между теоретическими и экспериментальными результатами величин передаточного отношения редуктора составляют 6 %.

С целью определения уровня вибраций в редукторе с некруглыми колесами был разработан стенд с за-

мкнутым силовым потоком; использована виброизмерительная аппаратура ВИБ-6ТН совместно с самопишущим прибором Н327-3 (рис. 7). На корпус опытного редуктора устанавливались вибродатчики: ДВ-1-СГ для определения вибраций в горизонтальной плоскости, ДВ-1-СВ – в вертикальной плоскости.

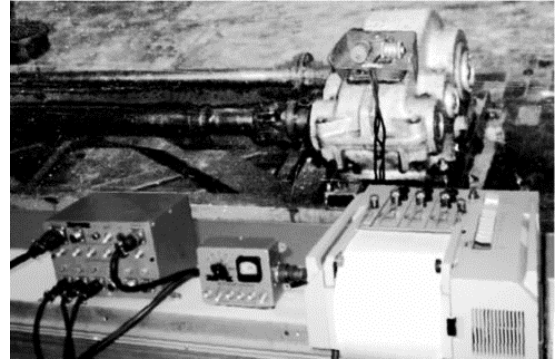


Рис. 7 – Стенд для измерения вибраций зубчатых передач

Испытания передач осуществлялись в режиме плавного изменения числа оборотов ведущего вала ω_1 от 0 до 356 рад/с, вибрации регистрировались при помощи самопишущего прибора Н327-3.

По результатам проведенного эксперимента установлено: при одинаковом характере колебаний амплитуда вибраций в вертикальной плоскости значительно больше амплитуды вибраций в горизонтальной плоскости; в редукторе с круглыми колесами при $\omega_1 = 298$ рад/с зафиксировано резкое увеличение амплитуды вибраций Y (рис. 8, а); в редукторе с некруглыми колесами при $K = 0,15$ во всем диапазоне числа оборотов ведущего некруглого колеса увеличения амплитуды вибраций не наблюдалось (рис. 8, з); при $K = 0,08$ максимальное значение амплитуды вибраций, в сравнении со значением амплитуды при $K = 0,15$, возросло в 1,5 раза в диапазоне скоростей ω_1 от 272 до 323 рад/с (рис. 8, в); при $K = 0,06$ максимальное значение амплитуды вибраций, в сравнении со значением амплитуды при $K = 0,15$, возросло в 3,5 раза в диапазоне скоростей ω_1 от 281 до 315 рад/с, при этом максимальные значения амплитуд приближались к значениям амплитуд для круглых колес (рис. 8, б).

Анализ графиков (рис. 8) показал, что граница зоны возникновения резонанса наблюдается при $K = 0,08$. Это позволило дать рекомендации по определению показателя B асимметричной функции передаточного отношения.

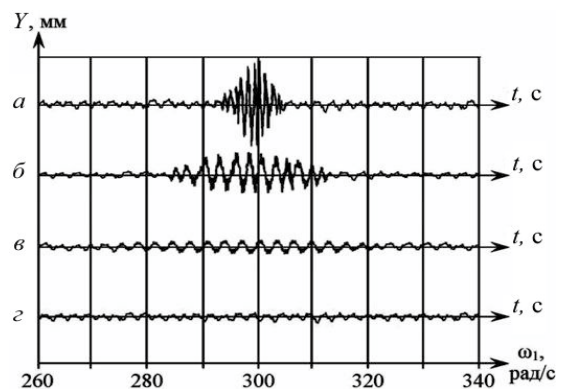


Рис. 8 – Осциллограммы вибраций в редукторе: а – с круглыми колесами; б – с некруглыми колесами при $K = 0,06$; в – с некруглыми колесами при $K = 0,08$; з – с некруглыми колесами при $K = 0,15$

Проведенные испытания двухступенчатого редуктора с некруглыми колесами и общим постоянным передаточным отношением для рекомендованного значения $K=0,08$ при B от 2 до 7 мм показали: во всем диапазоне числа оборотов ведущего вала увеличение амплитуды вибраций не наблюдалось, что подтверждает теоретические предпосылки.

Выводы:

1. Разработана математическая модель синтеза зубчатой передачи некруглыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения. На основе решения задачи синтеза определены рациональные геометрические параметры зубчатого зацепления (по предложенным дополнительным условиям синтеза), обеспечивающие безрезонансный режим работы передачи ($B \geq B_{кр}$) и требуемый коэффициент неравномерности движения δ ($B \leq B_{\delta}$).

2. Проведен теоретический анализ работоспособности синтезированных передач путем сравнения их с передачами, имеющими постоянное передаточное отношение.

3. Проведена расчетная оценка резонансных колебаний передачи некруглыми зубчатыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения от импульсного возбуждения. Установлены зависимости для определения границы зон возникновения резонансных колебаний.

4. Проведены экспериментальные исследования с целью проверки передаточного отношения и оценки резонансных колебаний зубчатых передач некруглыми колесами. В результате стендовых испытаний установлено, что в редукторе с некруглыми зубчатыми колесами с асимметричной функцией передаточного отношения во всем диапазоне ω_1 для рекомендованного значения K повышения уровня вибраций не наблюдалось.

5. Предложен один из путей совершенствования зубчатых передач синтезом рациональных геометрических параметров зацепления с асимметричной функцией передаточного отношения, обеспечивающих заданный закон преобразования движения и расширяющих функциональные возможности применения передач некруглыми зубчатыми колесами для борьбы с резонансными колебаниями.

Список литературы

1. Карпов О. П. Удосконалення круговинтових зубчастих передач синтезом зацеплення з асиметричною функцією передавального відношення. Канд. дис. – Луганськ, 2006.
2. Ценные приводы с некруглыми зубчатыми колесами: Монография. – Луганск: Ноулидж, 2011. – 199 с.
3. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А., Бубырь Ю. В. Редукторы. – М-К: Mashgiz, 1963. – 474 с.
4. Диментберг Ф. М., Колесников К. С. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Т. 3 // Под ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
5. Айрапетов Э. Л., Анархов В. И., Генкин М. Д. и др. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1976. – С. 3–18.
6. Петрусевич А. И., Генкин М. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямым зубчатыми колесами. Изд-во АН СССР, 1956.
7. Литвин Ф. Л. Некруглые зубчатые колеса. Проектирование, теория зацепления и производство. – М.-Л.: Mashgiz, 1956. – 307 с.
8. Litvin F. L.: Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New York (1994).
9. Скуридин М. А. Профилирование некруглых колес и изготовление их методом обкатки // НМ: Труды Станкин, вып. 1., 1935.
10. Пыж О. А. Эллиптические зубчатые колеса // Вестник машиностроения, 1946, № 2.
11. Колчин Н. И. Общие геометрические соотношения в зацеплении некруглых колес // Сб. ЛОНИТОМАШ, – Л.: Mashgiz, 1949.
12. Севрюк В. Н., Утутов Н. Л. Геометрическая теория некруглых зубчатых передач с зацеплением Новикова // Проблемы исследования,

проектирования и изготовления зубчатых передач. Хабаровск, 1977. – С. 64–67.

13. Декларационный патент на корисну модель № 18111 МПК В65G 23/00. Зубчатий редуктор / Утутов М. Л., Носко П. Л., Карпов О. П., Лустин П. Є. – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. Заявл. 26.05.2006. Опубл. 16.10.2006. Бюл. № 10.
14. Kowalczyk L., Urbanek S.: The geometry and kinematics of a toothed gear of variable motion, *Fibres & Textiles in Eastern Europe*, July/September 2003, vol. 11, no 3(42).
15. Smith W. C.: The Math of Noncircular Gearing, *Gear Technology*, July/August, 2000.
16. Olsson, U.: Noncircular Cylindrical Gears, *Acta Polytechnica* Nr 135, Mech. Eng. Series Vol. 2, Nr. 10, Stockholm, 1953.
17. Mundo D.: Geometric design of planetary gear train with non-Circular gears, *Mech. and Mach. Theory*, 41, Elsevier Ltd 2006, pp. 456–472.
18. Laczik, B.: Re-Discovery of the Non-Circular Gears, *Proc. of Manufacturing-2006 Conference*, ISBN-10:963-311-363-6, Budapest, 2006.
19. Карпов А. П. Определение коэффициента неравномерности движения механизма из некруглых кососимметричных зубчатых колес // Вестник нац. техн. ун-та "ХПИ". Вып. 40, Харьков, 2005. – С. 146–150.

References (transliterated)

1. Karpov O. P. *Udoskonalyuvannya kruhohvyntovykh zubchastykh peredach syntezom zacheplennya z asymetrychnoyu funktsiyeiu peredavального vidnoshennya: dys. kand-ta tekhn. nauk 12.28.06* [Improvement of Circular-Screw Gearing by Synthesis of Tothing with Asymmetric Function of Transmission Ratio]. Lugansk, 2006. 253 p.
2. *Tsepnye privody s nekruglymi zubchатыми kolesami: Monografiya* [Chain Drives with Noncircular Gears: Monograph]. Lugansk, Noulidzh Publ., 2011. 199 p.
3. Davydov B. L., Skorodumov B. A., Bubyir Yu. V. *Reduktory* [Gearboxes]. Moscow-Kiev, Mashgiz Publ., 1963. 474 p.
4. Dimentberg F. M., Kolesnikov K. S. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik v 6 tomakh. T. 3* [Vibrations in the Technics. Guide in 6 volumes. Vol. 3]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 544 p.
5. Ayrapetov E. L., Aparhov V. I., Genkin M. D., Zhironov A. A., Kosarev O. I. *Vozbuzhdenie kolebaniy v zubchatelykh peredachakh* [Excitation of Vibrations in Gears]. *Dinamicheskie protsessy v mekhanizmakh s zubchatelymi peredachami* [Dynamic Processes in the Mechanisms with Gears]. Moscow, Nauka Publ., 1976. pp. 3–18.
6. Petrusевич A. I., Genkin M. D., Grinkevich V. K. *Dinamicheskie nagruzki v zubchatelykh peredachakh s pryamozubnymi kolesami* [Dynamic Loads in Gears with Spur Wheels]. AN SSSR Publ., 1956.
7. Litvin F. L. *Nekruglye zubchate kolesa. Proektirovanie, teoriya zatsepleniya i proizvodstvo* [Noncircular Gears. Design, Gearing Theory and Production]. Moscow-Leningrad, Mashgiz Publ., 1956. 307 p.
8. Litvin F. L.: *Gear Geometry and Applied Theory*, Prentice Hall, New York (1994).
9. Skuridin M. A. *Profilirovanie nekruglykh koles i izgotovlenie ikh metodom obkatki* [Profiling Noncircular Gears and Their Manufacturing by Running]. *Trudy Stankin*, issue 1, 1937.
10. Pyizh O. A. *Ellipticheskie zubchate kolesa* [Elliptical Gears]. *Vestnik mashinostroeniya* [Engineering Bulletin]. 1946, no 2.
11. Kolchin N. I. *Obshchie geometricheskie sootnosheniya v zatsepleni nekruglykh koles* [General Geometrical Ratio in Engagement Noncircular Gears]. *Digest LONITOMASH*, Leningrad, Mashgiz Publ., 1949.
12. Sevryuk V. N., Ututov N. L. *Geometricheskaya teoriya nekruglykh zubchatelykh peredach s zatsepleniem Novikova* [Geometric Theory of Noncircular Gears with Novikov Gearing]. *Problemy issledovaniya, proektirovaniya i izgotovleniya zubchatelykh peredach* [Problems of Research, Design and Manufacturing of Gears]. Khabarovsk, 1977, pp. 64–67.
13. Ututov M. L., Nosko P. L., Karpov O. P., Lustin P. E. *Zubchastyy reduktor* [Gear Reducer]. Patent UK, no. 18111 MPK B65G 23/00, 2006.
14. Kowalczyk L., Urbanek S. *The Geometry and Kinematics of a Toothed Gear of Variable Motion*. *Fibres & Textiles in Eastern Europe*, July/September 2003, vol. 11, no. 3(42).
15. Smith W. C. *The Math of Noncircular Gearing*. *Gear Technology*, July/August, 2000.
16. Olsson, U. *Noncircular Cylindrical Gears*. *Acta Polytechnica* Publ. Nr. 135, Mech. Eng. Series Vol. 2, Nr. 10, Stockholm, 1953.
17. Mundo D. *Geometric Design of Planetary Gear Train with Non-Circular Gears*. *Mech. and Mach. Theory*, 41, Elsevier Ltd Publ., 2006, pp. 456–472.
18. Laczik B. *Re-Discovery of the Non-Circular Gears*. *Proc. of Manufacturing-2006 Conference*, ISBN-10:963-311-363-6, Budapest, 2006.
19. Karpov A. P. *Opredelenie koefitsienta neravnomenosti dvizheniya mekhanizma iz nekruglykh kososimmetrichnykh zubchatelykh koles* [Determination of Coefficient the Unevenness of Motion of Mechanism with Obliquely-symmetric Noncircular Gears]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2005, no. 40, pp. 146–150.

Поступила (received) 19.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Зниження віброактивності зубчастих передач застосуванням асиметричної функції передаточного відношення / О. П. Карпов, П. Л. Носко, П. В. Філь, Г. О. Бойко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 72–77. – Библиогр.: 19 назв. – ISSN 2079-0791.

Снижение виброактивности зубчатых передач применением асимметричной функции передаточного отношения / А. П. Карпов, П. Л. Носко, П. В. Филь, Г. А. Бойко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 72–77. – Библиогр.: 19 назв. – ISSN 2079-0791.

Reduction of gear transmission vibroactivity using an asymmetrical function of the gear ratio / A. P. Karpov, P. L. Nosko, P. V. Fil, G. A. Boyko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 72–77. – Bibliogr.: 19. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Карпов Олексій Петрович – кандидат технічних наук, доцент, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин; тел.: (050) 636-37-73; e-mail: karpov_a@mail.ru.

Карпов Алексей Петрович – кандидат технических наук, доцент, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, доцент кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин; тел.: (050) 636-37-73; e-mail: karpov_a@mail.ru.

Karpov Aleksey Petrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dal, Associate Professor at the Department of Railroad, Automobile Transport and Lift-and-Transport Machines; tel.: (050) 636-37-73; e-mail: karpov_a@mail.ru.

Носко Павло Леонідович – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, професор кафедри машинознавства; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Носко Павел Леонидович – доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, профессор кафедры машиноведения; тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Nosko Pavel Leonidovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Aviation University, Professor at the Department of Engineering Science; tel.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Філь Павло Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, Національний авіаційний університет, доцент кафедри машинознавства; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Филь Павел Владимирович – кандидат технических наук, доцент, Национальный авиационный университет, доцент кафедры машиноведения; тел.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Fil Pavel Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Aviation University, Associate Professor at the Department of Engineering Science; tel.: (050) 131-78-85; e-mail: pfil2009@gmail.com.

Бойко Григорій Олексійович – кандидат технічних наук, доцент, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин; тел.: (050) 328-80-78; e-mail: ednil-uni@ukr.net.

Бойко Григорий Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, профессор кафедры железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин; тел.: (050) 328-80-78; e-mail: ednil-uni@ukr.net.

Boyko Grigoriy Alekseevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dal, Professor at the Department of Railroad, Automobile Transport and Lift-and-Transport Machines; tel.: (050) 328-80-78; e-mail: ednil-uni@ukr.net.

UDC (УДК) 621.833

V. KOPILÁKOVÁ, M. BOŠANSKÝ, L. PETRÁK

COMPARISON HRC AND C-C GEARING FOR DAMAGE TO PITTING

Розглянуті зубчасті зацеплення евольвентного типу (HRC) та неевольвентного – опукло-увігнутого (C-C), з позиції пітінгу. Описана фундаментальна різниця між HRC та C-C зубчастим зацепленням та вплив залежності коефіцієнту ковзання к пошкодженню зубчастої передачі. Наведено результати експерименту для обох типів зубчастих зацеплень на стенді Ньюмана для визначення пітінгу.

Ключові слова: пітінг, вершина зуба, втомне вищерблення, опукло-увігнуте зацеплення, евольвентне зацеплення

Рассмотрены зубчатые зацепления эвольвентного типа (HRC) и неэвольвентного – выпукло-вогнутого (C-C), с позиции питтинга. Описано фундаментальное различие между HRC и C-C зубчатым зацеплением и влияние зависимости коэффициента скольжения к повреждению зубчатой передачи. Приведены результаты эксперимента, для обоих типов зубчатого зацепления на стенде Ньюмана для определения питтинга.

Ключевые слова: питтинг, вершина зуба, усталостное выкрашивание, выпукло-вогнутое зацепление, эвольвентное зацепление

© V. Kopiláková, M. Bošanský, L. Petrák, 2016

In this article are comparison HCR and Convex-Concave (C-C) gearing from the point of view to pitting. The introduction of the article describes a fundamental difference between the involute HCR and noninvolute (C-C) gearing and the influence of some parameters, especially of the slip ratio to damage of gearing. The paper also shows the basic results of the experiment, which was executed on two types of gearing (involute HCR gearing and noninvolute C-C gearing) on the Niemann's stand from the point of view damage flank of tooth to pitting.

Keywords: pitting, tooth flank, fatigue wear, C-C gearing, HCR gearing.

Introduction. The influence of time-variable load in transfers commute to the mechanical fatigue abuse. As is well known, during the engagement of the tooth under the influence of surface and subsurface tension is formed stress, which results to the pitting. Touching of the surface of the working portion of the tooth leads to removing of the metal, to splintering of the particles of surface and to the formation of the holes, i.e. to the formation of pitting. The emergence of pitting are also influential the factors such as: the geometrical parameters of gearing, the ratio of traction determining the loading tooth by the external forces, the resolved shear ratios on the tooth faces, the frictional forces, the finish of tooth faces, selected material and hardness of the working tooth faces of the pinion and the gearing, the properties of the lubricating oil and operating conditions [2].

Characteristic types of the gearing based on mating line. Touching of two tooth is the point of touch during the rotation moved. The geometric point of all the items image that progressively come to the gear is the trajectory – mating line. According to the shape of the mating curve and its position in term of the rotating centre of the profile, is also defined the type of the gearing. The gearing is clearly defined by the shape of the mating line, however the shape can be generally arbitrary.

General planar gearing can be understood as the gearing with the axis of rotation O_1, O_2 of the both together engaging wheels. It is defined by the mating line "S", composed by two circular curves that centres lies on the any straight line crossing the point C. The centres of the circular curves can be in the headquarter or out of it and the ratio of the circular curves could be arbitrarily sized [2]. In general the gearing can be divided on the bases of the process of the mating line, whereupon the gearing is distinguished by the following tooth face:

1. In case that the curvatures of the mating line "S" are not identical with the curvatures of the rolling circle, both together engaging wheels and the centres of the arc Skh and Skd

that form the line of engagement and lie on the centre joins of the rotating of the wheels, that is the case of cycloid gearing.

2. In case that the angle of the mating line and the radius of the both parts of curvatures, which are representing the mating line and having infinitely large radius. The curvatures of the circle are degenerating to the line, what defines the involute gearing.

3. In case that the mating line "S" is composed of two circular curvatures, which centres are not on the headquarter of both wheels then it is the special case of general planar gearing – convex-concave (C-C) gearing. Its properties are depended on the geometrical parameters of the mating line: the angle of the slope of the mating line, radius of the circular curves of the mating line defined by the angle shot and by the endpoints of arcs of the mating lines defined by the angle or by the coordinates of relevant points, resp. [2].

C-C gearing could be generally understood as any gearing, which the tooth face forms a curve with the convex-concave portion, where in the mating line may be composed of two non-symmetrical or symmetrical arcs (fig. 1) [3]. If the mating line is defined by one or more of general curve, it is a case of the virtually identical case to the case of the fig. 3. In practice, we can meet with a combined mating line, for example when in the vicinity of pole C the gearing is defined by the linear mating line and in the other points by circular curves [3]. From this it is clear that the curve of the tooth face and may take the form of a general curve (involute, cycloid, epicycloid, hypocycloid, etc.).

Evaluation of the pitting in the drives gearing. Geometric and qualitative parameters of gearing can strongly influence their failures. In case of pitting, the failures are mainly measuring deviations. Since the goal of this presentation is to compare involute HCR gearing and non-involute C-C gearing, there are developments of deviation rates for a sprocket and a wheel shown in the fig. 2. In the fig. 3, the development of distribution of strain of teeth along mating line is described.

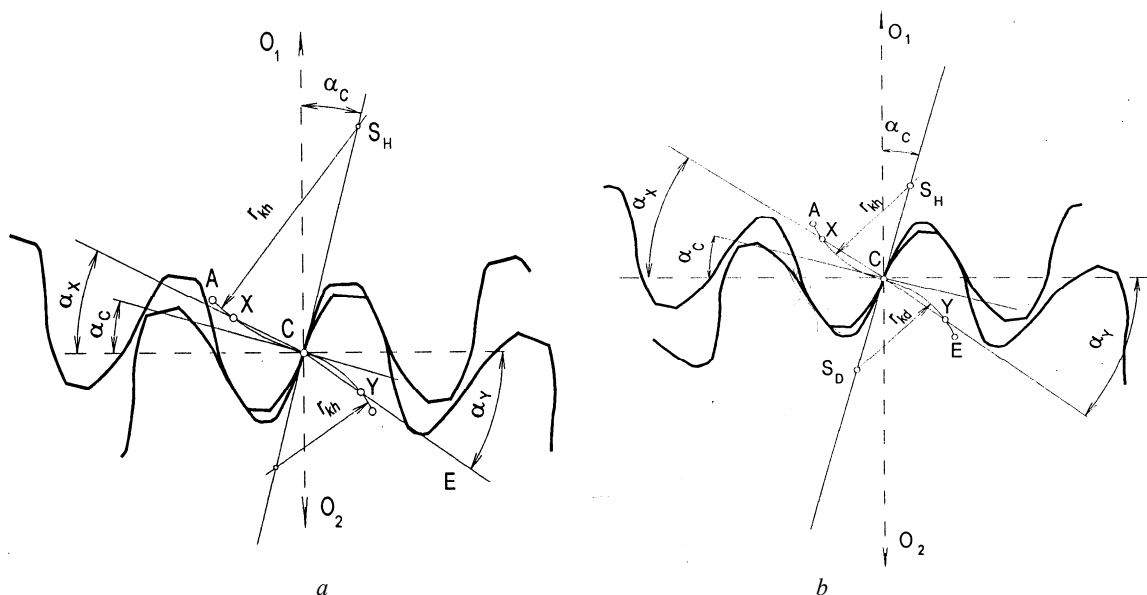


Fig. 1 – C-C Gearing: a – non-symmetrical; b – symmetrical

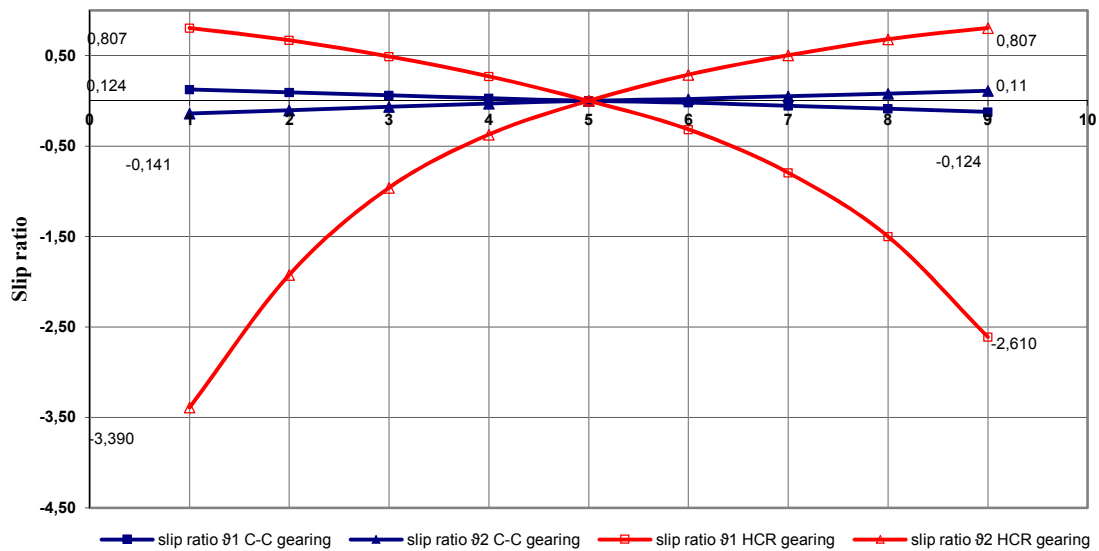


Fig. 2 – Slip ratio of involute HCR and non-involute C-C gearing

In the fig. 4, *a*, pitting on involute HCR gearing is shown and in the fig. 4, *b*, it's the pitting on non-involute C-C gearing. It is obvious that in case of involute HCR gearing, the pitting developed under rolling circle and in case of non-involute C-C gearing it developed around or above the circle. The origin of pitting in non-involute C-C gearing strongly influences its geometric parameters and the size of contact pressure. If we change some of the parameters or the combination of them, we can get a change of the curve of the tooth face [3].

Conditions of stroke in C-C gearing and in involute gearing are different. That is why we have to verify the theoretical thinking about contact solidity of C-C gearing which we gained through MKP method through an experiment and find out if the usual procedures of involute gearing are applicable on C-C gearing too. One of these parameters is fatigue ratio during straining in touching. Niemann stand, standard testing machine with enclosed output in accordance with norm DIN 51354 according to methods FZG, was used for experimental finding out of values of fatigue ratio for C-C gearing as well as for the standard involute gearing in accordance with norm DIN 3990 T5.

During the experiment C-C gear was tested under given strain based on analysis of suitable geometrical parameters

at ÚDTaK Sjf STU in Bratislava and made of non-hardened carbon steel classed C60. Conditions of stroke in C-C gearing and in involute gearing are different. That is why we have to verify the theoretical thinking about contact solidity of C-C gearing which we gained through MKP method through an experiment and find out if the usual procedures of involute gearing are applicable on C-C gearing too. One of these parameters is fatigue ratio during straining in touching. Niemann stand, standard testing machine with enclosed output in accordance with norm DIN 51354 according to methods FZG, was used for experimental finding out of values of fatigue ratio for C-C gearing as well as for the standard involute gearing in accordance with norm DIN 3990 T5.

During the experiment C-C gear was tested under given strain based on analysis of suitable geometrical parameters at ÚDTaK Sjf STU in Bratislava and made of non-hardened carbon steel classed C60.

The basic principal of testing gearwheels on load machines DIN 51354 consists of gradual loading of gear and finding out the number of finished cycles until damaging the testing sample. 8 different tests were made at 3 different load levels A÷C with gradual decline of load (table 1). Three experiments were made at first two levels. 2 experi-

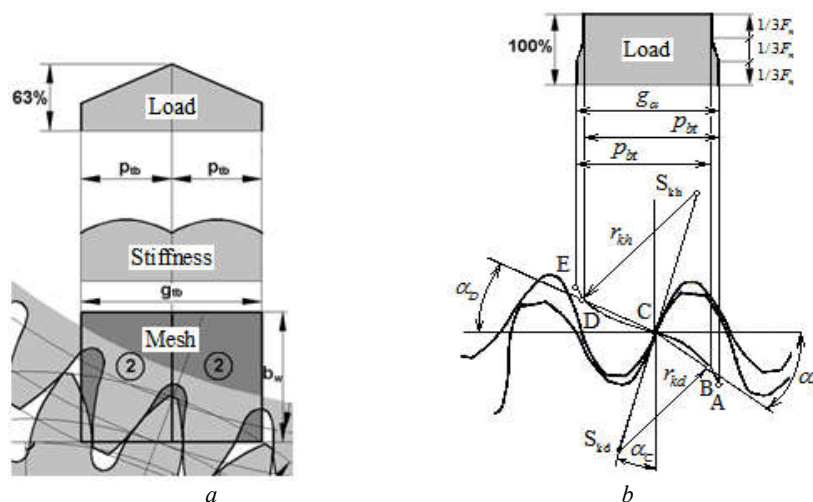


Fig. 3 – Allocation F_n along mesh in: *a* – HCR gearing; *b* – C-C gearing

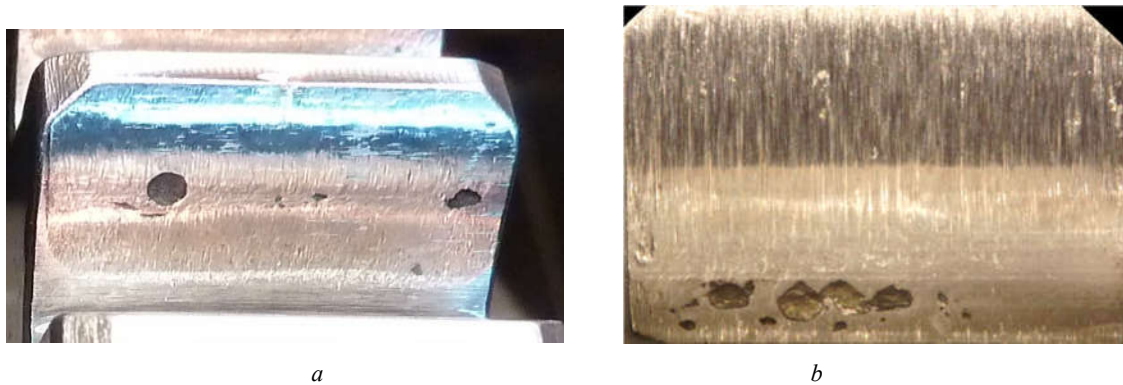


Fig. 4 – Pitting: *a* – non-standard gearing HCR¹⁰, $\epsilon_a = 2,003$; *b* – C-C gearing, $\epsilon_a = 1,116$

ments were made at the third level near to high-cycle fatigue. The load at each level was set by lever mechanism [2]. The experiment was interrupted after given number of cycles so the area damaged by pitting could be evaluated.

Table 1 – Burden surfaces

Surface <i>i</i>	Load torque $M_{k(i)}$
A	$M_{k(A)} = 265 \text{ N} \cdot \text{m}$
B	$M_{k(B)} = 185 \text{ N} \cdot \text{m}$
C	$M_{k(C)} = 125 \text{ N} \cdot \text{m}$

There are many ways of evaluating in which the condition of damaged tooth faces by pitting. In the past the damaged area have been deducted through the squared network of the graph paper, what was too laborious and time-consuming. Later, the situation was simplified by using digital cameras and their interface with PC. The disadvantage of this method is the necessity of a lot of configuration and compliance of lighting conditions during the taking the photography for the best possible quality of the image.

In consideration of the weaknesses of the used methods so far, we have proposed and used a new method macrophotography [7], the principle of which is shown in fig. 5. The digital microscope connected via USB to a personal computer was obtained a digital image of each tooth faces of the testing gearing. The image was recorded directly to a PC. To evaluate the percentage of damage of each tooth

faces was used the Pitting – check software that allows to process digital images. The program includes utilities that enable simple system of check sampling areas affected by pitting. Also, the beveled edges are considered etc. Then the content of the damaged surface is percentually shown and compared with the value limit state. This new method streamlines the procedure of evaluating of the damaged state during the experiment. On the base of the extent of damage was determined following step of the experiment or its termination.

Conclusion. The experiment was done at the STU in Bratislava on Niemann’s stand and the same conditions and load for HCR and C-C gearing. The results that have been obtained are the following: in the tests of the C-C gearings the samples were tested in the range (265÷125) N·m, what corresponding to the period of the marked examination to failure (437÷1483) hours and to the range of probable number of cycles to failure, approximately (18÷65)·10⁶ cycles. The description of the pitting formation shows that in C-C gearing, this type of fatigue wear much less aggressive than in HCR profiles, where the initialization of the crack occurs at greater depth. At the first load rate on the surface of A (Table 1) in the C-C gearing, where $M_k = 265 \text{ N} \cdot \text{m}$ and the marginal state of the contact stress occurred at 19 106 cycles. The percentage of damage to tooth flank was evaluated by software Pitting – check and showed 4,04 %. On the reduced load rate on the surface of B, where $M_k = 185 \text{ N} \cdot \text{m}$, this state occurs at 50 106 cycles with damage of 3,83 % on one

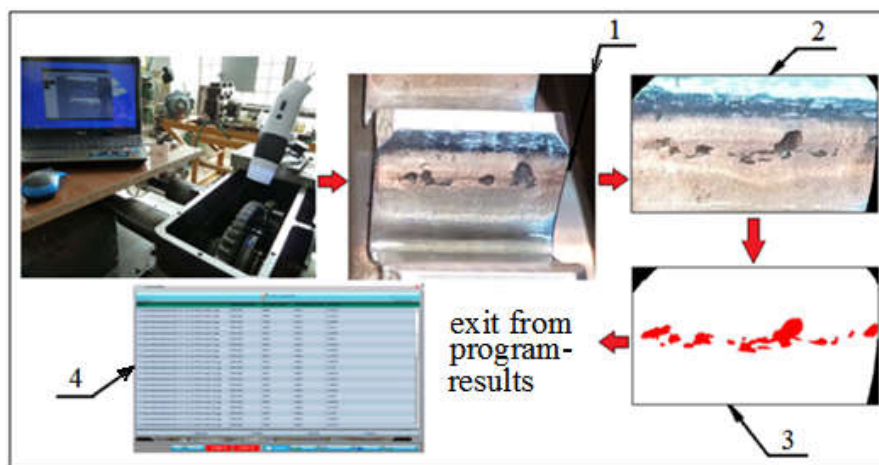


Fig. 5 – The principle of evaluation pitting makrofoto graphical method:
 1 – created a digital image; 2 – processed a digital image;
 3 – with program marked damage area; 4 – evaluation of damage (%)

of the tooth flank. In the third stage the lowest load for $M_k = 125 \text{ N}\cdot\text{m}$, the damage was 0,4 % at 64 106 cycles when the experiment was terminated. From this it is clear that the extreme case (4 %) the damage by the pitting to such surface would be created only after extremely large number of cycles burdensome. The result is that in the case of C-C gearing was achieved a higher carrying capacity touch.

Acknowledgments. The research work reported here was made possible by grant projects VEGA 1/0277/12, 1/1035/12.

References

1. Černý M. Pitting Damage of Gears. / Černý M., Filipek J., Mazal P. // *Acta univ. agric. et silvic. Mendel. Brun.*, – 2010, LVIII, No. 2, pp. 51–60.
2. Bošanský M. Design II. / Bošanský M., Vereš M., Rusnák J., Tőkoly P. // *STU Bratislava*, – 2009, 325 s., ISBN 978-80-227-3510-0.
3. Bošanský M. Non-Standard Gearing. / Vereš M., Tőkoly P., Vanya A. // *STU Bratislava*, – 2012, 159 s., ISBN 978-80-227-3713-5.
4. Bošanský M. Theory of Convex-Concave and Plane Cylindrical Gearing. / Vereš M., Gaduš J. // *STU Bratislava*, – 2006, 180 p., ISBN 80-227-2451-3.
5. Medzihradský J. Experimental and theoretical research on HCR gearing as well as in terms of its optimization and resilience to damage to pitting. / Medzihradský J. // [Dissertation]. STU Bratislava, – 2009.
6. Bošanský M. Makrofotografická metodika pre hodnotenie poškodenia zubov z hľadiska poškodenia boku zuba opotrebením / Bošanský M., Kopiláková B., Zápotočný J. // Bratislava: STU Sjf v Bratislave, – 2009, 30 s.
7. Tőkoly P. Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hladiska odolnosti voči opotrebeniu. / Tőkoly P. // Dizertacna praca, Bratislava: STU Sjf v Bratislave, – 2009, 130 s.
8. Tőkoly P. Geometrické parametre ozubenia a ich vplyv na hrúbku tvrdenej vrstvy boku zuba. / Tőkoly P., Ličková M. // In: Transfer 2014: Zborník prednášok z 15. medzinárodnej vedeckej konferencie, Trenčín: TnUAD, – 2014, ISBN 978-80-8075-665-9, 7 s., CD ROM.
9. Medzihradský J. Využitie PDM systémov v automobilovom priemysle / Medzihradský J., Veres M., Tokoly P. // In: Mechanical Engineering 2007: The 11th International Scientific Conference, Bratislava: STU v Bratislave, – 2007, ISBN 978-80-227-2768-6.
10. Tóth F. Study of Tribological Properties of Chosen Types of Environmentally Friendly Oils in Combined Friction Conditions. / Tóth F., Rusnák J., Kadnár M., Váliková V. // *Vedecký časopis Journal of Central European Agriculture*, – 2014, 15(1), p.185-192, ISSN 1332-9049.
11. Tóth F. Application of Technology of Thermal Spraying in Areas of Sliding Notes. / Tóth F., Rusnák J., Kadnár M. // In: 56th International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2015), s.381-388, ISBN 978-80-552-1377-4.

Поступила (received) 15.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Порівняння зубчастих зацеплень типів HRC та C-C при пітінговому пошкодженні / Б. Копилакова, М. Бошански, Л. Петрак // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 77–81. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Сравнение зубчатых зацеплений типов HRC и C-C при питтинговом повреждении / В. Копилáková, М. Боšanský, Л. Petrák // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 77–81. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Comparison HRC and C-C gearing for damage to pitting / В. Копилáková, М. Боšanský, Л. Petrák // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 77–81. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Беата Копилакова – к.т.н., (Ph. D.), асистент професора факультету Машинобудування, кафедра Машинобудування, Тренчинський університет А. Дубчека, Тренчин, Словаччина; e-mail: beata.kopilakova@tnuni.sk.

Беата Копилакова – к.т.н., (Ph. D.), ассистент профессора факультета Машиностроения, кафедра Машиностроения, Тренчинский университет А. Дубчека, Тренчин, Словакия; e-mail: Beata.kopilakova@tnuni.sk.

Beáta Kopiláková – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), assist professor at Department of Mechanical engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Trenčín University A. Dubček in Trenčín, Slovakia; e-mail: Beata.kopilakova@tnuni.sk.

Мірослав Бошански – к.т.н., (Ph. D.), професор інституту транспортних технологій та машинобудування, факультет інженерної механіки словацького технологічного університету в Братиславі, Словакия; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Мірослав Бошански – к.т.н., (Ph. D.), профессор института транспортных технологий и машиностроения, факультет инженерной механики словацкого технологического университета в Братиславе, Словакия; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Miroslav Bošanský – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), professor at The Institute of Transport Technology and Designing, Faculty of Mechanical Engineering Slovak University of Technology in Bratislava, Slovakia; e-mail: miroslav.bosansky@stuba.sk.

Любомір Петрак – к.т.н., (Ph. D.), асистент професора інституту транспортних технологій та машинобудування, факультет інженерної механіки словацького технологічного університету в Братиславі, Словаччина; e-mail: lubomir.petrak@stuba.sk.

Любомір Петрак – к.т.н., (Ph. D.), ассистент профессора института транспортных технологий и машиностроения, факультет инженерной механики словацкого технологического университета в Братиславе, Словакия; e-mail: lubomir.petrak@stuba.sk.

Lubomír Petrák – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), assist professor at The Institute of Transport Technology and Designing, Faculty of Mechanical Engineering Slovak University of Technology in Bratislava, Slovakia; e-mail: lubomir.petrak@stuba.sk.

УДК 621.833

В. И. КОРОТКИН**О ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ СФЕРАХ ПРИМЕНЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА И ЭВОЛЬВЕНТНЫХ**

Дан анализ порівняльної напруженості зубів і здатності навантаження зубчастих передач Новикова та евольвентних при використанні таких резервів підвищення здатності навантаження обох видів зацеплення, як зміщення вихідного контуру (коригування), подовжня модифікація робочої поверхні зубів (бочкообразність) і збільшення модуля в заданих габаритах передачі. Зроблено висновки про бажаних сферах застосування обох типів зубчастих передач.

Ключові слова: зубчасті передачі Новикова та евольвентні, напруженість, навантажувальна здатність.

Дан анализ сравнительной напряжённости зубьев и нагрузочной способности зубчатых передач Новикова и эвольвентных при использовании таких резервов повышения нагрузочной способности обоих видов зацепления, как смещение исходного контура (корригирование), продольная модификация рабочей поверхности зубьев (бочкообразность) и увеличение модуля в заданных габаритах передачи. Сделаны выводы о предпочтительных сферах применения обоих типов зубчатых передач.

Ключевые слова: зубчатые передачи Новикова и эвольвентные, напряжённость, нагрузочная способность.

Comparative researches of tooth intensity of Novikov gearing and involute gearing carried out in a wide range of degrees of accuracy gears and the hardness of the teeth, as reserves for increasing the load capacity taken: a) shift of basic rack profile (correction); b) longitudinal modification of active tooth surface (barrel-shaped tooth); c) increase of the module at constant drive overall dimensions. Developed by a system of nonlinear equations and the package of computer programs, whereby the estimation of contact and bending stress state and rigidity of teeth for real gear with different hardness of the teeth surfaces. Determined, that by using these of reserves Novikov gearing are more preferred than the involute gearing for high-stressed drives relatively low rotation speeds and average degrees of accuracy: general, mining, energy, oil, metallurgical engineering industry etc. The urgent need for a the development of reliable manufacturing techniques and control of hardened Novikov gearing high degrees accuracy with ground teeth. In the absence of such technology preference should be given to hardened high-precision and adaptable to streamlined production resource involute gearing, having a favorable dynamic and vibroacoustic characteristics.

Keywords: Novikov gears and involute gearing, intensity, load capacity.

Введение. Как известно, высокая контактная прочность зубьев передач Новикова обеспечила их широкое применение в высоконагруженных приводах взамен эвольвентных. Это касается, в основном, случаев, когда зубчатые колёса изготавливают с невысокой твёрдостью зубьев (до 350 НВ), где контактная прочность играет решающую роль. При использовании поверхностного упрочнения зубьев высокая контактная прочность зубчатых передач Новикова не всегда может быть реализована из-за их порой недостаточной изгибной прочности. Для повышения нагрузочной способности любой зубчатой передачи следует использовать имеющиеся резервы. В этом случае можно более объективно сравнивать указанные два типа зацепления.

Прежде всего отметим, что для зубчатых передач Новикова большое значение имеет выбор исходного контура зубьев. Наши многолетние теоретические и экспериментальные исследования привели к разработке исходных контуров РГУ-5 и по ГОСТ 30224-96, показавшие повышенную на (30...35) % в сравнении с эвольвентными изгибную прочность для нитроцементован. зубьев передач Новикова средних степеней точности [1].

Следует подчеркнуть, что сравнение двух видов зацепления до сих пор проводилось, как правило, в ограниченном геометрическом диапазоне, не учитывались резервы повышения нагрузочной способности данных передач и точность их изготовления, что снижало объективность результатов. В настоящей статье сделана попытка теоретически дать сравнительную количественную оценку контактной и изгибной напряжённости, а также нагрузочной способности указанных двух видов зацепления при любой точности изготовления зубчатых колёс и с учётом возможности использования существующих резервов каждого из них.

Основные результаты. Рассмотрим для примера зубчатую пару с параметрами: модуль зацепления $m = 5$ мм, число зубьев ведущей шестерни $z_1 = 17$,

число зубьев ведомого колеса $z_2 = 40$, смещения исходного контура шестерни и колеса $x_{1,2} = 0$, рабочая ширина зубчатого венца $b_w = 60$ мм, угол наклона зубьев $\beta = 20^\circ$, продольная модификация отсутствует.

Расчёты напряжений получены по результатам моделирования в системе ANSYS решения пространственной контактной задачи при модуле Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и коэффициенте Пуассона $\eta = 0,3$. Динамика в зацеплении не учитывалась. Для передачи Новикова использован исходный контур по ГОСТ 30224-96, для эвольвентных – исходный контур по ГОСТ 13755-81. Поскольку стандарта на нормы точности передач Новикова не существует, будем пользоваться нормами для эвольвентных передач (ГОСТ 1643-81). При этом обозначим: k_p – номер степени точности по нормам плавности, k_k – номер степени точности по нормам контакта.

Напряжения и нагрузки, относящиеся к передаче Новикова, будем помечать индексом "Nov.", относящиеся к эвольвентной передаче – индексом "inv.", относящиеся к контактной прочности – индексом "H", к изгибной прочности – индексом – "F".

Контактная напряжённость поверхностей зубьев.

А. Зубчатая пара с зацеплением Новикова.

Зависимость для определения приведенного эффективного контактного напряжения поверхностей зубьев пары в любой фазе зацепления представим в виде [2]:

$$(\sigma_{He})_{Nov.} = 19,93 K_{\psi} K_{Hs} I^{-1,074} F_n^{0,69} \rho_{\beta}^{-0,31}, \quad (1)$$

где $(\sigma_{He})_{Nov.}$ – фазовое эффективное контактное напряжение, приведенное к виду, позволяющему сопоставлять его с допусковым нормальным контактным напряжением, установленным стан-

© В. И. Короткин, 2016

дартом [3] для теоретически линейного контакта эвольвентных передач;

l – рабочая высота площадки контакта на зубе после приработки;

F_n – нормальное усилие, действующее на контактную площадку;

ρ_β – приведенный продольный радиус кривизны контактирующих поверхностей;

K_ψ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние прогиба зуба на контактное напряжение;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние расположения площадки контакта по отношению к торцу зубчатого венца на контактную напряжённость.

Формула (1) разработана для одной пары зубьев. Реально передача Новикова работает при многопарном зацеплении (это зависит от жёсткости зубьев, технологических погрешностей, передаваемой нагрузки и т.д.). В этом случае необходимо знать распределение нагрузки по площадкам контакта с целью определения наиболее напряжённой фазы зацепления.

Для решения этой задачи разработана вычислительная программа NOVKS-14, с помощью которой парциальное окружное усилие F_{ij} на каждую площадку контакта определяется из нелинейной системы уравнений вида:

$$\begin{cases} a_{mj} K_{wj1} F_{i1}^{0,77} + \delta u_1 = a_{mj} K_{wj2} F_{i2}^{0,77} + \delta u_2 = \dots = \\ = a_{mj} K_{wjn} F_{in}^{0,77} + \delta u_n; \\ \sum_{i=1}^n F_{ii} = F_{i\Sigma}; \quad i = 1 \dots n; \quad j = 1, 2. \end{cases} \quad (2)$$

где $F_{i\Sigma}$ – суммарное подводимое окружное усилие;

K_w – коэффициент, учитывающий влияние расположения площадки контакта по отношению к торцу зубчатого венца на суммарную (контактную и изгибно-сдвиговую) податливость зуба [4];

a_{mj} – полученный при обработке результатов моделирования множитель при окружном усилии, характеризующий податливость зуба при отсутствии влияния торцов зубчатого венца [5];

δu_i – вероятностные погрешности изготовления и сборки зубчатой пары по нормам плавности и контакта с учётом податливостей сопутствующих деталей привода.

Сочетание (1) и (2) даёт возможность определить максимальное по всем фазам зацепления напряжение, которое в дальнейшем будем называть критериальным.

В табл. 1 даны результаты критериальных контактных напряжений $(\sigma_{He})_{Nov.}$, полученные при различных значениях степени точности передачи по нормам плавности и контакта.

Б. Эвольвентная зубчатая пара.

Для одной пары эвольвентных зубьев, работающей с перекосами в зацеплении, с помощью моделирования в среде ANSYS получены результаты решения пространственной контактной задачи в полюсе [6]. Для перехода к многопарному зацеплению косозубой пары необходимо, в соответствии с [3], эти напряжения умножить на

$Z_\varepsilon \sqrt{K_{H\alpha}}$, где Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для нашей пары при коэффициенте торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,486$ получаем $Z_\varepsilon = 0,82$, результаты расчёта коэффициента $K_{H\alpha}$ приведены в табл. 1. Там же приведены значения $(\sigma_{He})_{inv}$ и отношения $\mu_{H\sigma} = (\sigma_{He})_{inv} / (\sigma_{He})_{Nov}$. По последним видно, что контактная напряжённость зубьев пары Новикова примерно в 2 раза ниже, чем зубьев эвольвентной пары. Поскольку связь между контактным напряжением и нагрузкой нелинейна (1), то при одинаковых напряжениях нагрузочная способность пары Новикова по контактной прочности получается в 3–3,5 раза выше, чем эвольвентной, что согласуется с результатами сравнительных стендовых испытаний и эксплуатации [1].

Взятая для примера зубчатая пара рассчитана без учёта имеющихся резервов повышения нагрузочной способности. Дадим краткий анализ влияния основных резервов, в качестве которых рассмотрим: а) смещение исходного контура (корригирование); б) продольную модификацию поверхности (бочкообразность) зубьев; в) увеличение модуля в заданных габаритах передачи.

Расчёты показывают, что применением корригирования передач Новикова можно добиться снижения контактных напряжений лишь на (10...15)%. Угловое корригирование косозубых эвольвентных передач, как известно, не приводит к снижению контактных напряжений, т.к. наряду с увеличением приведенного радиуса кривизны одновременно сокращается длина контактных линий.

Таблица 1 – Значения критериальных контактных напряжений зубьев термоулучшенной передачи Новикова и косозубого эвольвентного аналога для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 1410 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($m = 5 \text{ мм}$, $z_1 = 17$, $z_2 = 40$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60 \text{ мм}$, $\beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{He})_{Nov.}$, МПа	711	753	841	978	1099	1174	1330
$K_{H\alpha}$	1,000	1,000	1,030	1,090	1,108	1,110	1,130
$(\sigma_{He})_{inv.}$, МПа	1300	1369	1530	1842	2192	2469	2837
$\mu_{H\sigma}$	1,828	1,818	1,819	1,883	1,995	2,103	2,133

То же самое происходит при использовании нестандартного исходного контура с повышенным профилем углом. Следовательно, и при корригировании сохраняется значительное преимущество передач Новикова перед эвольвентными по контактной прочности.

Рациональное применение бочкообразных зубьев даёт примерно одинаковое снижение (до 2–х раз) контактной напряжённости эвольвентных зубьев [6] и зубьев передач Новикова [7].

Известно, что изменение модуля в заданных габаритах эвольвентной передачи практически не влияет на контактные напряжения. В передачах Новикова увеличение модуля в этих же условиях приводит к снижению контактных напряжений. Так, к примеру, для передачи с параметрами $m = 6,3 \text{ мм}$, $z_1 = 13$, $z_2 = 32$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60 \text{ мм}$, $\beta = 20^\circ$ критериальные контактные напряжения $(\sigma_{He})_{Nov}$ и отношения $(\mu_{H\sigma})_{Nov} = (\sigma_{He})_{Nov} / (\sigma_{He})_{inv}$ показаны в табл. 2 (при увеличенном модуле здесь и да-

лее для соответствующих напряжений и нагрузок добавлен индекс "m"), откуда следует, что увеличение модуля (в нашем случае на одну ступень стандартного ряда) дало снижение контактных напряжений на (12...26) % с тенденцией повышения эффекта по мере понижения точности передачи. Необходимо только, чтобы при увеличении модуля осевой коэффициент перекрытия был не менее фазового коэффициента [1].

Таблица 2 – Значения критериальных контактных напряжений зубьев термоулучшенной передачи Новикова с увеличенным модулем для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 1410 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($m = 6,3 \text{ мм}, z_1 = 13, z_2 = 32, x_{1,2} = 0, b_w = 60 \text{ мм}, \beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Hem})_{Nov.}, \text{ МПа}$	634	655	707	789	882	1037	1056
$(\mu_{Hem})_{Nov.}$	1,121	1,150	1,190	1,240	1,246	1,132	1,259

Резюмируя изложенное, можно констатировать, что по контактной прочности передачи Новикова на всём диапазоне степеней точности имеют значительные преимущества перед эвольвентными, в том числе при использовании перечисленных резервов для обоих вариантов зацепления. Из табл. 1 видна также возможность равноценной замены по напряжениям эвольвентной передачи передачей Новикова значительно более грубой степени точности.

Изгибная напряжённость в геометрических концентраторах зубьев.

А. Зубчатая пара с зацеплением Новикова.

В работе [5] получена зависимость для определения приведенного изгибного напряжения в концентраторах зубьев в любой фазе зацепления:

$$(\sigma_{Fe})_{Nov.} = Y_{Ve} Y_a K_{Fs} F_t / m^2, \quad (3)$$

где $(\sigma_{Fe})_{Nov.}$ – фазовое приведенное изгибное напряжение;

Y_{Ve} – приведенный объёмный коэффициент формы зуба;

Y_a – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по площадке контакта;

K_{Fs} – коэффициент, учитывающий влияние расположения площадки контакта по отношению к торцу зубчатого венца на изгибную напряжённость.

Парциальные окружные усилия F_{ti} на каждую площадку контакта определяются из нелинейной системы уравнений (2).

В табл. 3 приведены результаты критериальных изгибных напряжений $(\sigma_{Fe})_{Nov.}$, полученные при различных значениях степени точности передачи по нормам плавности и контакта.

Б. Эвольвентная зубчатая пара.

Критериальные изгибные напряжения для одной пары эвольвентных зубьев, работающей с перекосами в зацеплении, получены в работе [6]. Для перехода к многопарному зацеплению косозубой пары необходимо, в соответствии с [3], эти напряжения умножить на произведение $Y_\epsilon Y_\beta K_{F\alpha}$, где Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, Y_β – коэффициент, учи-

тывающий наклон зуба, $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для нашей пары получаем $Y_\epsilon = 0,673, Y_\beta = 0,782$, результаты расчёта коэффициента $K_{F\alpha}$ даны в табл. 3. Там же даны критериальные значения $(\sigma_{Fe})_{inv.}$ и отношения $\mu_{F\sigma} = (\sigma_{Fe})_{inv.} / (\sigma_{Fe})_{Nov.}$, из которых следует, что для передачи высокой (6–7) степени точности изгибные напряжения в зубьях передач Новикова и эвольвентных близки с некоторым преимуществом у последних. Начиная с 8-й степени точности наблюдается преимущество передач Новикова, нарастающее с понижением точности передач.

Таблица 3 – Значения критериальных изгибных напряжений поверхностно упрочнённых зубьев передачи Новикова и косозубого эвольвентного аналога для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($m = 5 \text{ мм}, z_1 = 17, z_2 = 40, x_{1,2} = 0, b_w = 60 \text{ мм}, \beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Fe})_{Nov.}, \text{ МПа}$	251	262	291	342	413	487	548
$K_{F\alpha}$	1,098	1,175	1,262	1,381	1,502	1,622	1,726
$(\sigma_{Fe})_{inv.}, \text{ МПа}$	236	258	299	360	444	560	642
$\mu_{F\sigma}$	0,940	0,985	1,027	1,054	1,076	1,149	1,171

Так же, как и для контактных напряжений, связь между нагрузкой и изгибным напряжением, как это следует из (3), нелинейна, поэтому при равенстве напряжений $(\sigma_{Fe})_{Nov.} = (\sigma_{Fe})_{inv.}$ отношение нагрузок $\mu_{FT} = (T_F)_{Nov.} / (T_F)_{inv.}$ будет заметно резче выражено, чем отношение напряжений $\mu_{F\sigma}$ при равенстве нагрузок $T_{Nov.} = T_{inv.}$. Так, например, при 10-й степени точности имеем $\mu_{F\sigma} = 1,076$ (табл. 3), в то время как моделирование даёт $\mu_{FT} = 1,192$, при 11-й степени точности имеем соответственно $\mu_{F\sigma} = 1,149$ и $\mu_{FT} = 1,316$ и т.д. Возможно, эти теоретические данные несколько занижены по сравнению с экспериментальными, поскольку при сравнительных испытаниях, как было сказано выше, для некоторых пар примерно 10й степени точности было получено $\mu_{FT} = 1,3...1,35$ [1].

Наглядно теоретический график зависимости $\mu_{FT} = f(k_{p,k})$ показан на рис 1.

Обратимся теперь к краткому анализу использования указанных выше резервов повышения нагрузочной способности передачи, исходя из изгибной прочности, применительно к рассматриваемым вариантам зацепления.

Как известно, для повышения изгибной прочности оптимальным распределением коэффициента суммарного смещения инструмента между парными колёсами в зубчатой передаче является такое, при котором зубья обоих колёс становятся равнопрочными, для чего корригированием усиливается меньшее колесо за счёт большего. По данным [8] изгибная прочность эвольвентной передачи за счёт корригирования может быть повышена на (15...30) %. При этом больший эффект относится к менее точным парам, когда критериальное изгибное напряжение определяется приложением нагрузки к вершине зуба, а многопарный контакт практически неосуществим. В передачах Новикова, по

нашим исследованиям, этот резерв меньше и составляет (10...15) %, поскольку назначение больших коэффициентов смещения для малозубой шестерни сдерживается наступлением подрезания её головок. Следовательно, в плане использования корригирования эвольвентные передачи имеют некоторое преимущество по изгибной прочности перед передачами Новикова. Следует, однако, оговориться, что указанное преимущество может быть реализовано только в случае, если у эвольвентной передачи имеется достаточный запас по контактной прочности, т.е. она по контакту ещё не работает на предельной нагрузке.

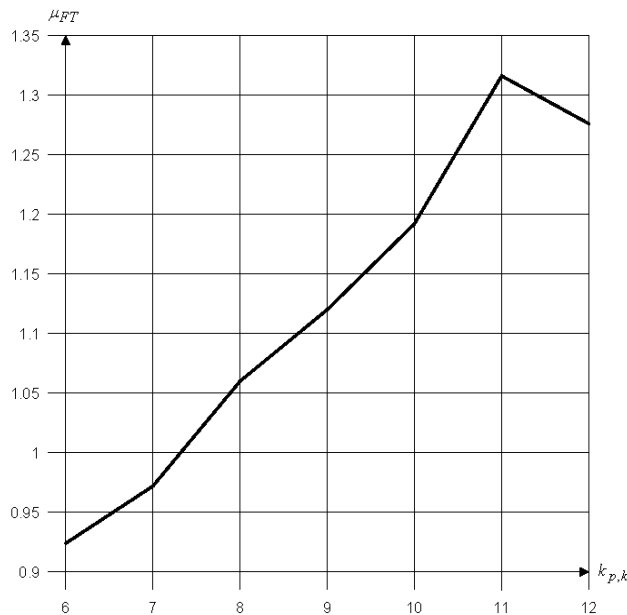


Рис. 1 – Теоретический график зависимости $\mu_{FT} = f(k_{p,k})$ для передачи $m = 5$ мм, $z_1 = 17$, $z_2 = 40$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60$ мм, $\beta = 20^\circ$

Другой резерв – продольная модификация поверхностей зубьев (бочкообразность). Наши исследования показали, что при условии подбора оптимальной степени бочкообразности можно повысить изгибную прочность эвольвентной передачи до 30 % [6]. В передачах Новикова этот показатель может достигать 80 % [7]. Причём в обоих вариантах зацепления применение бочкообразности для высокоточных передач не имеет смысла – эффект начинает сказываться для передач, начиная с 8-й степени точности и увеличивается, естественно, с понижением точности. Как видим, бочкообразность зубьев для передач Новикова даёт больший эффект, чем для эвольвентных.

Наконец о резерве увеличения модуля в заданных габаритах передачи.

Прежде всего следует отметить, что для эвольвентных передач увеличение модуля привода вообще не является резервом, и такой способ на практике не используется. Объясняется это тем, что при увеличении модуля контактная прочность не растёт, а даже несколько снижается. Поэтому стремление к увеличению нагрузочной способности передачи, работающей при предельных нагрузках, за счёт снижения изгибных напряжений сдерживается контактной прочностью – поверхности зубьев начинают разрушаться, на них появляются ямки выкрашивания, становящиеся концентраторами, по которым ломается зуб. Такую картину мы неоднократно наблюдали в нитроцементованных эволь-

вентных парах при проведении многолетних сравнительных испытаний [1]. Описания подобного явления содержатся и в литературе.

В передачах Новикова другая картина. Здесь имеется, как показано выше, большой запас по контактной прочности (табл. 1), к тому же возрастающий с увеличением модуля (табл. 2). Поэтому легко удаётся повысить нагрузочную способность передачи в целом за счёт снижения изгибных напряжений зубьев. Напряжения $(\sigma_{Fem})_{Nov.}$ и отношения $(\mu_{Fem})_{Nov.} = (\sigma_{Fe})_{Nov.} / (\sigma_{Fem})_{Nov.}$ даны в табл. 4, откуда следует, что увеличение модуля на одну ступень стандартного ряда даёт снижение изгибных напряжений на (25...41) % с тенденцией повышения эффекта по мере понижения точности передачи. При дальнейшем увеличении модуля (например, до 8 мм) в тех же габаритах передачи снижение изгибных напряжений произойдёт соответственно на (48...95) % и даже выше. Как видим, передачи Новикова имеют здесь весьма существенный ресурс. С учётом упомянутой выше нелинейной связи между нагрузками и изгибными напряжениями увеличение нагрузочной способности будет ещё значительней.

Таблица 4 – Значения критериальных изгибных напряжений поверхностно упрочнённых зубьев передачи Новикова с увеличенным модулем для различных степеней точности при вращающем моменте на ведомом колесе $T_2 = 2500$ Н·м ($m = 6,3$ мм, $z_1 = 13$, $z_2 = 32$, $x_{1,2} = 0$, $b_w = 60$ мм, $\beta = 20^\circ$)

$k_p = k_k$	6	7	8	9	10	11	12
$(\sigma_{Fem})_{Nov.}$, МПа	201	209	222	257	297	345	389
$(\mu_{Fem})_{Nov.}$	1,249	1,254	1,311	1,331	1,391	1,412	1,409

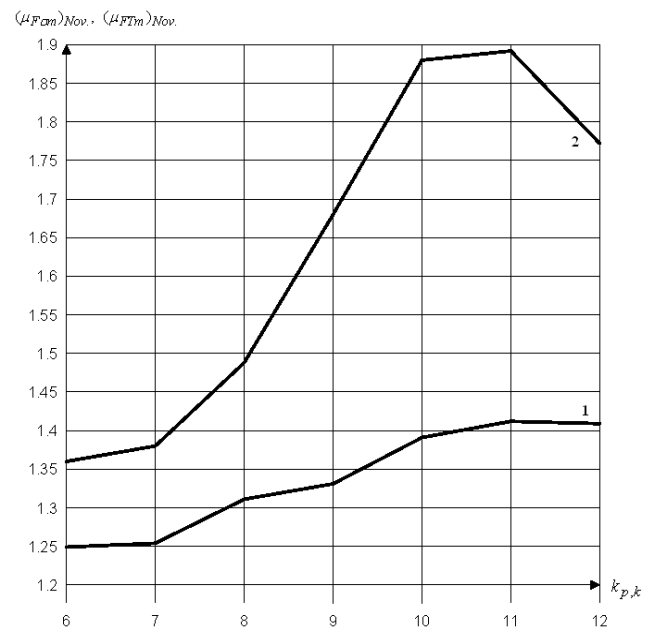


Рис. 2 – Теоретические графики эффективности увеличения модуля с 5 мм до 6,3 мм для различных степеней точности зубчатой передачи Новикова:

- 1 – снижение изгибного напряжения $(\mu_{Fem})_{Nov.} = f(k_{p,k})$;
- 2 – повышение нагрузочной способности $(\mu_{FTm})_{Nov.} = f(k_{p,k})$ исходя из изгибной прочности

Из табл. 3 и 4 следует, в частности, что передачей Новикова с увеличенным модулем можно равноценно заменить по напряжениям эвольвентную со степенью

точности на 2 ступени выше. На практике это имеет подтверждение. Так, цементованная корригированная (суммарный коэффициент смещения 0,55) эвольвентная передача заднего моста троллейбуса ЗИУ-5 модуля 7 мм, выполненная по 7-й степени точности (шлифованные зубья) была заменена цементованной передачей Новикова модуля 8 мм 8-й степени точности (без финишной обработки зубьев), показавшей по сравнению с эвольвентной повышенную не только контактную, но и изгибную прочность и обеспечившей в несколько раз увеличенный пробег троллейбуса при его многолетней эксплуатации [10]. Другой пример – успешное применение редукторным предприятием ООО "СПИН" (г. Орёл) твёрдой передачи Новикова с увеличенным модулем в высоконапряжённой выходной ступени крупногабаритных редукторов для металлургического оборудования [11].

Выводы. Изложенное позволяет сделать следующие выводы, касающиеся сравнения передач Новикова и эвольвентных с упомянутыми исходными контурами.

1. Нагрузочная способность передач Новикова по контактной прочности значительно выше, чем эвольвентных при любых твёрдости поверхностей зубьев и степени точности сравниваемых аналогов. Большой запас приработанных передач Новикова по контактной прочности позволяет при необходимости увеличивать их нагрузочную способность, используя имеющиеся резервы для повышения изгибной прочности.

2. Нагрузочная способность высокоточных некорригированных передач Новикова и эвольвентных одинакового модуля по изгибной прочности сопоставима с небольшим преимуществом у последних. Начиная с 8-й степени точности и грубее преимущество переходит к передачам Новикова, что подтверждено многолетними стендовыми испытаниями.

3. Снижать изгибные напряжения эвольвентных передач каким-либо способом (корригированием, применением нестандартного исходного контура и др.) с целью повышения предельных нагрузок бессмысленно, если у них отсутствует запас по контактной прочности.

4. Одним из резервов повышения нагрузочной способности для обоих вариантов зацепления является продольная модификация (бочкообразность) поверхностей зубьев, причём для передач Новикова этот резерв даёт несколько больший эффект, чем для эвольвентных.

5. Существенный эффект для передач Новикова даёт увеличение модуля зацепления в заданных габаритах, что подтверждено испытаниями и эксплуатацией в различных редукторах машин. Так, нагрузочная способность по контактной прочности может быть этим способом повышена до 1,5 раз, а по изгибной – до 2-х раз, что даёт возможность в ряде случаев высокоточные эвольвентные передачи заменять менее точными передачами Новикова.

6. Установлено, что при использовании указанных резервов зубчатые передачи Новикова более предпочтительны, чем эвольвентные, для высоконапряжённых приводов сравнительно невысоких скоростей вращения и средних степеней точности: общее, горное, энергетическое, нефтяное, металлургическое машиностроение и др. Насущной необходимостью является разработка надёжной технологии изготовления и контроля упрочнённых передач Новикова высоких сте-

пеней точности со шлифованными зубьями. При отсутствии такой технологии для высокоскоростных приводов предпочтение следует отдавать упрочнённым высокоточным и технологичным ресурсным эвольвентным передачам, имеющим благоприятные динамические и виброакустические характеристики. Работа выполнена при финансовой поддержке гранта № 213.01.-2014/03ВГ (ЮФУ).

Список литературы

1. Korotkin V. I. Novikov Gearing: Achievements and Developmen / Korotkin V. I., Onishkov N. P., Kharitonov Yu. D. // Nova Science Publishers. New York. 2011. pp. 1–249.
2. Короткин В. И. Моделирование контактного взаимодействия зубьев колёс зубчатых передач Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А. // Вестник машиностроения. – 2014. – № 11. – С. 31–35.
3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125 с.
4. Короткин В. И. Фазовое перемещение зубьев колёс цилиндрических зубчатых передач Новикова / Короткин В. И., Газзаев Д. А., Онешков Н. П. // Техника машиностроения. – 2014. – №2. – С. 33–38.
5. Короткин В. И. Напряжённое состояние зубьев зубчатых передач Новикова в условиях их реального многопарного зацепления / Короткин В. И., Онешков Н. П., Харитонов Ю. Д. // Справочник. Инженерный журнал. – 2015. – №6. – С. 11–17.
6. Короткин В.И. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи с локальным контактом зубьев повышенной нагрузочной способности / Короткин В.И. – Ростов-на-Дону: Изд-во ЮФУ, 2013. – 100 с.
7. Короткин В. И. Оценка эффективности продольной модификации поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова со стандартным исходным контуром по ГОСТ 30224-96 / Короткин В. И. // Справочник. Инженерный журнал. – 2015. – №12. – С. 14–20.
8. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. / Часовников Л. Д. – М.: Машиностроение. 1969. – 486 с.
9. Кораблёв А. И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / Кораблёв А. И., Решетов Д. Н. – М.: Машиностроение, 1968. – 288 с.
10. Росликвер Е. Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова / Росликвер Е. Г. // Прочность корпусов судов и надежность деталей машин. Труды ГИИВТА. – Вып. 138. – Горький, 1975. – С. 50–96.
11. Яковлев А. С. Ещё раз к вопросу эффективности применения зубчатых передач с зацеплением Новикова / Яковлев А.С. // Редукторы и приводы. – 2007. – № 1, 2 (08). – С. 48–54.

References (transliterated)

1. Korotkin V. I. Novikov Gearing: Achievements and Developmen / Korotkin V. I., Onishkov N. P., Kharitonov Yu. D. // Nova Science Publishers. New York. 2011. pp. 1 – 249.
2. Korotkin V. I. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodeystviya zubev kolyos zubchatykh peredach Novikova / Korotkin V. I., Gazzaev D. A. // Vestnik mashinostroeniya. 2014. No 11. P. 31–35.
3. GOST 21354-87. Peredachi zubchatye tsilindricheskie zvolventnyie. Raschet na prochnost // Moscow: Izd-vo standartov. 1988. 125 p.
4. Korotkin V. I. Fazovoe peremeschenie zubev kolyos tsilindricheskikh zubchatykh peredach Novikova / Korotkin V. I., Gazzaev D. A., Onishkov N. P. // Tehnika mashinostroeniya. 2014. No 2. P. 33–38.
5. Korotkin V. I. Napryazhynnoe sostoyanie zubev zubchatykh peredach Novikova v usloviyakh ikh realnogo mnogoparnogo zatspleneniya / Korotkin V. I., Onishkov N. P., Haritonov Yu. D. // Spravochnik. Inzhenernyiy zhurnal. 2015. No 6. P. 11–17.
6. Korotkin V. I. Tsilindricheskie evolvmentnyie zubchatyie peredachi s lokalnyim kontaktom zubev povyshennoy nagruzochnoy sposobnosti / Korotkin V. I. // Rostov-na-Donu: Izd-vo YuFU. 2013. 100 p.
7. Korotkin V. I. Otsenka effektivnosti prodolnoy modifikatsii poverkhnostey zubev tsilindricheskikh zubchatykh peredach Novikova so standartnyim iskhodnyim konturom po GOST 30224-96 / Korotkin V. I. // Spravochnik. Inzhenernyiy zhurnal. 2015. No 12. P. 14–20.
8. Chasovnikov L. D. Peredachi zatspleniem (zubchatyie i chervyachnyie). 2-e izd., pererab. I dop. / Chasovnikov L. D. // Moscow: Mashinostroenie. 1969. 486 p.
9. Korablyov A. I., Povyishenie nesuschey sposobnosti i dolgovechnosti zubchatykh peredach / Korablyov A. I., Reshetov D. N. // Moscow: Mashinostroenie. 1968. 288 p.

10. Roslivker E. G. Prochnost i zhestkost zubev peredach s zatsepleniem M.L. Novikova / Roslivker E. G. // Prochnost korpusov sudov i nadezhnost detaley mashin. Trudyi GIIVТа. Вып. 138. Gorkiy: 1975. P. 50–96.
11. Yakovlev A. S. Eschoy raz k voprosu effektivnosti primeneniya zubchatykh peredach s zatsepleniem Novikova / Yakovlev A.S. // Reduktoryi i privodyi. 2007. No 1, 2 (08). P. 48–54.

Поступила (received) 06.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Щодо бажаних сфер застосування зубчастих передач Новікова та евольвентних / В. І. Короткін // Вісник НТУ "ХПІ". Серія Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 82–87. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

О предпочтительных сферах применения зубчатых передач Новикова и эвольвентных / В. И. Короткин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 82–87. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

About preferred areas of Novikov gearing and involute gearing / V. I. Korotkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: problems of the mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 82–87. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Короткін Віктор Ілліч – кандидат технічних наук, доцент, Південний федеральний університет, провідний науковий співробітник інституту математики, механіки і комп'ютерних наук ім. І. І. Воровіча, м Ростов-на-Дону; тел.: (863) 297-52-23; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Короткин Виктор Ильич – кандидат технических наук, доцент, Южный федеральный университет, ведущий научный сотрудник института математики, механики и компьютерных наук им. И. И. Воровича, г. Ростов-на-Дону; тел.: (863) 297-52-23; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

Korotkin Viktor Il'ich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, the Southern Federal University, Leading Researcher of the Vorovich Institute of Mathematics, Mechanics and Computer Science, Rostov-on-Don; tel.: (863) 297-52-23; e-mail: korotkin@math.rsu.ru.

УДК 621.833.65

В. О. МАЛАЩЕНКО, О. Р. СТРИЛЕЦЬ, В. М. СТРИЛЕЦЬ

КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ БАГАТОСХОДИНКОВОЇ ЗУБЧАСТОЇ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ СОНЯЧНЕ ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО

Розглянуто процес керування змінами швидкості за допомогою багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою, коли ведучою ланкою є епіцикл, а веденою водило, або навпаки. Керуючою ланкою є сонячне зубчасте колесо зв'язане з замкнутою гідросистемою, яка складається з гідронасоса, коротких трубопроводів, регульовального дроселя, зворотного клапана та ємності для рідини. Коли регульовальний дросель відкритий, маємо те, що сонячне зубчасте колесо через зубчасту передачу приводить у рух гідронасос, який перекачує рідину в замкнутій гідросистемі. Якщо регульовальний дросель закритий, тоді замкнута гідросистема закрита, тобто гідронасос зупинений і, при цьому, сонячне зубчасте колесо зупинене. Таким чином, в залежності від пропускної здатності регульовального дроселя, швидкість сонячного зубчастого колеса змінюється і, при цьому, змінюється швидкість веденої ланки. За допомогою комп'ютерного моделювання отримані графічні залежності між швидкостями ведучої, керуючої та веденої ланок.

Ключові слова: зміна швидкості, диференціальна передача, гідросистема, сонячне зубчасте колесо, водило, епіцикл, сателіт.

Рассмотрен процесс управления изменениями скорости при помощи многоступенчатых зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой, когда ведущим звеном есть эпицикл, а ведомым водило, или наоборот. Звеном управления есть солнечное зубчатое колесо, связанное с замкнутой гидросистемой, которая состоит с гидронасоса, коротких трубопроводов, регулирующего дросселя, обратного клапана и емкости для жидкости. Когда регулирующий дроссель открытый, имеем то, что солнечное зубчатое колесо через зубчатую передачу приводит в движение гидронасос, который перекачивает жидкость в замкнутой гидросистеме. Если регулирующий дроссель закрытый, тогда замкнутая гидросистема закрыта. Таким образом, в зависимости от пропускной способности регулирующего дросселя, скорость солнечного зубчатого колеса изменяется и, при этом, изменяется скорость ведомого звена. При помощи компьютерного моделирования получены графические зависимости между скоростями ведущего, управляющих и ведомого звеньями.

Ключевые слова: изменение скорости, дифференциальная передача, гидросистема, солнечное зубчатое колесо, водило, эпицикл, сателлит.

The article considers processes of speed change management via differential transmission with a closed hydrosystem when the driving element is a epicycle and the driven – is carrier or vice versa. The aim of the research is to describe the structure and principle of speed change by differential transmission with a closed hydrosystem, to investigate the kinematics of the process. The control element here is solar gear connected to closed hydrosystem. When the driving element is the epicycle, driven – is carrier and the management of carrier's speed is performed by changing the speed of solar gear, we have that solar gear drives the hydraulic pump that pumps fluid in a closed hydrosystem consisting of pipes and regulating throttle – when regulating throttle is opened. When regulating throttle is closed, then hydrosystem is immovable, hydraulic pump is stopped and so is solar gear. Thus, depending on the bandwidth of regulating throttle, speed of solar gear changes, while changing the speed of the carrier. We received graphic dependences between velocities between driving and driven elements by means of computer programing.

Keywords: speed change, epicyclic gear train, hydrosystem, sun gear, carrier, ring gear, planet.

© В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець, 2016

Вступ. Постановка проблеми. При виконанні робіт в різних галузях промисловості та забезпечення різних технологічних процесів виникає необхідність керування процесами зміни швидкості у техніці за величиною та напрямком її виконавчих механізмів. У вітчизняній [1–8] і зарубіжній [9] періодичній технічній літературі запропонований новий безсходінковий спосіб керування змінами швидкості за допомогою односходінкових однорядних і двохрядних зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою.

Для розширення діапазону регулювання зміни швидкості у приводах за рахунок зубчастої диференціальної передачі з пристроєм для керування змінами швидкості у вигляді замкнутої гідросистеми зубчаста диференціальна передача пропонується багатосходінковою – з двох або більше сходінок, з'єднаних між собою. Такі передачі розроблені на рівні патентів України [10–12] і потребують подальшого теоретичного кінематичного та динамічного дослідження.

Мета роботи. Виконати теоретично-комп'ютерне дослідження процесу залежності зміни швидкості за допомогою багатосходінкової диференціальної передачі з замкнутими гідросистемами між ведучою ланкою (водилом першої сходінки) і веденою (епіциклом n -ї сходінки), або навпаки, коли керування виконується через сонячне зубчасте колесо.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 показана багатосходінкова (n -сходінкова, а $i = 1, 2, \dots, n$) зубчаста диференціальна передача, в якій зубчасте колесо – епіцикл $3_{(1)}$ першої сходінки з'єднано з водилом $4_{(2)}$ другої сходінки, зубчасте колесо – епіцикл $3_{(2)}$ другої сходінки з'єднано з водилом $4_{(3)}$ третьої сходінки, ..., зубчасте колесо – епіцикл $3_{(n-1)}$ ($n-1$ -ї сходінки з'єднано з водилом $4_{(n)}$ n -ї сходінки, а керування швидкістю здійснюється за рахунок сонячних зубчастих коліс першої $1_{(1)}$, другої $1_{(2)}$, ..., n -ї $1_{(n)}$ сходінок за допомогою встановлених на них замкнутих гідросистем $6_{(1)}, 6_{(2)}, \dots, 6_{(n)}$. Ведучою ланкою такої n -сходінкової зубчастої диференціальної передачі є водило $4_{(1)}$ першої сходінки, а веденою ланкою – зубчасте колесо – епіцикл $3_{(n)}$ n -ї сходінки. Замкнуті гідросистеми $6_{(1)}, 6_{(2)}, \dots, 6_{(n)}$ однакові за будовою, розміщені на корпусі 5 і з'єднані з сонячним зубчастим колесом. Будова та робота замкнутої гідросистеми більш детально описана, наприклад, в [1]. У її склад входять шестеренчастий гідронасос, короткі трубопроводи, регулювальний дросель, зворотний клапан і ємність для рідини. Керування зміною швидкості здійснюється за рахунок дроселювання рідини, яка рухається в замкнутих гідросистемах.

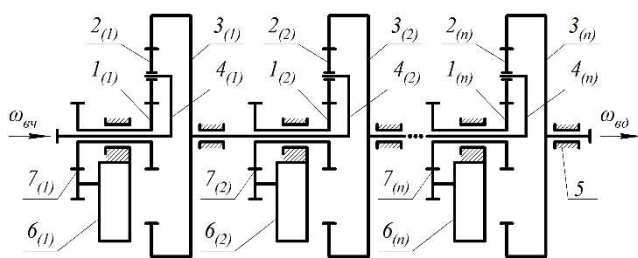


Рис. 1 – Схема багатосходінкової зубчастої диференціальної передачі з замкнутими гідросистемами з керування через сонячні зубчасті колеса

Зв'язок між швидкостями веденої ланки (зубчастого колеса – епіцикла $3_{(n)}$) $\omega_{вд}$ і ведучої ланки (води́ла

$4_{(1)}$) $\omega_{вч}$ можна отримати на основі умов, коли для окремих сходінок зв'язок між швидкостями має вид:

$$\omega_{3(1)} = \frac{\omega_{4(1)}(1+u_{13(1)}^{(4)})-\omega_{1(1)}}{u_{13(1)}^{(4)}}; \quad \omega_{3(2)} = \frac{\omega_{4(2)}(1+u_{13(2)}^{(4)})-\omega_{1(2)}}{u_{13(2)}^{(4)}};$$

$$\omega_{3(n)} = \frac{\omega_{4(n)}(1+u_{13(n)}^{(4)})-\omega_{1(n)}}{u_{13(n)}^{(4)}}; \quad \omega_{4(2)}=\omega_{3(1)}; \dots; \omega_{4(n)}=\omega_{3(n-1)}. \quad (1)$$

В залежностях (1) вже враховано те, що значення передаточного числа між першою і третьою ланкою, при зупиненому водилі, для зубчастої диференціальної передачі (рис. 1) від'ємне тому, що в окремих сходінках маємо по одному зовнішньому та одному внутрішньому зубчастому зачепленні: $u_{13(1)}^{(4)} = -\frac{z_{3(1)}}{z_{1(1)}}$;

$$u_{13(2)}^{(4)} = -\frac{z_{3(2)}}{z_{1(2)}}, \dots, u_{13(n)}^{(4)} = -\frac{z_{3(n)}}{z_{1(n)}}, \text{ де } z_{1(1)}, z_{1(2)}, \dots, z_{1(n)}$$

– число зубів сонячного зубчастого колеса, відповідно першої, другої, ..., n -ї сходінки; $z_{3(1)}, z_{3(2)}, z_{3(3)}, \dots, z_{3(n)}$ – число зубів епіцикла, відповідно першої, другої, ..., n -ї сходінки. Тому тут і далі у залежності між швидкостями ведучих і ведених ланок значення передаточного числа слід підставляти завжди додатнім.

Розглянемо двохсходінкову зубчасту диференціальну передачу, показану на рис. 2, в якій зубчасте колесо – епіцикл $3_{(1)}$ першої сходінки з'єднано з водилом $4_{(2)}$ другої сходінки, а керування швидкістю здійснюється за рахунок сонячних зубчастих коліс першої $1_{(1)}$ та другої $1_{(2)}$ сходінок за допомогою встановлених на них замкнутих гідросистем $6_{(1)}$ і $6_{(2)}$.

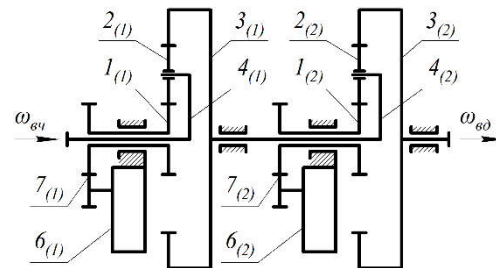


Рис. 2 – Схема двохсходінкової диференціальної передачі з замкнутими гідросистемами з керування через сонячні зубчасті колеса

Ведучою ланкою такої двохсходінкової диференціальної передачі є водило $4_{(1)}$ першої сходінки, а веденою ланкою – зубчасте колесо – епіцикл $3_{(2)}$ другої сходінки. Зв'язок між швидкостями веденої ланки (зубчастого колеса – епіцикла $3_{(2)}$) $\omega_{вд}$ і ведучої ланки (води́ла $4_{(1)}$) $\omega_{вч}$ отримаємо використавши умови (1)

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч}(1+u_{13(1)}^{(4)})(1+u_{13(2)}^{(4)})-\omega_{1(1)}(1+u_{13(2)}^{(4)})-\omega_{1(2)}u_{13(1)}^{(4)}}{u_{13(1)}^{(4)}u_{13(2)}^{(4)}}. \quad (2)$$

де $\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}$ – швидкості сонячних зубчастих коліс, відповідно першої $1_{(1)}$ і другої $1_{(2)}$ сходінок, які є змінними за рахунок замкнутих гідросистем $6_{(1)}$ і $6_{(2)}$: $\omega_{1(1)} = 0 \dots \omega_{1(1)\max}$ і $\omega_{1(2)} = 0 \dots \omega_{1(2)\max}$.

Для того щоб більш наочно показати характер зміни швидкості, розглянемо двохсходінкову зубчасту у якій передаточні числа $u_{13(i)}^{(4)}$ рівні для обох сходінок

$u_{13(i)}^{(4)} = u_{13}^{(4)}$, а кутова швидкість сонячного колеса другої сходинки $\omega_{1(2)} = 0$. Для такої передачі маємо:

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} (1 + u_{13}^{(4)})^2 - \omega_{1(1)} (1 + u_{13}^{(4)})}{(u_{13}^{(4)})^2} \quad (3)$$

Формула (3) запрограмована та за допомогою комп'ютерного моделювання отримані графічні залежності $\omega_{вд} = f(\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$, при різних передаточних відношеннях $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13}^{(4)} = 0,1 \dots 0,2$, та кутових швидкостях ведучої ланки $\omega_{вч} = 75 \dots 300$ рад/с. Графічні залежності, отримані для $\omega_{вч} = 100$ рад/с показані на рис. 3.

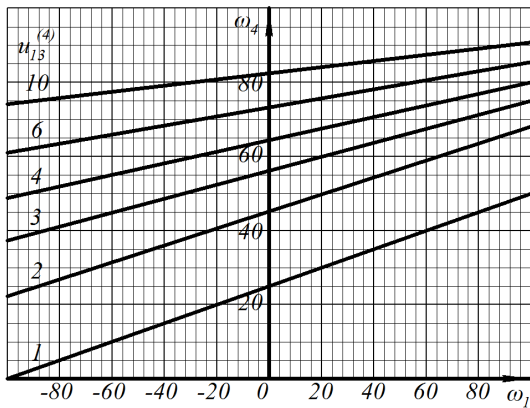


Рис. 3 – Залежності $\omega_{вд} = f(\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вч} = 100$ рад/с, $\omega_{1(2)} = 0$ і $u_{31(1)}^{(4)} = u_{31(2)}^{(4)} = u_{31}^{(4)} = 0,1 \dots 0,2$

Якщо за ведучу ланку прийняти епіцикл, а веденою ланкою буде водило, тоді з умов (1) маємо

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} u_{13(1)}^{(4)} u_{13(2)}^{(4)} + \omega_{1(1)} u_{13(2)}^{(4)} + \omega_{1(2)} (1 + u_{13(1)}^{(4)})}{(1 + u_{13(1)}^{(4)}) (1 + u_{13(2)}^{(4)})} \quad (4)$$

де $\omega_{вд}$ – швидкість водила,
 $\omega_{вч}$ – швидкість зубчастого колеса – епіцикла.

Задавшись аналогічними попередньому випадку даними отримаємо:

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} (u_{13}^{(4)})^2 + \omega_{1(1)} (u_{13}^{(4)})}{(1 + u_{13}^{(4)})^2} \quad (5)$$

Запрограмувавши вираз (5) отримані графічні залежності, при аналогічних вихідних даних, між швидкостями $\omega_{вд}$ водила і $\omega_{вч}$ зубчастого колеса – епіцикла, показані на рис. 4.

Далі на рис. 5 показана трисходинкова зубчаста диференціальна передача, в якій епіцикл $3_{(1)}$ першої сходинки з'єднаний з водилом $4_{(2)}$ другої сходинки, епіцикл $3_{(2)}$ другої сходинки з'єднаний з водилом $4_{(3)}$ третьої сходинки, а керування швидкістю здійснюється за рахунок сонячних зубчастих коліс першої $1_{(1)}$, другої $1_{(2)}$ і третьої $1_{(3)}$ сходинки за допомогою встановлених на них замкнутих гідросистем $6_{(1)}$, $6_{(2)}$, і $6_{(3)}$. Ведучою ланкою такої трисходинкової зубчастої диференціальної передачі є водило $4_{(1)}$ першої сходинки, а веденою ланкою – епіцикл $3_{(3)}$ третьої сходинки.

Зв'язок між швидкостями веденої ланки (зубчастого колеса – епіцикла $3_{(3)}$) $\omega_{вд}$ і ведучої ланки (водила $4_{(1)}$) $\omega_{вч}$, виходячи з умов (1) має вигляд

$$\omega_{вд} = \frac{\left(\omega_{вч} \prod_{i=1}^3 (1 + u_{13(i)}^{(4)}) - \omega_{1(1)} \prod_{i=2}^3 (1 + u_{13(i)}^{(4)}) - \omega_{1(2)} u_{13(1)}^{(4)} (1 + u_{13(3)}^{(4)}) - \omega_{1(3)} u_{13(1)}^{(4)} u_{13(2)}^{(4)} \right)}{\prod_{i=1}^3 (u_{13(i)}^{(4)})} \quad (6)$$

де $\omega_{1(1)}$, $\omega_{1(2)}$, $\omega_{1(3)}$ – швидкості сонячних зубчастих коліс, відповідно першої, другої та третьої сходинки, величину яких можна змінювати за допомогою замкнутих гідросистем $6_{(1)}$, $6_{(2)}$, і $6_{(3)}$ у певному діапазоні: $\omega_{1(1)} = 0 \dots \omega_{1(1)\max}$, $\omega_{1(2)} = 0 \dots \omega_{1(2)\max}$, $\omega_{1(3)} = 0 \dots \omega_{1(3)\max}$.

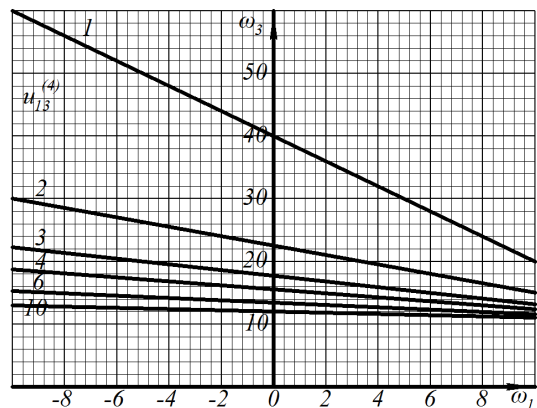


Рис. 4 – Залежності $\omega_{вд} = f(\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вч} = 100$ рад/с, $\omega_{1(2)} = 0$ і $u_{31(1)}^{(4)} = u_{31(2)}^{(4)} = u_{31}^{(4)} = 0,1 \dots 0,2$

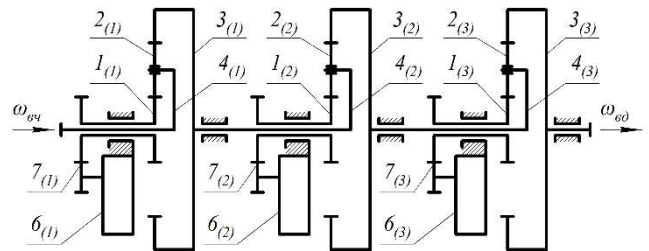


Рис. 5 – Схема трисходинкової диференціальної передачі з замкнутими гідросистемами з регулюванням через епіцикли

Для наочності характеру зміни швидкості через трисходинкову диференціальну передачу з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем, задамося умовами: $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13(3)}^{(4)} = u_{13}^{(4)} = 1 \dots 10$, $\omega_{1(2)} = 0$, $\omega_{1(3)} = 0$. Для такого випадку вираз (6) отримає вигляд:

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} (1 + u_{13}^{(4)})^3 - \omega_{1(1)} (1 + u_{13}^{(4)})^2}{(u_{13}^{(4)})^3} \quad (7)$$

Із запрограмованої формули (5) отримані графічні залежності $\omega_{вд} = f(\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}, \omega_{1(3)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$, при різних кутових швидкостях ведучої ланки $\omega_{вч} = 75 \dots 300$ рад/с. Отримані графічні залежності при $\omega_{вч} = 100$ рад/с показані на рис. 6.

Якщо за ведучу ланку прийняти зубчасте колесо – епіцикл, а веденою ланкою буде водило, тоді з умов (1) будемо мати

$$\omega_{вд} = \frac{\left(\omega_{вч} \prod_{i=1}^3 (u_{13(i)}^{(4)}) + \omega_{1(1)} \prod_{i=2}^3 (u_{13(i)}^{(4)}) + \omega_{1(2)} u_{13(3)}^{(4)} (1 + u_{13(1)}^{(4)}) + \omega_{1(3)} \prod_{i=1}^2 (1 + u_{13(i)}^{(4)}) \right)}{\prod_{i=1}^3 (1 + u_{13(i)}^{(4)})}, \quad (8)$$

де $\omega_{вд}$ – швидкість водила;
 $\omega_{вч}$ – швидкість зубчастого колеса – епіцикла.

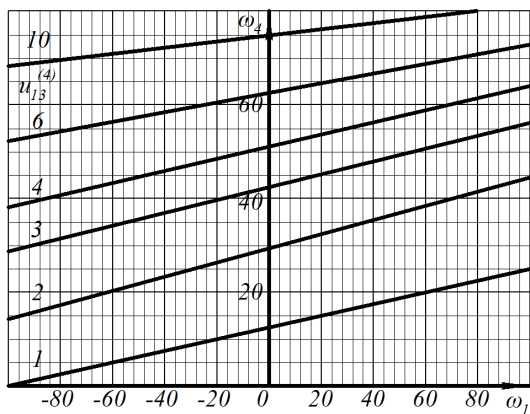


Рис. 6 – Залежності $\omega_{вд} = f(\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вч} = 100$ рад/с, $\omega_{1(2)} = \omega_{1(3)} = 0$ і $u_{31(1)}^{(4)} = u_{31(2)}^{(4)} = u_{31(3)}^{(4)} = 1 \dots 10$

Прийнявши $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = u_{13(3)}^{(4)} = u_{13}^{(4)} = 1.10$, $\omega_{1(2)} = 0$, $\omega_{1(3)} = 0$, отримаємо

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} (u_{13}^{(4)})^3 + \omega_{1(1)} (u_{13}^{(4)})^2}{(1 + u_{13}^{(4)})^3}. \quad (9)$$

На основі запрограмованого виразу (9) отримані графічні залежності між швидкостями $\omega_{вд}$ епіцикла і $\omega_{вч}$ водила, показані на рис. 7.

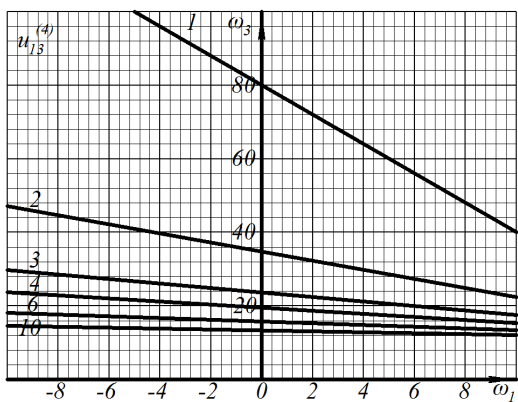


Рис. 7 – Залежності $\omega_{вд} = f(\omega_{1(1)}, \omega_{1(2)}, \omega_{вч}, u_{13}^{(4)})$ при $\omega_{вч} = 100$ рад/с, $\omega_{1(2)} = \omega_{1(3)} = 0$ і $u_{31(1)}^{(4)} = u_{31(2)}^{(4)} = u_{31(3)}^{(4)} = 1 \dots 10$

Проаналізувавши отримані залежності (2), (4), (6) і (8) запишемо узагальнені формули для залежностей між

кутовими швидкостями у диференціальних передачах з трьома і більше (n) сходинок та ведучою ланкою:

- водилом:

$$\omega_{вд} = \frac{\left(\omega_{вч} \prod_{i=1}^n (1 + u_{13(i)}^{(4)}) - \omega_{1(1)} \prod_{i=2}^n (1 + u_{13(i)}^{(4)}) - \sum_{i=2}^{n-1} \left(\omega_{1(i)} \prod_{k=1}^{i-1} u_{13(k)}^{(4)} \prod_{k=i+1}^n (1 + u_{13(k)}^{(4)}) \right) - \omega_{1(n)} \prod_{i=1}^{n-1} (u_{13(i)}^{(4)}) \right)}{\prod_{i=1}^n (u_{13(i)}^{(4)})}; \quad (10)$$

- епіциклом:

$$\omega_{вд} = \frac{\left(\omega_{вч} \prod_{i=1}^n (u_{13(i)}^{(4)}) + \omega_{1(1)} \prod_{i=2}^n (u_{13(i)}^{(4)}) + \omega_{1(n)} \prod_{i=1}^{n-1} (1 + u_{13(i)}^{(4)}) + \sum_{i=2}^{n-1} \left(\omega_{1(i)} \prod_{k=i+1}^n u_{13(k)}^{(4)} \prod_{k=1}^{i-1} (1 + u_{13(k)}^{(4)}) \right) \right)}{\prod_{i=1}^n (1 + u_{13(i)}^{(4)})}. \quad (11)$$

Якщо передаточні числа усіх сходинок прийняти однаковими, тобто $u_{13(1)}^{(4)} = u_{13(2)}^{(4)} = \dots = u_{13(n)}^{(4)} = u_{13}^{(4)}$, то залежності (10) та (11) можна спростити до вигляду:

- для зубчастої диференціальної передачі з ведучою ланкою – водилом:

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} (1 + u_{13}^{(4)})^n - \sum_{i=1}^n \left(\omega_{1(i)} (u_{13}^{(4)})^{i-1} (1 + u_{13}^{(4)})^{n-i} \right)}{(u_{13}^{(4)})^n}; \quad (12)$$

- для зубчастої диференціальної передачі з ведучою ланкою – епіциклом:

$$\omega_{вд} = \frac{\omega_{вч} (u_{13}^{(4)})^n + \sum_{i=1}^n \left(\omega_{1(i)} (u_{13}^{(4)})^{n-i} (1 + u_{13}^{(4)})^{i-1} \right)}{(1 + u_{13}^{(4)})^n}. \quad (13)$$

Залежності (12) і (13) справедливі як для односходінкових ($n = 1$) так і багатосходінкових однорядних диференціальних передач з однаковими передаточними відношеннями $u_{13}^{(4)}$ кожної сходинок.

Висновки. На основі проведених теоретичних досліджень кінематичних параметрів пристроїв для керування змінами швидкості у вигляді багатосходінкових диференціальних передач з замкнутими гідросистемами можна зробити наступні висновки:

1. Отримані графічні залежності між кутковими швидкостями ведучої, веденої та керуючої ланок у багатосходінкових зубчастих диференціальних передачах з замкнутими гідросистемами за допомогою засобів комп'ютерного моделювання, подані на рис. 3, 4, 5 і 7 наочно підтверджують можливість розширення діапазону керування змінами кутової швидкості між ведучою і веденою ланками при зміні кутової швидкості сонячного зубчастого колеса.

2. Запропонована методика теоретично-комп'ютерного дослідження залежності між швидкостями в багатосходінковій зубчастій диференціальній передачі з

замкнутими гідросистемами між ведучою і веденою ланками, коли керування виконується через сонячне зубчасте колесо може бути застосована для різноманітних схем зубчастих диференціальних передач.

3. Отримані графічні залежності швидкості між ланками в багатосходінковій зубчастій диференціальній передачі можна використовувати при проектуванні нових пристроїв для керування змінами швидкості за допомогою диференціальних передач з замкнутою гідросистемою, та може бути підґрунтям для подальших досліджень механічних засобів машинознавства.

Список літератури

1. Стрілець О. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі / О. Стрілець, В. Стрілець, І. Шукаренко // "Машинознавство". Всеукраїнський наук.-техн. і виробн. журнал. – № 6 (120), 2007. – С. 38–41.
2. Стрілець О. Комп'ютерне моделювання диференціальних передач з пристроєм для керування швидкістю / О. Стрілець // "Машинознавство". Всеукраїнський наук.-техн. і виробн. журнал. – № 12 (150), 2009. – С. 39–43.
3. Малащенко В. О. Класифікація способів і пристроїв керування процесом зміни швидкості у техніці / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса : 2015. – № 3. – С. 70–78.
4. Стрілець О. Р. Обґрунтування можливості керування змінами швидкості за допомогою диференціальних передач / О. Р. Стрілець // Вісник Інженерної академії України. – Київ : НАУ, 2015. – № 2. – С. 177–181.
5. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через епіцикл / О. Р. Стрілець // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – № 4 (80), 2015. – С. 129–135.
6. Стрілець О. Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / О. Р. Стрілець // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки. – № 5, 2015. – С. 68–72.
7. Стрілець О. Р. Керування змінами швидкості за допомогою неповної диференціальної передачі через сателіт / О. Р. Стрілець // Вісник національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне : НУВГП, 2015. – № 3, ч. 2. – С. 138–148.
8. Стрілець О. Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через водило / О. Р. Стрілець // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук : КрНУ, 2015. – Вип. 6/2015 (95). – С. 72–77.
9. Малащенко В. А. Новый способ бесступенчатого изменения скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой / В. А. Малащенко, О. Р. Стрилец, В. Н. Стрелец // Международный инженерный журнал "Приводы и компоненты машин". – Москва, 2015. – № 6. – С. 3–6.
10. Стрілець О. Р. Пат. 18587 Україна, МПК F16H3/00. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – опубл. 15.11.06, Бюл. № 11, 2006 р.
11. Стрілець О. Р. Пат. 25335 Україна, МПК F 16 H 1/28. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / О. Р. Стрілець; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – опубл. 19.08.07, Бюл. № 12, 2007 р.
12. Стрілець О. Р. Пат. 28489 Україна, МПК B60/K17/06. Планетарна коробка передач / О. Р. Стрілець; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – опубл. 10.12.07, Бюл. № 20, 2007 р.

References (transliterated)

1. Strilets O., Strilets V., Shynkarenko I. Keruvannya zminyamy shvydkosti za dopomohoyu zubchastoyi dyferentsial'noyi peredachi [Speed changes management via epicyclic gear train]. *Mashynoznavstvo* [Mechanical Engineering]. Lviv, 2007, no. 6 (120), pp. 38–41.
2. Strilets O. Komp'yuterne modelyuvannya dyferentsial'nykh peredach z prystroyem dlya keruvannya shvydkisty [Computer modeling of epicyclic gear trains with speed management device]. *Mashynoznavstvo* [Mechanical Engineering]. Lviv, 2009, no. 12 (150), pp. 39–43.
3. Malashchenko V. O., Strilets O. R., Strilets V. M. Klyasyfikatsiya sposobiv i prystroyiv keruvannya protsesom zminy shvydkosti u tekhnitsi [Classification of methods and devices of the speed change process management in engineering]. *Pidyomno-transportna tekhnika* [Hoisting and Transport Machinery]. Odessa, 2015, no. 3, pp. 70–78.
4. Strilets O. R. Obgruntuвання mozhlyvosti keruvannya zminyamy shvydkosti za dopomohoyu dyferentsial'nykh peredach [Justification of the speed change management capability via differential gearbox]. *Visnyk Inzhenernoi akademii Ukrainy* [Bulletin of Engineering Academy of Ukraine]. Kyiv, NAU Publ., 2015, iss. 2, pp. 177–181.
5. Strilets O. R. Keruvannya zminyamy shvydkosti za dopomohoyu zubchastoyi dyferentsial'noyi peredachi cherez epitsykl [Speed change management via epicyclic gear train through epicycle] *Visnyk Ternopil's'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu* [Scientific Journal of Ternopil National Technical University]. Ternopil, 2015, no. 4 (80), pp. 129–135.
6. Strilets O. R. Keruvannya protsesom zminy shvydkosti za dopomohoyu dyferentsial'noyi peredachi cherez sonyachne zubchaste koleso [Speed change process management via epicyclic gear train through sun gear]. *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Herald of Khmelnytskyi National University. Series: Technical Sciences]. Khmelnytskyi, 2015, no. 5, pp. 68–72.
7. Strilets O. R. Keruvannya zminyamy shvydkosti za dopomohoyu nepovnoyi dyferentsial'noyi peredachi cherez satelit [Speed Change Management Via Partial Epicyclic Gear Train Through Planets]. *Visnyk natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. Tekhnichni nauky* [Bulletin of the National University of Water and Environmental Engineering]. Rivne, 2015, no. 3, vol. 2, pp. 138–148.
8. Strilets O. R. Keruvannya protsesom zminy shvydkosti za dopomohoyu dyferentsial'noyi peredachi cherez vodylo [Processes of Speed Change Management Via Epicyclic Gear Train By Carrier] *Visnyk Kremenchuts'koho natsional'noho universytetu imeni Mykhayla Ostrohrad's'koho* [Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University]. Kremenchuk, 2015, iss. 6/2015 (95), pp. 72–77.
9. Malashchenko V. O., Strilets O. R., Strilets V. M. Novyy spobob besstupenchatogo izmeneniya skorosti pri pomoshhi zubchatyh differentsial'nykh peredach s zamknuтой gidrosistemoj [New Method of Continuously Variable Speed Change Via Epicyclic Gear Train With a Closed Hydrosystem]. *Mezhdunarodnyy inzhenernyy zhurnal "Privody i komponenty mashin"* [International Engineering Journal "Drives And Elements of Machines"]. Moscow, 2015, no. 6, pp. 3–6.
10. Strilets O. R., Strilets V. M. *Zubchastyy dyferentsial z prystroyem dlya keruvannya zminyamy shvydkosti* [Epicyclic gear train with speed change management device]. Patent UA, no. 18587, 2006.
11. Strilets O. R. *Zubchastyy dyferentsial z prystroyem dlya keruvannya zminyamy shvydkosti* [Epicyclic gear train with speed change management device]. Patent UA, no. 25335, 2007.
12. Strilets O. R., Strilets V. M. *Zubchastyy dyferentsial z prystroyem dlya keruvannya zminyamy shvydkosti* [Planetary gearbox]. Patent UA, no. 28489, 2007.

Надійшла (received) 18.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Керування змінами швидкості за допомогою багатосходінкової зубчастої диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / В. О. Малащенко, О. Р. Стрілець, В. М. Стрілець // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 87–92. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Управление изменениями скорости при помощи многоступенчатой зубчатой дифференциальной передачи через солнечное зубчатое колесо / В. О. Малащенко, О. Р. Стрилец, В. М. Стрелец // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 87–92. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0791.

Speed change management via multistep epicyclic gear train by the sun gear / V. O. Malashchenko, O. R. Strilets, V. M Strilets // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 87–92. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Малащенко Володимир Олександрович – доктор технічних наук, професор, Національний університет "Львівська політехніка", завідувач кафедри деталей машин; тел.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Малащенко Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, Национальный университет "Львовская политехника", заведующий кафедрой деталей машин; тел.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Malashchenko Volodymyr Oleksandrovych – Doctor of Engineering Sciences, Full Professor, National Lviv Polytechnic University, Head of Department of Machine Elements; tel.: (067) 860-45-04; e-mail: v.o.malash@mail.ru.

Стрілець Олег Романович – кандидат технічних наук, Національний університет водного господарства та природокористування, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства, м. Рівне; тел.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрелец Олег Романович – кандидат технических наук, Национальный университет водного хозяйства и природопользования, доцент кафедры теоретической механики, инженерной графики и машиноведения, г. Ровно; тел.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Strilets Oleh Romanovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National University of Water and Environmental Engineering, Associate Professor at the Department of Analytical Dynamics, Engineering Graphics and Mechanical Engineering, Rivne; tel.: (097) 645-44-13; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрілець Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет водного господарства та природокористування, професор кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства, м. Рівне; тел.: (0362) 24-67-00; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

Стрелец Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики, инженерной графики и машиноведения Национального университета водного хозяйства и природопользования, г. Ровно; тел.: (0362) 24-67-00; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

Strilets Volodymyr Mykolaiovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National University of Water and Environmental Engineering, Professor at the Department of Analytical Dynamics, Engineering Graphics and Mechanical Engineering, Rivne; tel.: (0362) 24-67-00; e-mail: v.m.strilets@nuwm.edu.ua.

УДК 621.83

М. В. МАРГУЛИС, Я. О. ГОРДИЕНКО

РАЗРАБОТКА ОПТИМИЗИРОВАННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВОЛНОВЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

Запропоновано оптимізовану методику розрахунку хвильових прецесійних передач з тілами кочення. Методика комплексно враховує особливості геометрії передач, матеріали, твердість поверхневого шару основних ланок і раціональну довговічність передач. Геометричні параметри періодичних доріжок кочення і тіл кочення оптимізовані за критерієм мінімальних контактних напружень і втрат на тертя. Наведено приклад розрахунку.

Ключові слова: хвильова передача, періодична доріжка кочення, тіло кочення, кут нутації, ковзання, оптимізація, прецесія.

Предложена оптимизированная методика расчета волновых прецессионных передач с телами качения. Методика комплексно учитывает особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя основных звеньев и рациональную долговечность передач. Геометрические параметры периодических дорожек качения и тел качения оптимизированы по критерию минимальных контактных напряжений и потерь на трение. Приведен пример расчета.

Ключевые слова: волновая передача, периодическая дорожка качения, тело качения, угол нутации, скольжение, оптимизация, прецессия.

Optimized methodics of calculation of harmonic precessional drives with rolling elements is given. This complex considers the specifics of geometry of transmission, used materials, surface hardness of master links and rational durability of transmission. The geometric parameters of periodic race grooves and rolling elements are optimized by minimum contact stress and friction lost. The example calculation is given. The technique developed in addition to the analytical options presented in tabular and graphical form, where the unknown quantities are determined by the presented graphs and tables, allowing you to reduce the time to payment mechanism

Keywords: harmonic drive, periodic race groove, rolling element, nutation angle, sliding motion, optimization, precession.

Введение. Актуальность задачи. Известно, что волновые передачи с телами качения (ВПТК) являются наиболее экономичной разновидностью волновых передач по массогабаритным параметрам и КПД. Это достигается заменой волнового зубчатого зацепления шаровым, практически исключая трение скольжения и повышающим КПД (за счет исключения потерь в вол-

новом зубчатом зацеплении и генераторе волн) и надежность передачи (за счет исключения гибких звеньев). В связи с этим актуальным является вопрос разработки оптимизированной методики расчета ВПТК, оптимизированных по критериям минимальной массы, максимального КПД и долговечности.

© М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко, 2016

Анализ литературных источников и постановка задачи. Задачей данного исследования является объединение знаний, изложенных в опубликованных ранее материалах [1–7], и формирование на их основе оптимизированной методики расчета ВППТК. Методика должна комплексно учитывать особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя основных звеньев, необходимую долговечность передач и оптимизацию геометрических параметров периодических дорожек качения и тел качения по критерию минимальных контактных напряжений и потерь на трение.

Методы исследования. В данной статье приведена последовательность расчета ВППТК, включающая шесть основных, приведенных ниже этапов. Термины и понятия, принятые для ВППТК приведены в [1].

I. На первом этапе расчета проводится выбор рациональной структурной схемы механизма и его кинематический расчет. Рассматривается несколько вариантов структурных схем ВППТК, их преимущества, недостатки, принцип работы. Наиболее рациональные варианты ВППТК приведены в работах [2–3], на которые получены патенты [4–5].

Выбор структурной схемы зависит от требуемого передаточного числа u механизма и определялся с учетом специфики сборки механизмов. При передаточных числах от 5 до 50 рационально использовать одноступенчатые ВППТК, а при передаточных числах от 40 до 800 – двухступенчатые. Однако двухступенчатые ВППТК могут применяться и при $u > 800$ до 5000 и более, но рациональность и технологичность изготовления таких механизмов должна рассматриваться в каждом случае отдельно с учетом технологических возможностей предприятия-изготовителя.

Кинематический расчет заключается в определении количества тел качения (ТК) и чисел периодов периодических дорожек качения (ПДК), от соотношения которых зависит передаточное число ВППТК. Подробная методика кинематического расчета одноступенчатых и двухступенчатых ВППТК изложена в [2]. Ниже приведены выведенные нами зависимости для определения рациональных чисел периодов ПДК и количества ТК.

Количество периодов ПДК z_{id} промежуточного колеса: одноступенчатая передача с ведущим прецессионным колесом

$$z_{id} = 2 \cdot (u - 1), \quad (1)$$

одноступенчатая передача с невращающимся прецессионным колесом

$$z_{id} = -2 \cdot u, \quad (2)$$

двухступенчатая передача

$$z_{id2} = (\sqrt{8 \cdot u + 1} - 1) / 2; \quad z_{id1} = z_{id1} - 1. \quad (3)$$

Количество периодов ПДК прецессионного колеса: одноступенчатая передача

$$z_p = z_{id} + 2, \quad (4)$$

двухступенчатая передача

$$z_{p1} = z_{id1} + 2; \quad z_{p2} = z_{id2} + 2. \quad (5)$$

Число тел качения:

одноступенчатая передача

$$n = 0,5 \cdot (z_{id} + z_p), \quad (6)$$

двухступенчатая передача

$$n_1 = 0,5 \cdot (z_{id1} + z_{p1}); \quad n_2 = 0,5 \cdot (z_{id2} + z_{p2}). \quad (7)$$

Количество периодов ПДК, определенное по формулам (1–3), округляется до ближайшего целого, после чего проводится последующий расчет по формулам (4–7).

Для расширения технических характеристик передаточных механизмов возможно в одном механизме объединение ВППТК и других передач, например зубчатых. Такая потребность может быть связана с необходимостью увеличения дискретности передаточных чисел механизма, либо обусловлена уменьшением трудоемкости механической обработки, сборки и массогабаритных характеристик.

II. На втором этапе определяется количество активных тел качения n_a , участвующих в передаче усилия от прецессионного колеса на сопряженные звенья.

Количество n_a , для каждой из представленных конструкций различно:

одноступенчатые передачи [2]

$$n_a = (n - 1) / 2, \quad (8)$$

двухступенчатая передача [2, 5]

$$n_a = (n_1 - 1) / 2 + (n_2 - 1) / 2, \quad (9)$$

одноступенчатая симметричная передача [3, 4]

$$n_a = n. \quad (10)$$

При расчете n_a их величина округляется до ближайшего меньшего целого числа.

III. На третьем этапе определяется угол нутации β , определяющий равномерность движения ТК по ПДК без заклинивания, от которого зависит работоспособность и КПД ВППТК.

Угол β зависит от числа периодов ПДК и, следовательно, от количества тел качения, и его определения является важным этапом [6].

В табл. 1 приведены значения рациональных углов нутации ВППТК в зависимости от числа ТК в зацеплении, рассчитанного на первом этапе.

IV. На четвертом этапе расчета определяется величина допускаемых контактных напряжений. При их определении учитываются особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя контактирующих поверхностей основных звеньев передачи и проектная долговечность. Методика учитывает влияние скорости скольжения в зацеплении, что ранее не исследовалось другими авторами, но оказывает значительное влияние на долговечность механизма и его КПД. Подробно методика расчета описана в [7].

Значение допускаемых контактных напряжений σ_{HP} (МПа), определяется как:

$$\sigma_{HP} = 2800 \cdot K_T \cdot K_{HL} \cdot K_W, \quad (11)$$

где K_T – коэффициент, зависящий от твердости контактирующих поверхностей, см. рис. 1; K_{HL} – коэффициент долговечности, см. рис. 2; K_W – коэффициент, учитывающий интенсивность износа, зависящий от скорости скольжения, см. рис. 3.

Эквивалентное число циклов N_{HE} , используемое для определения коэффициента долговечности, определяется как:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_a \cdot n_{ex} \cdot t / u \quad (12)$$

где n_a – число активных тел качения, шт;
 n_{ex} – частота вращения входного вала, об/мин;
 t – срок службы, ч;
 u – передаточное число передачи.

Таблица 1 – Величины угла нутации

Число ТК	Угол нутации $\beta, ^\circ$	Число ТК	Угол нутации $\beta, ^\circ$
10	5° 25' 58"	33	1° 42' 38"
11	4° 56' 56"	34	1° 39' 36"
12	4° 33' 32"	35	1° 36' 47"
13	4° 13' 26"	36	1° 34' 07"
14	3° 56' 06"	37	1° 31' 36"
15	3° 40' 59"	38	1° 29' 14"
16	3° 27' 43"	39	1° 26' 59"
17	3° 15' 54"	40	1° 24' 50"
18	3° 05' 20"	41	1° 22' 48"
19	2° 55' 55"	42	1° 20' 52"
20	2° 44' 38"	43	1° 19' 01"
21	2° 36' 16"	44	1° 17' 14"
22	2° 29' 06"	45	1° 15' 32"
23	2° 22' 52"	46	1° 13' 55"
24	2° 17' 21"	47	1° 12' 21"
25	2° 12' 25"	48	1° 10' 51"
26	2° 07' 57"	49	1° 09' 25"
27	2° 03' 49"	50	1° 08' 02"
28	1° 59' 55"	51	1° 06' 43"
29	1° 56' 12"	52	1° 05' 27"
30	1° 52' 37"	53	1° 04' 14"
31	1° 49' 09"	54	1° 03' 04"
32	1° 45' 49"	55	1° 01' 56"

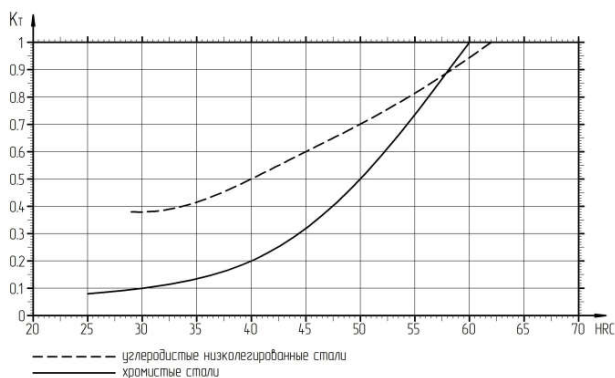


Рис. 1 – Значения коэффициента K_T в зависимости от твердости контактирующих поверхностей

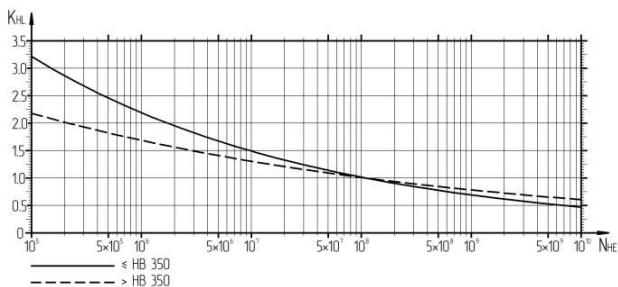


Рис. 2 – Значения коэффициента K_{HL} в зависимости от эквивалентного числа N_{HE}

Скорость скольжения $V_{СК}$ (м/с), необходимая для определения коэффициента интенсивности износа определяется по формуле:

$$V_{СК} = n_{ex} \cdot L \cdot W_L / u \cdot 10^5, \quad (13)$$

где W_L – средняя величина скольжения в зацеплении (в процентах от длины траектории перемещения ТК), определяемая по [7];
 L – длина траектории перемещения центров ТК, определяемая по [7].

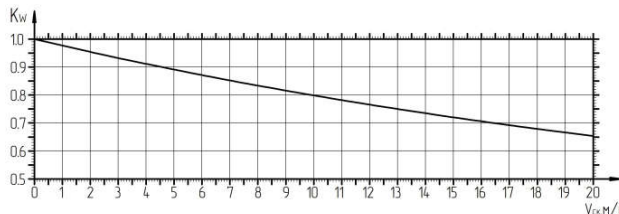


Рис. 3 – Значения коэффициента K_W в зависимости от скорости скольжения $V_{СК}$

Так как коэффициент K_W можно рассчитать только при известном базовом диаметре, то для проекторочного расчета допускается принимать величину в пределах 0.8...0.95.

V. На пятом этапе определяется базовый диаметр зацепления D_b – диаметр расположения центров тел качения. Для полученных оптимальных параметров ВППТК выведена частная формула определения базового диаметра D_b , мм:

$$D_b = k_D \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{M_{ex} / \sigma_{HP}}, \quad (14)$$

где k_D – рассчитанный нами коэффициент, комплексно учитывающий оптимальное соотношение главных кривизн ПДК и ТК, угол нутации передачи, распределение усилий между телами качения;
 M_{ex} – вращающий момент на входном валу передачи, Н·м.

Коэффициент k_D выведен на основе расчете напряженно-деформированного состояния основных звеньев ВППТК, описанного в [8]. Величина коэффициента k_D в зависимости от числа тел качения приведена в табл. 2.

Таблица 2 – Величины коэффициента k_D

Число ТК	k_D	Число ТК	k_D
10	124,15	33	288,80
11	133,03	34	294,68
12	141,67	35	300,69
13	150,05	36	306,45
14	158,25	37	312,35
15	166,23	38	318,06
16	174,03	39	323,88
14	181,70	40	329,48
18	189,16	41	335,13
19	196,52	42	340,69
20	202,83	43	346,29
21	209,62	44	351,73
22	216,42	45	357,20
23	223,32	46	362,66
24	230,15	47	367,93
25	237,03	48	373,37
26	243,88	49	378,52
27	250,60	50	383,88
28	257,34	51	389,15
29	263,87	52	394,36
30	270,33	53	399,46
31	276,55	54	404,44
32	282,66	55	414,60

Рассмотренные на данном этапе расчета зависимости рациональны для одноступенчатых симметричных передач [3, 4].

После определения базового диаметра возвращаемся к этапу IV и пересчитываем допускаемые контактные напряжения с учетом скольжения в зацеплении.

VI. На шестом этапе с учетом базового диаметра D_b определяется диаметр ТК D_{re} , и в последующем округляется до размеров стандартных подшипниковых шариков по ГОСТ 3722. Размер тел качения D_{re} (мм) определяется по формуле:

$$D_{re} = k_{re} \cdot 10^{-3} \cdot D_b, \quad (15)$$

где k_{re} – рассчитанный нами коэффициент размера ТК, обеспечивающий бесконтактное расположение ТК вдоль ПДК и учитывающий оптимальное соотношение главных кривизн ПДК и ТК.

Величина коэффициента k_{re} в зависимости от числа тел качения приведена в табл. 3.

Таблица 3 – Величины коэффициента k_{re}

Число ТК	k_{re}	Число ТК	k_{re}
10	66,628	33	18,395
11	59,919	34	17,849
12	54,384	35	17,314
13	49,802	36	16,826
14	45,907	37	16,349
15	42,581	38	15,907
16	39,698	39	15,477
14	37,174	40	15,081
18	34,965	41	14,698
19	32,988	42	14,337
20	31,698	43	13,988
21	30,221	44	13,663
22	28,814	45	13,349
23	27,465	46	13,047
24	26,209	47	12,767
25	25,023	48	12,488
26	23,919	49	12,233
27	22,907	50	11,977
28	21,965	51	11,733
29	21,116	52	11,500
30	20,337	53	11,279
31	19,640	54	11,070
32	19,000	55	10,860

Изменение диаметра тел качения при округлении по ГОСТ в пределах $\pm 5\%$ не окажет значительно влияния на контактные напряжения и им можно пренебречь. Изменение диаметра ТК более 5% не рекомендуется выполнять из роста контактных напряжений в зацеплении. Попускается увеличение диаметра ТК более 5% с пересчетом базового диаметра по формуле (14).

Ниже приведен пример расчета опытно-промышленного образца ВППТК, исходные данные для расчета приведены в табл. 4

Таблица 4 – Исходные данные для расчета

Параметр	Значение
Максимальный вращающий момент на быстроходном валу, Н·м	125
Частота вращения быстроходного вала, об/мин	500
Необходимое передаточное число механизма	10
Ресурс механизма (при режиме 24/7), ч	8760 (1 год)

I. Исходя из небольшого требуемого передаточного числа механизма, принимаем структурную схему одноступенчатой симметричной передачи с остановленным промежуточным колесом [3-4].

Количество периодов ПДК промежуточного колеса:

$$z_{id} = 2 \cdot (10 - 1) = 18.$$

Количество периодов ПДК прецессионного колеса:

$$z_p = 18 + 2 = 20.$$

Число тел качения:

$$n = 0,5 \cdot (18 + 20) = 19.$$

II. Полученное число активных тел качения:

$$n_a = 19.$$

III. Угол нутации по табл. 1:

$$\beta = 2^\circ 55' 55''.$$

IV. Определим коэффициенты, необходимые для расчета допускаемых контактных напряжений.

Принимаем материал для колес передачи – сталь 18ХГТ, метод термообработки – цементация с последующей закалкой, твердость контактирующих поверхностей – HRC 56–63, отсюда по рис. 1 определяем коэффициент $K_T = 1$.

Коэффициент $K_{HL} = 0,85$, при эквивалентном числе циклов $N_{HE} = 60 \cdot 19 \cdot 500 \cdot 8760 / 10 = 5 \cdot 10^8$.

Для проектировочного расчета принимаем $K_W = 0,9$.

Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HP} = 2800 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,9 = 2142 \text{ МПа}.$$

V. Определяем базовый диаметр зацепления:

$$D_b = 196,52 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{125 / 2142} = 458 \text{ мм}.$$

Скорость скольжения при $D_b = 458$ мм по [7]:

$$V_{СК} = 500 \cdot 379 \cdot 4,58 \cdot 1,6 / 10 \cdot 10^5 = 1,4 \text{ м/с}.$$

Уточненные с учетом скольжения величины равны:

$$K_W = 0,97, \quad \sigma_{HP} = 2309 \text{ МПа} \text{ и } D_b = 425 \text{ мм}.$$

VI. Определяем диаметр тел качения:

$$D_{re} = 32,988 \cdot 10^{-3} \cdot 425 = 14 \text{ мм},$$

округляем диаметр тела качения до ближайшего по ГОСТ – $D_{re} = 14$ мм.

Выводы. Разработанная методика помимо аналитического варианта представлена в таблично-графическом варианте, где искомые величины могут определяться по представленным графикам и таблицам, что позволяет сократить время на расчет механизма не менее чем в 50 раз с сохранением точности расчета в пределах 1% и минимизировать возможные ошибки расчетчика (т.к. аналитический расчет включает громоздкие и сложные формулы).

Список литературы

1. Маргулис М. В. Корректирование профиля поперечного сечения периодических дорожек качения волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – 2014. – Вип. 31. – С. 104-111.
2. Маргулис М. В. Разработка новых волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко //

- Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Техн. науки. – 2013. – Вип. 26. – С. 161–168.
3. *Маргуліс М. В.* Разработка рациональной конструкции одноступенчатой волновой передачи с телами качения / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Захист металургійних машин від поломок: міжвузівський тематичний збірник наукових праць. – 2013. – Вип. 15. – С. 114–117.
 4. *Пат. 109707* Україна, МПК F16H 1/28. Передавальний механізм / *Я. О. Гордієнко, М. В. Маргуліс*; заявник і власник патенту "Приазовський державний технічний університет"; заявл. 18.11.2013; опубл. 25.09.2015, Бюл. № 18; – 4 с.
 5. *Пат. 92297* Україна, МПК F16H 1/28. Передавальний механізм / *М. В. Маргуліс, В. В. Мітін*; заявник і власник патенту "Приазовський державний технічний університет"; заявл. 18.12.2009; опубл. 11.10.2010, Бюл. № 19; – 3 с.
 6. *Маргуліс М. В.* Оптимизация основных конструктивных параметров высокоэкономичных прецессионных передаточных механизмов с телами качения / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – 2015. – Вип. 34. – С. 85–92.
 7. *Маргуліс М. В.* Определение допускаемых контактных напряжений при работе волновых прецессионных передач телами качения / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – 2014. – Вип. 29. – С. 77–82.
 8. *Маргуліс М. В.* Анализ напряженно-деформированного состояния основных звеньев волновых прецессионных передач с телами качения в процессе передачи рабочих нагрузок / *М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко* // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Техн. науки. – 2013. – Вип. 27. – С. 148–158.
 9. *Маргуліс М. В.* вых волновых прецессионных передач с телами качения], Bulletin of the Pryazovskyi state technical university. Series: Technical sciences [Visnyk Pryazovsk'oho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu. Seriya: tekhnichni nauky], issue 26, pp. 161–168.
 3. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2013), "The development of rational design of single-stage harmonic precessional drives with rolling elements" [Razrabotka ratsional'noy konstrukttsii odnostupenchatoy volnovoy peredachi s telami kacheniya], Protection of metallurgical machine from breaks [Zakhyst metalurhiynykh mashyn vid polomok], issue 15, pp. 114–117.
 4. *Gordienko, Ya. O. and Margulis, M. V.*, Pryazovskyi state technical university [Pryazovsk'iy derzhavniy tekhnichniy universitet] (2015), *Peredaval'nyy mekhanizm* [Transmission mechanism], Ukraine, pat 109707.
 5. *Margulis, M. V. and Mitin, V. V.*, Pryazovskyi state technical university [Pryazovsk'iy derzhavniy tekhnichniy universitet] (2010), *Peredaval'nyy mekhanizm* [Transmission mechanism], Ukraine, pat 92297.
 6. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2015), "Optimization of main design factors highly economical precessional drives with rolling elements" [Optimizatsiya osnovnykh konstruktivnykh parametrov vysokoekonomichnykh pretsessiionnykh peredatochnykh mekhanizmov s telami kacheniya], Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Issues of mechanical drive [Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu], issue 34, pp. 85–92.
 7. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2014), "Definition of permissible contact stress during operation of harmonic precessional drives with rolling elements" [Opredelenie dopuskaemykh kontaktnykh napryazheniy pri rabote volnovykh pretsessiionnykh peredach telami kacheniya], Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Engineering science and CAD [Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR], issue 29, pp. 77–82.
 8. *Margulis, M. V. and Gordienko, Ya. O.* (2013), "Analysis of deflected mode the main links of harmonic precessional drives with rolling elements in workloads transfer process" [Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya osnovnykh zven'ev volnovykh pretsessiionnykh peredach s telami kacheniya v protsesse peredachi rabochikh nagruzok], Bulletin of the Pryazovskyi state technical university. Series: Technical sciences [Visnyk Pryazovsk'oho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu. Seriya: tekhnichni nauky], issue 27, pp. 148–158.

References (transliterated)

Поступила (received) 08.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка оптимізованої методики розрахунку хвильових прецесійних передач з тілами кочення / М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 92–96. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Разработка оптимизированной методики расчета волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргуліс, Я. О. Гордієнко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 92–96. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

The development of optimized methodics of calculation of harmonic precessional drives with rolling elements / M. V. Margulies, Ya. O. Gordienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No. 23 (1195). – P. 92–96. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Маргуліс Михайло Володимирович – доктор технічних наук, професор, Приазовський державний технічний університет, професор кафедри "Технологія машинобудування", м. Маріуполь; тел.: +38-098-531-55-47.

Маргуліс Михаїл Владимирович – доктор технічних наук, професор, Приазовський державний технічний університет, професор кафедри "Технологія машинобудування", г. Маріуполь; тел.: +38-098-531-55-47.

Margulies Michael Vladimirovich – doctor of technical sciences, full professor, Pryazov state technical university, full professor at the department "Mechanical-engineering technology", Mariupol; tel.: +38-098-531-55-47.

Гордієнко Ярослав Олегович – Товариство з обмеженою відповідальністю "МАГМА", інженер-конструктор I-ї категорії, м. Маріуполь; тел.: +38-097-224-35-24; e-mail: extremo1981@gmail.com.

Гордієнко Ярослав Олегович – Общество с ограниченной ответственностью "МАГМА", инженер-конструктор I-й категории, г. Маріуполь; тел.: +38-097-224-35-24; e-mail: extremo1981@gmail.com.

Gordienko Yaroslav Olegovich – limited liability company "MAGMA" design engineer I-st category, Mariupol; tel.: +38-097-224-35-24; e-mail: extremo1981@gmail.com.

УДК 621.833.6

В. А. МАТУСЕВИЧ, Ю. В. ШАРАБАН, А. В. ШЕХОВ, В. Т. АБРАМОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ В ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЯХ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $n \times \overline{AI}$ ПРИ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Розглянута методика оптимізації динамічного навантаження в зубчастих зацепленнях багатоступінчастого планетарного механізму типу $n \times \overline{AI}$ із загальним епіциклом. Як цільова функція оптимізації динамічного навантаження в зубчастих зацепленнях прийнята функція розподілу коефіцієнта динамічності, параметрами якої є передавальні стосунки рівнів механізму. Приведені результати порівняння двох оптимальних конструкцій планетарного механізму, що задовольняють критеріям мінімуму маси і динамічної.

Ключові слова: багатоступінчастий планетарний механізм, динамічне навантаження, контактна міцність, коефіцієнт динамічності, оптимізація, оптимізація динамічного навантаження, мінімізація маси.

Рассмотрена методика оптимизации динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ с общим эпициклом. В качестве целевой функции оптимизации динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях принята функция распределения коэффициента динамичности, параметрами которой являются передаточные отношения ступеней механизма. Приведены результаты сравнения двух оптимальных конструкций планетарного механизма, удовлетворяющих критериям минимума массы и динамической нагрузки соответственно. Предложены рекомендации по оптимальному проектированию вышеуказанных механизмов.

Ключевые слова: многоступенчатый планетарный механизм, динамическая нагрузка, контактная прочность, коэффициент динамичности, оптимизация, оптимизация динамической нагрузки, минимизация массы.

The method of optimization of the dynamic loading is considered in the toothed hooking of multi-stage planetary mechanism of type $n \times \overline{AI}$ with a general epicycle. As an objective function of optimization of the dynamic loading the function of distributing of coefficient of dynamic quality the parameters of which are transmission relations of the stages of mechanism is accepted in the toothed hooking. Two formulas of determination of coefficient of dynamic quality of the external hooking of the planetary stage of mechanism are resulted. The type of formula is determined the type of the set data of the planetary stage. In one case it is the set number of points of mobile central wheel, and in other is a number of points of general epicycle. The results of comparison of two optimum constructions of planetary mechanism, satisfying the criteria of a minimum of mass and dynamic loading accordingly are presented. The results of joint minimization are resulted on two criteria simultaneously. The estimations of such minimization are indicated. Recommendations are offered to on.

Keywords: multi-stage planetary mechanism, dynamic loading, contact durability, coefficient of dynamic quality, optimization, optimization of the dynamic loading, minimization of mass.

Введение. При проектировании зубчатых механизмов приводов систем управления летательных аппаратов конструктору часто приходится разрешать противоречие между требованиями обеспечения заранее заданных габаритных размеров и эксплуатационных показателей привода. Решение этой задачи усложняется, если добавляется ограничение и на массу зубчатого механизма. Поэтому конструктору приходится выполнять разработку нескольких проектов, а затем из них выбирать наилучший. Учитывая современную тенденцию повышения нагрузочной способности приводов систем управления летательных аппаратов с одновременным уменьшением их габаритов и массы актуальным становится создание программных методик оптимального проектирования по нескольким критериям. Особо такая методика актуальна для проектирования мелко модульных зубчатых передач электромеханизмов авиационных приводов с высокооборотными электродвигателями. Повышенная динамическая нагрузка в зубчатых зацеплениях таких приводов обуславливает уменьшение их ресурса, а в некоторых случаях может привести к преждевременному выходу из строя привода. К тому же динамические нагрузки приводят к увеличению ошибки позиционирования исполнительного органа авиационного привода.

Цель статьи. Исследование закона распределения коэффициента динамичности для зубчатых зацеплений отдельных ступеней многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ с общим эпициклом, спроектированного по критерию минимума массы при расчете на контактную прочность.

Анализ литературы. Исследованию динамических нагрузок в зубчатых механизмах посвящено до-

статочно много работ. Имеется ряд работ, посвященных проектированию планетарных механизмов оптимальных по динамическим характеристикам, в частности [1–2]. Однако в этих работах не рассматриваются вопросы исследования распределения динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях отдельных ступеней планетарных механизмов в зависимости от распределения общего передаточного отношения механизма по его отдельным ступеням.

Материалы исследований. На рис. 1 приведена кинематическая схема многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ с общим эпициклом и числом ступеней, равным n . Нумерация зубчатых колес и водил привязана к номеру i -й ступени. Диаметральный и осевой габаритные размеры обозначены символами Γ_1 и Γ_2 соответственно.

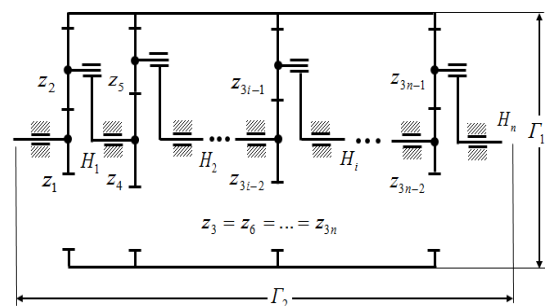


Рис. 1 – Схема планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ с общим эпициклом

Внешние зацепления образованы центральными колесами z_{3i-2} и сателлитами z_{3i-1} , а внутренние – сателлитами z_{3i-1} и эпициклом z_{3i} . Кинематические и

силовые параметры расчетных схем зацеплений определяются согласно методике, приведенной в [3].

Согласно [4] действие внутренней динамической нагрузки, возникающей в зацеплении до зоны резонанса, при расчете на прочность активных поверхностей зубьев учитывают коэффициентом K_{Hv} , который вычисляют по формуле

$$K_{Hv} = 1 + v_H = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_{tH} K_A} \quad (1)$$

Расчетную удельную окружную динамическую силу w_{Hv} из (1) находим по формуле

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{a_w/u} \quad (2)$$

Обозначения в формулах (1) и (2) соответствуют обозначениям, которые приняты в [4].

Примем допущение – все зубчатые колеса планетарного механизма изготовлены без смещения. Все последующие выкладки выполним применительно к зацеплениям первой ступени нашего планетарного механизма.

Для межцентрового расстояния внешнего зацепления $z_1 - z_2$ имеем

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{mz_1}{2} \left(1 + \frac{z_2 - z_1}{z_1}\right) = \frac{mz_1}{2} \frac{p+1}{2} = \frac{mz_1 U_i}{4}, \quad (3)$$

где $U_i = 1 + p = 1 + z_2/z_1$ – передаточное отношение первой планетарной ступени механизма;
 m – модуль зубчатых колес внешнего зацепления первой планетарной ступени механизма.

Передаточное число u внешнего зацепления $z_1 - z_2$ находим с учетом того, какое из них является шестерней, а какое колесом [3],

$$u = \begin{cases} \frac{U_i - 2}{2}, & z_1 \leq z_2; \\ \frac{2}{U_i - 2}, & z_1 > z_2. \end{cases} \quad (4)$$

С учетом формул (3) и (4) получим

$$\sqrt{\frac{a_w}{u}} = \begin{cases} \sqrt{\frac{mz_1 U_i}{2(U_i - 2)}}, & z_1 \leq z_2; \\ \sqrt{\frac{mz_1 U_i (U_i - 2)}{8}}, & z_1 > z_2. \end{cases} \quad (5)$$

Окружную скорость v определим по формуле

$$v = \frac{mz_1}{2} (\omega_1 - \omega_H) = \frac{mz_1 \omega_1}{2} \frac{U_i - 1}{U_i}, \quad (6)$$

где $\omega_1 = \pi n_1/30$, $\omega_H = \pi n_H/30$ – угловые скорости вращения центрального зубчатого z_1 и вилки H планетарной ступени соответственно.

С учетом (5) формулу (2) представим в виде

$$w_{Hv} = \begin{cases} \delta_H g_0 \left(\frac{mz_1 \omega_1 (U_i - 1)}{2U_i}\right) \sqrt{\frac{mz_1 U_i}{2(U_i - 2)}}, & z_1 \leq z_2; \\ \delta_H g_0 \left(\frac{mz_1 \omega_1 (U_i - 1)}{2U_i}\right) \sqrt{\frac{mz_1 U_i (U_i - 2)}{8}}, & z_1 > z_2. \end{cases} \quad (7)$$

В (7) параметры δ_H и g_0 такие же, как и в [4].

Окружную силу F_{tH} определим по формуле

$$F_{tH} = \begin{cases} \frac{2M_1}{kmz_1}, & z_1 \leq z_2; \\ \frac{2M_1}{kumz_1}, & z_1 > z_2, \end{cases} \quad (8)$$

где M_1 – вращающий момент, подводимый к центральному зубчатому колесу z_1 планетарного механизма;
 k – число сателлитов z_2 планетарной ступени.

С учетом соотношения (4) перепишем (8) к виду

$$F_{tH} = \begin{cases} \frac{2M_1}{kmz_1}, & z_1 \leq z_2; \\ \frac{M_1 (U_i - 2)}{kmz_1}, & z_1 > z_2. \end{cases} \quad (9)$$

На основе формул (7) и (9) получим

$$K_{Hv} = \begin{cases} 1 + \delta_H g_0 \omega_1 km^2 z_1^2 b_w \frac{U_i - 1}{4K_A M_1 U_i} \sqrt{\frac{mz_1 U_i}{2(U_i - 2)}}, & z_1 \leq z_2; \\ 1 + \delta_H g_0 \omega_1 km^2 z_1^2 b_w \frac{U_i - 1}{2K_A M_1 U_i (U_i - 2)} \sqrt{\frac{mz_1 U_i (U_i - 2)}{8}}, & z_1 > z_2. \end{cases} \quad (10)$$

Учитывая соотношение между числами зубьев z_1 и z_3 вида $z_1 = z_3/(U_i - 1)$, имеем

$$K_{Hv} = \begin{cases} 1 + \delta_H g_0 \omega_1 kb_w \frac{m^2 z_3^2}{4K_A M_1} \sqrt{\frac{mz_3}{2(U_i - 1)^3 (U_i - 2)}}, & U_i \geq 4; \\ 1 + \delta_H g_0 \omega_1 kb_w \frac{m^2 z_3^2}{2K_A M_1} \sqrt{\frac{mz_3}{8(U_i - 1)^3 U_i (U_i - 2)}}, & U_i < 4. \end{cases} \quad (11)$$

Формула (10) применима для случая, когда известно число зубьев центрального колеса z_1 и передаточное отношение планетарной ступени U_i , а формула (11) применима тогда, когда задано число зубьев эпицикла z_3 и передаточное отношение планетарной ступени U_i .

Исследование зависимости коэффициента динамичности K_{Hv} для внешнего зацепления $z_1 - z_2$ от значения передаточного отношения U_i планетарной ступени выполним на следующем примере.

Заданы следующие параметры планетарной ступени: $m = 0,5$ мм; $z_3 = 72$; $M = 0,15$ Н·м; $\delta_H = 0,14$ (твердость поверхностей зубчатых колес более 350 HV); $g_0 = 3,8$ (6 класс точности по нормам плавности); $n_1 = 12000$ об/мин; $b_w = 2$ мм. Будем рассматривать два случая исполнения планетарной ступени. В первом случае число сателлитов $k = 3$, а во втором – $k = 4$ соответственно. Диапазон возможных значений чисел зубьев колес планетарной ступени примем равным от 12 до 72. Для первого варианта исполнения планетарной ступени получены следующие значения возможных передаточных отношений: 2,5 (48,12); 2,71429 (42,15); 3 (36,18); 3,4 (30,21); 4 (24,24); 5 (18,27); 7 (12,30). Для второго варианта исполнения планетарной ступени получены следующие значения возможных передаточных отношений: 2,5 (48,12); 2,63636 (44,14); 2,8 (40,16); 3 (36,18); 3,25 (32,20); 3,5743 (28,22); 4 (24,24); 4,6 (20,26); 5,5 (16,28). Здесь в круглых скобках указаны соответствующие значения чисел зубьев z_1 и z_2 . Приведенные данные показывают, что при первом варианте исполнения планетарной ступени имеется 7 возможных наборов чисел зубьев, а при втором – 9 соответственно. На рис. 2 приведены графики зависимости $K_{Hv} = K_{Hv}(U_i)$ для двух случаев исполнения планетарной ступени применительно к вышеуказанным данным.

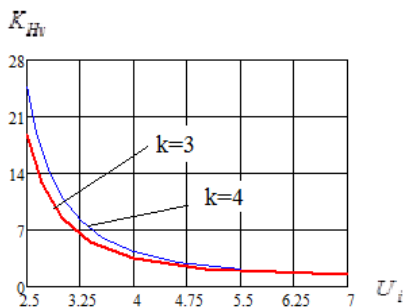


Рис. 2 – График зависимости $K_{Hv} = K_{Hv}(U_i)$

Анализ графиков, показанных на рис. 2, позволяет сделать следующие важные выводы. Во-первых, чем меньше значение передаточного отношения U_i планетарной ступени типа ΔI , тем больше значение коэффициента динамичности K_{Hv} при расчете контактной прочности внешнего зацепления $z_1 - z_2$. Во-вторых, заметное различие значений коэффициента динамичности K_{Hv} для разных чисел сателлитов k имеется при $U_i \leq 4$. Из формулы (2) видно, что при заданных значениях коэффициентов δ_H и g_0 удельная динамическая сила w_{Hv} тем меньше, чем меньше значения

окружной скорости v и величины $\sqrt{a_w/u}$, значения которой вычисляют по формуле (5).

Сделаем замечание относительно вышерассмотренного примера. В примере приведены исходные данные для мелко модульной планетарной ступени типа ΔI , но зависимость $K_{Hv} = K_{Hv}(U_i)$ определена на основе формул из [4], которые применимы для эвольвентных металлических зубчатых колес внешнего зацепления с модулем $m \geq 1$. Однако в практике проектирования и создания мелко модульных зубчатых передач применяют расчетные методики, основанные на формулах стандарта [4]. Как отмечено в [5] для мелко модульных зубчатых передач характерна невысокая степень их загруженности, большие значения угловых скоростей и особые условия их смазывания. В случае, когда удельная окружная расчетная сила в зубчатом зацеплении меньше удельной окружной динамической силы, то в этом случае имеем высокое значение коэффициента динамичности K_{Hv} .

На рис. 3 приведены зависимости межцентрового расстояния a_w и параметра относительной ширины зубчатого колеса $\psi_{ba} = b_w/a_w$ внешнего зацепления $z_1 - z_2$ от передаточного отношения U_i для данных примера, когда число сателлитов равно 3.

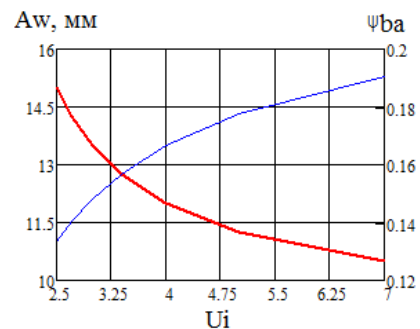


Рис. 3 – График зависимостей $a_w = a_w(U_i)$ и $\psi_{ba} = \psi_{ba}(U_i)$

Из рис. 3 видно, что значение параметра ψ_{ba} находится в диапазоне от 0,1 до 0,3, как рекомендуется в [5].

Изменение соотношения удельных расчетной окружной силы $w_{Ht} = F_{Ht}/b_w$ и окружной динамической силы w_{Hv} от значения передаточного отношения U_i для $k = 3$ показано на рис. 4.

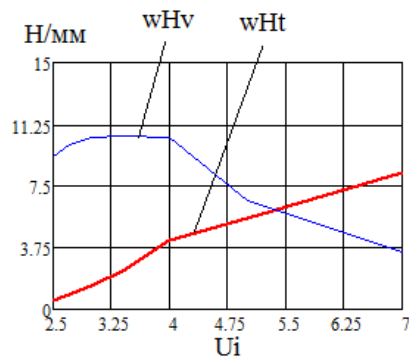


Рис. 4 – Графики удельных сил w_{Ht} и w_{Hv}

Перелом в графиках, которые приведены на рис. 4 связан с правилом построения расчетной схемы внеш-

него зацепления $z_1 - z_2$, а именно, какое из этих двух зубчатых колес будет шестерней, а какое – колесом. При передаточном отношении планетарной ступени $U_i \geq 5$ удельная окружная сила w_{H_i} становится больше удельной окружной динамической силы w_{H_v} , и коэффициент динамичности K_{H_v} начинает уменьшаться до приемлемых значений.

В [6] рассмотрена методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ по критерию минимума M_Σ суммарной массы механизма. В качестве функции оптимизации вводится функция безразмерной массы (аналог массы) механизма при расчете на контактную или изгибную прочность. При этом эта функция зависит только от закона распределения передаточных отношений отдельных ступеней механизма.

Аналог массы \overline{M}_H планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ при расчете на контактную прочность задаем в виде [6]

$$\overline{M}_H = \frac{u_1}{k_1 U_\Sigma (u_1 - 2)} \left(\sum_{i=1}^n (A_i B_i) \right). \quad (12)$$

Обозначения всех величин в формуле (12) такие же, как и в работе [6].

Примем ряд конструктивных ограничений на исполнение отдельных планетарных ступеней механизма, которые упростят дальнейшие выкладки, но не изменят содержание результатов исследований. Считаем, что конструкции всех отдельных ступеней планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ удовлетворяют следующим условиям: все коэффициенты $B_i = 1$; все ступени имеют одинаковое число сателлитов, т.е. $k_i = k$; для всех ступеней принято одно и то же значение коэффициента приведения масс $n_{M_i} = n_M$. Более подробно смысл этих условий рассмотрен в работе [7]. Тогда аналог массы \overline{M}_H будет иметь вид

$$\overline{M}_H = \frac{u_1}{k_1 U_\Sigma (u_1 - 2)} \left(\sum_{i=1}^n A_i \right), \quad (13)$$

где $A_i = 1 + k_i ((u_i - 2)/2)^2 + n_{M_i} u_i^2 / 4$ – коэффициент.

С учетом принятых условий получим аналог массы как функцию передаточных отношений отдельных ступеней механизма, т.е. $\overline{M}_H = M_H(u_1, u_2, \dots, u_n)$. Нахождение минимума данной функции рассмотрено в работах [6, 7].

Будем рассматривать планетарный механизм типа $3 \times \overline{AI}$. Такой механизм часто применяют в различных авиационных приводах. Примем общее передаточное отношение механизма $U_\Sigma = 70$. Число сателлитов каждой из ступеней равно 3 и коэффициент приведения массы для всех ступеней выбран одинаковым, равным 7. Поиск минимума функции аналога массы $\overline{M}_H(u_1, u_2, u_3)$ выполним в пакете Mathcad с помощью функции Minimize(), реализующая метод сопряженных градиентов. Поиск минимума нелинейной функции $M_H(u_1, u_2, u_3)$ трех переменных выполнялся при задании ограничений на передаточные отношения двух любых ступеней. Передаточное отношение третьей ступени является зависимой величиной, равной делению

общего передаточного отношения механизма на произведение варьируемых передаточных отношений двух других ступеней. В качестве ограничения на значение варьируемого передаточного отношения выбрано следующее: $2,5 \leq u \leq 7$. Именно такой диапазон возможных передаточных отношений был ранее использован при рассмотрении примера для случая, когда число сателлитов $k = 3$ и число зубьев эпицикла $z_3 = 72$. В результате были получены следующие оптимальные значения передаточных отношений ступеней механизма: $u_{1opt} = 5,267$; $u_{2opt} = u_{3opt} = 3,645$. Безразмерная величина аналога массы механизма при расчете на контактную прочность для найденных оптимальных значений передаточных отношений ступеней составила $\overline{M}_H(u_{1opt}, u_{2opt}, u_{3opt}) = 0,87$. Учитывая вышеприведенные значения возможных передаточных отношений одной ступени, получим $\tilde{u}_{1opt} = 5$, $\tilde{u}_{2opt} = 4$ и $\tilde{u}_{3opt} = 3,4$. Однако, общее передаточное отношение механизма станет равным не 70, а 68, т.е. погрешность реализации заданного передаточного отношения U_Σ составит $-2,9\%$. Определим значения коэффициентов динамичности по формуле (11): $K_{Hv1} = 2,168$; $K_{Hv2} = 1,156$; $K_{Hv3} = 1,011$.

Подобно функции аналога массы $\overline{M}_H(u_1, u_2, u_3)$ введем безразмерную функцию $\overline{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$, задающую закон распределения по ступеням планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ значений коэффициентов динамичности для внешних зацеплений его ступеней. Функцию $\overline{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$ находим по формуле

$$\overline{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3) = \sum_{i=1}^3 K_{Hvi}(u_i). \quad (14)$$

Для упрощения принимаем одинаковые значения для всех ступеней следующих параметров: m ; δ_H ; g_0 ; b_w .

Составляющие суммы (14) определяем по формулам

$$K_{Hv1}(u_1) = K_{Hv}(u_1, k_1, M_1, \omega_1, z_1, z_3, m, b_w, \delta_H, g_0); \quad (15)$$

$$K_{Hv2}(u_2) = K_{Hv}(u_2, k_1, M_2, \omega_2, z_1, z_3, m, b_w, \delta_H, g_0); \quad (16)$$

$$K_{Hv3}(u_3) = K_{Hv}(u_3, k_1, M_3, \omega_3, z_1, z_3, m, b_w, \delta_H, g_0). \quad (17)$$

Здесь варьируемые параметры – передаточные отношения u_1 , u_2 и u_3 . При этом передаточные отношения u_1 и u_2 варьируют как независимые переменные, изменяющиеся в диапазоне [2, 5, 7], а передаточное отношение третьей ступени определяют по формуле $u_3 = U_\Sigma / u_1 u_2$. Остальные параметры заданы или вычисляют в зависимости от текущих значений величин передаточных отношений. Угловые скорости вращения центральных подвижных колес ω_i и вращающие моменты M_i , к ним подводимые, вычисляют следующим образом. Для первой планетарной ступени ω_1 и M_1 являются заданными величинами. Для второй и третьей планетарных ступеней имеем $\omega_2 = \omega_1 / u_1$, $M_2 = M_1 \cdot u_1$, $\omega_3 = \omega_1 u_3 / U_\Sigma$ и $M_3 = M_1 U_\Sigma / u_3$ соответственно. Для каждой из планетарных ступеней параметр z_1 (число

зубьев подвижного центрального колеса) вычисляют через заданное значение числа зубьев эпицикла z_3 и текущее значение передаточного отношения ступени u_i .

Минимум функции (14) был получен при следующих значениях передаточных отношений планетарных ступеней: $u_{1opt} = 7$; $u_{2opt} = 4,28$; $u_{3opt} = 2,337$. Значение функции цели $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$ для полученных значений передаточных отношений составило 3,493, а коэффициенты динамичности отдельных планетарных ступеней равными 1,423, 1,04 и 1,03 соответственно. Учитывая ограничения на возможные значения реализуемых передаточных отношений, примем $\tilde{u}_{1opt} = 7$, $\tilde{u}_{2opt} = 4$ и $\tilde{u}_{3opt} = 2,5$. При этих данных значение общего передаточного отношения механизма $U_\Sigma = 70$. Новые значения функции $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$ и коэффициентов динамичности K_{HVi} почти не отличаются от вышеприведенных.

Результаты отдельных минимизаций функций целей $\bar{M}_H(u_1, u_2, u_3)$ и $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$ сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты отдельных минимизаций

Параметр	Функция цели	
	$\bar{M}_H(u_1, u_2, u_3)$	$\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$
u_1	5	7
u_2	4	4
u_3	3,4	2,5
U_Σ	68	70
K_{HV1}	2,186	1,423
K_{HV2}	1,1	1,051
K_{HV3}	1,011	1,023
\bar{K}_{Hv}	4,297	3,497
\bar{M}_H	0,87	1,027

Имея две безразмерные функции цели, значения которых могут быть только положительными и отличными от нуля, можно ввести в рассмотрение функцию минимизации, учитывающую как требование минимума массы механизма, так требование уменьшения динамической нагрузки в его зубчатых зацеплениях. Возможны три варианта построения такой функции цели. Определение вышеназванной целевой функции приведено ниже

$$\bar{F}_{opt}(\mathbf{u}_i, \mathbf{p}_m) = \begin{cases} \bar{M}_H(\mathbf{u}_i, \mathbf{p}_m) \wedge \bar{K}_{Hv}(\mathbf{u}_i, \mathbf{p}_m) \\ \bar{M}_H(\mathbf{u}_i, \mathbf{p}_m) \times \bar{K}_{Hv}(\mathbf{u}_i, \mathbf{p}_m) \\ \bar{M}_H(\mathbf{u}_i, \mathbf{p}_m) + \bar{K}_{Hv}(\mathbf{u}_i, \mathbf{p}_m) \end{cases}, \quad (15)$$

где $\mathbf{u}_i = \{u_1, u_2, \dots, u_n\}$ и $\mathbf{p}_m = \{p_1, p_2, \dots, p_m\}$ – вектора варьируемых передаточных отношений и задаваемых параметров конструкций планетарных ступеней механизма типа $n \times AI$.

Заметим, что функция Minimize() из пакета Mathcad может находить минимум для функций, при построении которых используют логические операции.

Результаты совместной минимизации функций целей $\bar{M}_H(u_1, u_2, u_3)$ и $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$ сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты совместных минимизаций

Параметр	Функция цели $\bar{F}_{opt}(u_1, u_2, u_3)$		
	1	2	3
u_1	4,148	6,15	7
u_2	4,12	3,568	3,704
u_3	4,096	3,19	2,7
U_Σ	70	70	70
K_{HV1}	3,204	1,622	1,423
K_{HV2}	1,131	1,1	1,067
K_{HV3}	1,008	1,012	1,018
K_{Hv}	5,344	3,734	3,508
\bar{M}_H	0,941	0,883	0,979
\bar{F}_{opt}	1	3,297	4,487

Анализ данных, представленных в табл. 2 показывает, что наименьшие значения функций $\bar{M}_H(u_1, u_2, u_3)$ и $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$ будут при втором и третьем способах построения соответственно. При первом способе построения найденные оптимальные значения передаточных отношений отдельных ступеней механизма можно считать одинаковыми. При каждом способе построения имеем для оптимальных передаточных отношений соотношение $u_1 > u_2 > u_3$. Аналогичное соотношение имеет место и для коэффициентов динамичности, а именно $K_{HV1} > K_{HV2} > K_{HV3}$. При этом видно, что для второй и третьей ступеней механизма значения коэффициента динамичности соответствует допустимым значениям. При втором способе построения функции $\bar{F}_{opt}(u_1, u_2, u_3)$ значение аналога массы $\bar{M}_H(u_1, u_2, u_3)$ ближе к его 0,87, полученного при отдельной минимизации. И соответственно при третьем способе построения функции $\bar{F}_{opt}(u_1, u_2, u_3)$ значение безразмерной функции $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$ ближе к значению 3,497, найденного в случае отдельной минимизации. Если предположить, что при каждом из способов построения функции $\bar{F}_{opt}(u_1, u_2, u_3)$ будут получены минимальные значения функций $\bar{M}_H(u_1, u_2, u_3)$ и $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3)$, соответствующие значениям, но найденным при отдельных минимизациях, то получим следующие оценки: 1 (первый способ); 3,042 (второй способ); 4,367 (третий способ). Следовательно, данные, приведенные в табл. 2, соответствуют прогнозу оценки минимизации функции $\bar{F}_{opt}(u_1, u_2, u_3)$. Заметим, что результат минимизации этой функции, построенной по первому способу (с применением логической операции "И") всегда будет равен 1, так как $\bar{M}_H(u_1, u_2, u_3) > 0$ и $\bar{K}_{Hv}(u_1, u_2, u_3) > 0$. Численные эксперименты выявили такую особенность решения минимизации функции $\bar{F}_{opt}(u_1, u_2, u_3)$, построенную по второму или третьему способу, передаточное отношение первой ступени всегда имеет наибольшее значение из числа допустимых. Выбор способа построения функции $\bar{F}_{opt}(u_1, u_2, u_3)$, по всей видимости, должен делаться самим конструктором.

На рис. 5 приведены графики зависимости окружной скорости v , значение которой находят по формуле 6. Здесь цифрой 1 обозначен график зависимости $v = v(U_i)$ для случая, когда число зубьев подвижного

центрального колеса z_1 равно 18. Цифрой 2 обозначен график, когда число зубьев z_1 является также функцией передаточного отношения планетарной ступени U_i , т.е. $z_1 = z_1(U_i)$. Графики построены применительно к данному нашему примеру при числе сателлитов $k = 3$.

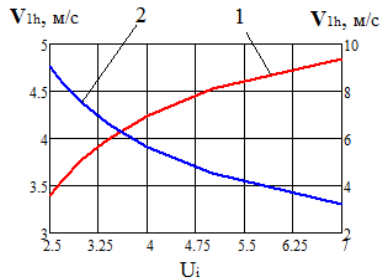


Рис. 5 – Графики зависимости $v = v(z_1(U_i), U_i)$

Графики, показанные на рис. 5, позволяют сделать вывод, что в случае варьирования передаточного отношения U_i планетарной ступени типа \overline{AI} при неизменном числе зубьев эпицикла z_3 окружная скорость v (скорость в относительном вращении зубчатого колеса z_1 по отношению к водилу) уменьшается при увеличении U_i .

В общем случае методика минимизации суммарной массы планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ и динамической нагрузки во внешних зацеплениях его ступеней при расчете на контактную прочность включает следующие основные этапы (шаги).

Сначала выполняется проектирование механизма, когда заданное передаточное отношение механизма U_Σ распределено по его отдельным ступеням по критерию минимума массы. В результате будут получены конструктивные данные для исполнения отдельных ступеней механизма, а также значения коэффициента динамичности для всех его внешних зацеплений. Если эти значения превысили допустимые, то переходим к минимизации динамической нагрузки.

При минимизации динамической нагрузки вносят изменения в ранее найденные конструктивные параметры отдельных ступеней. Изменения следует делать только для тех параметров, которые существенно влияют на уровень динамической нагрузки (например, коэффициенты δ_H и g_0 , модуль m , число оборотов электродвигателя, число зубьев общего эпицикла). В итоге получим закон распределения передаточного отношения механизма U_Σ по его отдельным ступеням.

Далее выполняют совместную минимизацию суммарной массы и динамической нагрузки механизма. Получают очередной закон распределения общего передаточного отношения механизма по его отдельным ступеням.

Анализируются полученные законы распределения заданного передаточного отношения механизма по его отдельным ступеням с учетом возможного исполнения его конструкции (параметры конструкций отдельных ступеней, которые задавались при выполнении минимизаций). По итогам анализа, с одной стороны, принимается решение о законе распределения общего передаточного отношения U_Σ механизма по его отдельным ступеням. С другой стороны, принятый закон позволяет принять решение о параметрах исполнения конструкции механизма.

Выводы. На основе подхода, рассмотренного в данной работе, разработана методика оптимизации или минимизации внутренней динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях центральных подвижных колес и сателлитов планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ с общим эпициклом при расчете на контактную прочность. Определены основные параметры исполнения зубчатых колес отдельных планетарных ступеней механизма, влияющих на величины коэффициента динамичности в его зацеплениях. Выполнен сравнительный анализ законов распределения заданного общего передаточного отношения механизма при минимизации его суммарной массы и минимизации динамической нагрузки на примере механизма типа $3 \times \overline{AI}$. Предложены три способа построения целевой функции совместной минимизации (оптимизации) массы и внутренней динамической нагрузки механизма. Выбор способа построения целевой функции совместной оптимизации определяется тем основным требованием, которому должна удовлетворять конструкция механизма в первую очередь. Это или наименьшая масса механизма, или наименьшие значения внутренней динамической нагрузки в ступенях механизма, или не превышение массовой и динамической нагрузкой заранее заданных значений. Алгоритм минимизации целевых функций проектирования механизма предусматривает применение как односторонних ограничений на варьируемые параметры, так и двухсторонних. Возможно применение ограничений на сами значения целевых функций оптимизации. Использование безразмерных целевых функций, связанных с различными параметрами проектируемого механизма, позволяет конструктору формировать (строить) различные итоговые целевые функции совместной оптимизации. Анализ отдельных и совместной оптимизаций целевых функций обеспечивает более рациональный выбор варьируемых параметров.

Список литературы

1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дип. проектированию / В. А. Ткаченко, В. Т. Абрамов, М. Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110 с.
2. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В. А. Ткаченко. – Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446 с.
3. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. докторов техн. наук В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. – Л.: "Машиностроение" (Ленингр. отд-ние), 1977. – 536 с. с ил.
4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчеты на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76 с.
5. Кузмин И. С. Мелкомодульные цилиндрические зубчатые передачи: Расчет, конструирование, испытание / И. С. Кузмин, В. Н. Рыжиков – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 273 с.: ил.
6. Абрамов В. Т. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы / В. Т. Абрамов, А. Н. Гетья, В. А. Матусевич [и др.] // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – 2009. – Вип. 29. – С. 45–52.
7. Матусевич В. А. Оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ из условия контактной прочности / В. А. Матусевич, Ю. В. Шарaban, А. В. Шехов [и др.] // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – 2015. – Вип. 34. – С. 93–102.

References (transliterated)

1. Proektirovanie planetarnykh mehanizmov, optimal'nykh po dinamicheskim harakteristikam: Ucheb. posobie po kursov. i dip. proektirovaniyu / V. A. Tkachenko, V. T. Abramov, M. D. Korovkin. – Kharkov: Kharkov Aviac. In-t, 1983. – 110 p.

- Planetarnye mehanizmy (optimal'noe proektirovanie) / V. A. Tkachenko. – Kharkov : Nac. Ajerokosm. Un-t "Khark. Aviac. In-t", 2003. – 446 p.
- Planetarnye peredachi. Spravochnik. Pod red. doktorov tehn. nauk V. N. Kudrjavceva i Ju. N. Kirjasheva. Leningrad, "Mashinostroenie" (Leningr. otd-nie), 1977. 536 p. s il.
- GOST 21354-87. Peredachi zubchatye cilindricheskie jevol'ventnye vneshnego zacepleniya. Raschety na prochnost'. – Moscow : Izd-vo standartov, 1989. – 76 p.
- Kuzmin I. S. Melkomodul'nye cilindricheskie zubchatye peredachi: Raschet, konstruirovaniye, ispytaniye / I. S. Kuzmin, V. N. Ryzhikov. – Leningrad : Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1987. – 273 p.: il.
- Abramov V. T. Metodika optimizatsii mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma po kriteriju massy / V. T. Abramov, A. N. Getja, V. A. Matusevich [i dr.] // Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu "KhPI". – 2009. – Vip. 29. – P. 45–52.
- Matusevich V. A. Ocenka nesushhej sposobnosti optimal'noj po masse konstrukcii planetarnogo mehanizma tipa $2 \times AI$ iz uslovija kontaktnoj prochnosti / V. A. Matusevich, Ju. V. Sharaban, A. V. Shehov [i dr.] // Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu "KhPI". – 2015. – Vip. 34. – P. 93–102.

Поступила (received) 15.05.2015

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оптимізація динамічного навантаження в зубчастих зачепленнях планетарного механізму типу $n \times \overline{AI}$ при контактній міцності / В. А. Матусевич, Ю. В. Шарабан, О. В. Шехов, В. Т. Абрамов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 97–103. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Оптимизация динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ при контактной прочности / В. А. Матусевич, Ю. В. Шарабан, А. В. Шехов, В. Т. Абрамов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 55 (1097). – С. 97–103. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.

Optimization of the dynamic loading in the toothed hooking of planetary mechanism of type $n \times \overline{AI}$ at contact durability / V. A. Matusevich, U. V. Sharaban, A. V. Shehov, V. T. Abramov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195) – P. 97–103. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Матусевич Володимир Анатолійович – головний конструктор-директор ДП "ХАКБ", м. Харків; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: khadb_chief@ukr.net.

Матусевич Владимир Анатольевич – главный конструктор-директор, ГП "ХАКБ", г. Харьков; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: khadb_chief@ukr.net.

Matusevich Vladimir Anatol'evich – Chief Designer-director GP "KhAKB", Kharkiv; tel.: (057) 707-02-73; e-mail: khadb_chief@ukr.net.

Шарабан Юрій Володимирович – заступник головного конструктора ДП "ХАКБ", м. Харків; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: suv-kharkov@ukr.net.

Шарабан Юрий Владимирович – заместитель главного конструктора ГП "ХАКБ", г. Харьков; тел.: (057) 707-02-73; e-mail: suv-kharkov@ukr.net.

Sharaban Jurij Vladimirovich – Deputy Chief Designer of GP "KhAKB", Kharkiv; tel.: (057) 707-02-73; e-mail: suv-kharkov@ukr.net.

Шехов Олександр Володимирович – Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", старший викладач кафедри теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем; тел.: (057) 877-47-67; e-mail: shav01@ukr.net

Шехов Александр Владимирович – Национальный аэрокосмический университет "Харьковский авиационный институт", старший преподаватель кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем; тел.: (057) 877-47-67; e-mail: shav01@ukr.net.

Shehov Aleksandr Vladimirovich – National aerospace university the "Kharkov aviation institute", Senior Lecturer at the Department of theoretical mechanics, engineering science and robots-mechanical systems; tel.: (057) 877-47-67; e-mail: shav01@ukr.net.

Абрамов Володимир Тимофійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний аерокосмічний університет "Харківський авіаційний інститут", доцент кафедри теоретичної механіки, машинознавства і роботомеханічних систем; тел.: (057) 877-47-67.

Абрамов Владимир Тимофеевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный аэрокосмический университет "Харьковский авиационный институт", доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем; тел.: (057) 877-47-67.

Abramov Vladimir Timothy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National aerospace university the "Kharkov aviation institute", Associate professor at the Department of theoretical mechanics, engineering science and robots-mechanical systems; tel.: (057) 877-47-67.

УДК 621.833+515.2

Н. В. МАТЮШЕНКО, А. В. ФЕДЧЕНКО, В. А. БЕРЕЖНОЙ**ПОДРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА ДЛЗ**

У статті розроблена методика визначення наявності інтерференції для циліндричних передач Новикова з двома лініями зацеплення. Базується вона на знаходженні інтерферуємої зони. Нарізування коліс проводиться єдиним рейковим інструментом методом обкатки. Геометрія активних профілів зуба колеса і шестерні визначає необхідні і достатні умови наявності інтерференції в передачі.

Ключові слова: циліндрична передача, передача Новикова, дві лінії зацеплення, вихідний контур фрези, інтерференція, циклічний аксоїд, метод обкатки, зв'язані поверхні.

В статье разработана методика определения наличия интерференции для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления. Базируется она на нахождении интерферируемой зоны. Нарезание колес производится единым реечным инструментом методом обкатки. Геометрия активных профилей зуба колеса и шестерни определяет необходимые и достаточные условия наличия интерференции в передаче.

Ключевые слова: цилиндрическая передача, передача Новикова, две линии зацепления, исходный контур фрезы, интерференция, циклический аксоид, метод обкатки, сопряженные поверхности.

In industry often have to watch for binding surfaces of the teeth especially when small numbers of recent and high angles of inclination of the tooth line. The problem of interference studies is very complicated from the mathematical point of view. The paper developed a method of determining the presence of interference for cylindrical Novikov gears with two lines of engagement. It is based on finding the interfering area. Cutting wheels made one tool rack by running. The geometry of the active profile of the tooth wheel and gear determines the necessary and sufficient conditions for the existence of interference in the transmission.

Keywords: spur gear, Novikov gear, two lines of engagement, original contour milling, interference, cyclic aksoid, break-in method, the mating surfaces.

Постановка проблеми. Потенциальные возможности передач Новикова используются еще далеко не полностью, что сдерживается прежде всего, несовершенством технологии изготовления и контроля. Более того, ряду геометрических характеристик зацепления до сих пор дается разная трактовка, нет четких рекомендаций по выбору исходного контура, коэффициента перекрытия дозаполненного варианта, не отработана методика проверки на отсутствие интерференции.

При образовании сопряженных поверхностей по методу М. Л. Новикова в отличие от метода огибания допускается использование в качестве сопряженных таких поверхностей, которые пересекаются между собой (интерферируют). Требуется лишь одно: чтобы их пересечение происходило за пределами рабочих участков поверхностей. Вследствие этого, считается, что существенное значение имеет проверка принятых сопряженных поверхностей на интерференцию. Для этого необходимо найти форму и положение линий пересечения и выяснить, не проходят ли они по рабочим участкам сопряженных поверхностей.

Анализ литературы. В работах [1, 2] вопрос об интерференции поверхностей для случаев передач с параллельными осями рекомендуется решать графически или графо-аналитическим путем построения линии пересечения сопряженных поверхностей с помощью секущих плоскостей, перпендикулярных осям вращения колес, т.е. сводить задачу к определению линий пересечения торцовых профилей зубьев, перемещающихся в плоскости поперечного сечения с заданными угловыми скоростями. Показано, что такой переход приносит желаемый результат для зубьев, профиль которых в торцовой плоскости очерчен дугой окружности. Разработки в указанном направлении в предположении, что торцовый профиль отличен от окружности практически отсутствуют. Если учесть, что для реальных передач появление интерференции рабочих поверхностей может явиться следствием погрешностей изготовления и монтажа, а также деформации зубьев, то становится

очевидным, что и предложенные в [3] рекомендации не могут дать ответа на рассматриваемый вопрос.

В своих исследованиях В. Н. Севрюк остановился примерно на такой же методике. Отличительной ее особенностью явилось лишь то, что графическим построением было дано строгое аналитическое описание. В работе [1] вопросу интерференции сопряженных поверхностей зубьев передач Новикова уделяется внимание с позиции более общего подхода. Рассматривается метод исключения интерференции поверхностей, образованных семейством огибающих циклических аксоидов. При этом, как образующая поверхность, так и огибающая, являются винтовыми обобщенными поверхностями с различными винтовыми параметрами. Каждый аксоид, входящий в семейство, представляет собой винтовую циклическую поверхность, образованную сферами переменного радиуса. В работе [6] подчеркивается, что образование циклических аксоидов семействами сфер, имеющих сечения в виде окружностей, открывает перспективу исключения интерференции обобщенных сопряженных поверхностей семействами аксоидов.

Вообще, исследованию интерференции сопряженных поверхностей зубьев передач Новикова посвящено очень мало работ. Этот факт, как нам кажется, можно объяснить лишь тем, что эта проблема весьма сложна с математической точки зрения. К этому выводу приходят и авторы [2]. Однако в промышленности часто приходится наблюдать наличие заедания поверхностей зубьев особенно при малых числах последних и больших углах наклона линии зуба. Поэтому, наличие большого количества исходных контуров и значительное отличие геометрии зуба зубчатого колеса, нарезаемого методом обкатки, от исходного контура, а также наличие упругих деформаций зубьев, погрешностей изготовления и монтажа, делают проблему интерференции зубьев еще более актуальной и еще более сложной.

Цель статьи. Разработать алгоритм, позволяющий по заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам передачи, то есть модулю зацепления, количеству зубьев шестерни и колеса, углу

наклона зубьев, определить наличие интерференции для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления, нарезанных методом обкатки.

Решение. Точечное зацепление может быть осуществлено различными профилями зубьев, лишь бы в пределах рабочих участков отсутствовала их интерференция. Так как при одном и том же исходном контуре ни дугой окружности, ни дугой эвольвенты не описывается торцовый профиль зуба, возникает необходимость проверки проектируемой передачи на отсутствие интерференции.

Выбираем произвольную пару зубьев, которые будут сопрягаться в процессе зацепления шестерни и колеса. Определим понятие интерферируемой зоны, как множество точек пересечения данной пары зубьев, которые хотя бы для одного из них являются внутренними в фиксированный момент времени. Пусть M – точка интерферируемой зоны. Следовательно, M – общая точка двух тел зубьев. Проведем через M плоскость Σ перпендикулярную осям вращения. Пусть Σ_1 и Σ_2 – сечения плоскостью Σ рассматриваемых зуба шестерни и зуба колеса соответственно. Точка M принадлежит пересечению Σ_1 и Σ_2 . Верно и обратное утверждение: если профили Σ_1 и Σ_2 пересекаются, то существует точка M , которая принадлежит интерферируемой зоне. Плоскость Σ параллельна данной фиксированной торцовой плоскости, поэтому наличие точки $M \in \Sigma$ означает, что в какой-то момент времени торцовые профили данной сопряженной пары зубьев колеса и шестерни пересекутся. По длине зуба остаются неизменными формы и размеры торцовых сечений зуба колеса и зуба шестерни, т.е. процесс обкатки аналогичен во всякой, параллельной выбранной торцовой плоскости, следовательно, требовать отсутствия интерференции в любом торцовом сечении колесо-шестерня излишне. Т.е. для отсутствия интерференции в зацеплении колесо-шестерня необходимо и достаточно, чтобы в любой момент времени их торцовые профили не пересекались по всей ширине зубчатого венца. Заметим, что в процессе обкатки два профиля касаются друг друга в точках линии зацепления. Поэтому условие касания, а не пересечения существенно.

Алгоритм определения интерференции состоит в следующем. Производим нарезание колес единым режущим инструментом. На рис. 1 показаны независимые процессы нарезания торцовых профилей зуба в момент (рис. 1), когда в станочном зацеплении находятся номинальные точки контакта профиля ножки колеса \bar{N}_{fs1} (W_{fs1} – мгновенный центр относительного движения), и в момент (рис. 2) зацепления точки \bar{N}_{as2} – номинальной точкой контакта профиля головки шестерни (W_{as2} при этом является точкой касания торцовой проекцией начальной прямой ($H\Pi_s$) и начальной окружности). Здесь и ниже элементы с индексом 2 принадлежат колесу, а элементы с индексом 1 – шестерне. С колесом и шестерней жестко связаны прямоугольные декартовы системы координат (с.к.) $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$, у которых O_2 – центр торцового сечения колеса, O_1 – центр торцового сечения шестерни, ось y_1 содержит отрезок $[O_1W_{fs1}]$, а ось y_2 – отрезок $[O_2W_{as2}]$.

W_{fs1} – мгновенный центр относительного движения в момент зацепления фрезы с \bar{N}_{fs1} , W_{as2} – мгновенный центр относительного движения в момент контакта профиля фрезы с \bar{N}_{as2} .

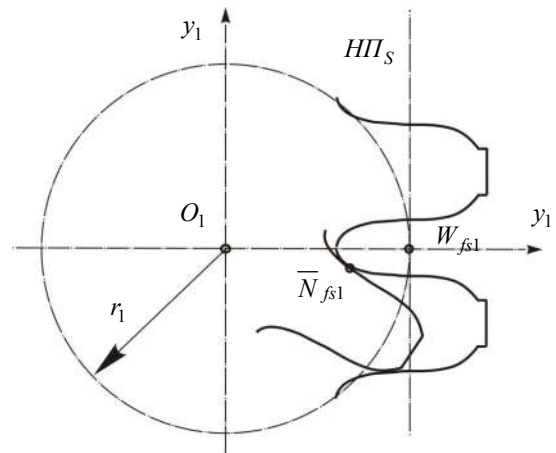


Рис. 1 – Зацепление фрезы и шестерни

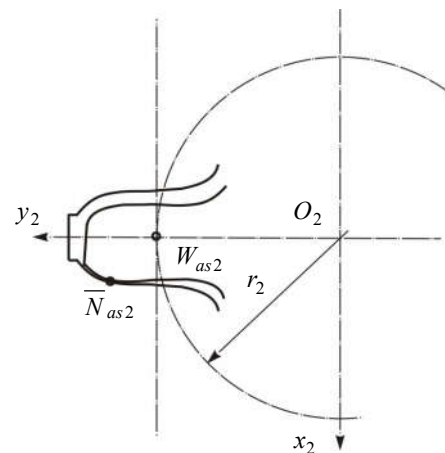


Рис. 2 – Зацепление фрезы и колеса

На рис. 3 показана модель сопряжения торцовых профилей данного зуба колеса и данного зуба шестерни в момент контакта \bar{N}_{fs1} и \bar{N}_{as2} . Как показано ранее [5], угол обката зависит от полярного угла на торцовом аналоге исходного контура (ИК_s). В частности, согласно с

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \mu & \sin \mu \\ -\sin \mu & \cos \mu \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C \\ D \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где

$$\begin{cases} C = \frac{\rho_a}{\cos \beta} R \cos \alpha_s - r\mu + \frac{l_a}{\cos \beta}; \\ D = \rho_a R \sin \alpha_s \pm x_a + r; \end{cases} \quad (2)$$

$$\mu = \frac{\cos \beta}{r} (\pm x_a \operatorname{ctg} \alpha_s) + \frac{l_a}{r \cos \beta} + \frac{\rho_a \sin^2 \beta}{r \cos \beta} \cos \alpha_s; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \mu^{***} = \mu_{as} = & \pm \frac{x_a}{r \operatorname{tg} \alpha_k} + \\ & + \frac{l_a + \rho_a \sin^2 \beta \cos(\operatorname{arctg}(t g \alpha_k \cos \beta))}{r \cos \beta}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\mu^{**} = \mu_{fs} = \frac{x_f}{r \operatorname{tg} \alpha_k} - \frac{l_f + \frac{\pi m_n}{2} - \rho_f \sin^2 \beta \cos(\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_k \cos \beta))}{r \cos \beta}, \quad (5)$$

где $\rho_\alpha, \rho_f, l_\alpha, l_f, x_\alpha, x_f, \alpha_s, \alpha_k$ – параметры исходного контура согласно ГОСТ 15023-76 [8];
 R – радиус колеса;
 r – радиус шестерни;
 β – угол наклона зуба.

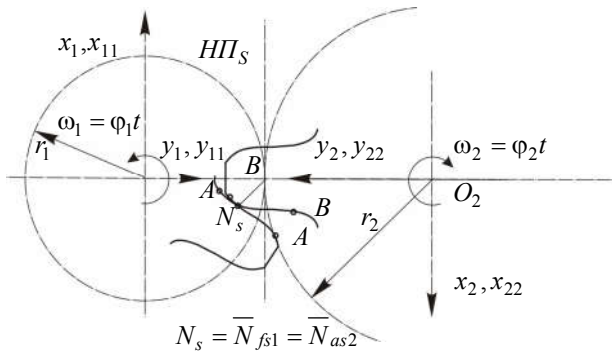


Рис. 3 – Зацепление шестерни и колеса

При $r = r_1$ имеем тот угол μ^{***} (4), на который необходимо повернуть $НПС$, чтобы номинальная точка контакта профиля головки зуба шестерни вошла в контакт с соответствующей ей точкой инструментальной рейки. В этом положении $НПС$ точка W_{fs1} – точка пересечения нормали, проведенной к дуге эллипса $ИК_s$ через номинальную точку контакта на ножке зуба инструментальной рейки – является искомым мгновенным центром относительного движения инструментальной рейки и заготовки.

Ранее системой (1) с учетом (2) и (3) при $r = r_1$ записывалось уравнение торцового профиля головки зуба шестерни в системе координат $\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$. Связь между

системами координат $\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$ и $\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}$ записывается в виде

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \mu^{***} & -\sin \mu^{***} \\ \sin \mu^{***} & \cos \mu^{***} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Подставляем (1) в (6). В итоге получаем уравнение торцового профиля головки зуба шестерни в с.к. $x_1O_1y_1$:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \mu^{***} & -\sin \mu^{***} \\ \sin \mu^{***} & \cos \mu^{***} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \mu(\alpha_s) \sin \mu(\alpha_s) \\ -\sin \mu(\alpha_s) \cos \mu(\alpha_s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C \\ D \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Аналогично проводя рассуждения, находим взаимосвязь системы координат $x_2O_2y_2$ и xOy (здесь $O_2=O$ – центр начальной окружности):

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \mu^{**} & -\sin \mu^{**} \\ \sin \mu^{**} & \cos \mu^{**} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \mu(\alpha_s) \sin \mu(\alpha_s) \\ -\sin \mu(\alpha_s) \cos \mu(\alpha_s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C \\ D \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Естественно полагать, что прямые O_1x_1 и O_1y_1 задают одну и ту же плоскость, что и прямые O_2x_2 и O_2y_2 .

При этом с.к. $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$ взаимосвязаны следующим матричным равенством:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} O_1 \\ O_2 \end{pmatrix}, \quad (9)$$

где $[O_1 \ O_2] = r_1 + r_2 = a_w$ – межосевое расстояние.

В рассмотренной схеме наряду с неподвижными с.к. $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$ введем подвижные с.к. $x_{11}O_1y_{11}$ и $x_{22}O_2y_{22}$, связанные с профилями зуба шестерни и колеса соответственно. В момент контакта \bar{N}_{fs1} с \bar{N}_{as2} система координат $x_{11}O_1y_{11}$ совпадает с с.к. $x_1O_1y_1$, а система координат $x_{22}O_2y_{22}$ с $x_2O_2y_2$. Этот момент считаем началом отсчета угла поворота φ_1 шестерни относительно неподвижной с.к. $x_1O_1y_1$. Пусть $\varphi_2 = u\varphi_1$ – угол поворота второго колеса, где u – передаточное отношение ($u < 0$).

Тогда матричные равенства

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{11} \\ y_{11} \end{pmatrix}; \quad (10)$$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{22} \\ y_{22} \end{pmatrix}, \quad (11)$$

показывают взаимосвязь с.к. $x_1O_1y_1$ с $x_{11}O_1y_{11}$ и $x_2O_2y_2$ с $x_{22}O_2y_{22}$.

Уравнение торцового профиля головки зуба шестерни (7) перепишем в виде

$$\begin{pmatrix} x_{11} \\ y_{11} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}. \quad (12)$$

Подставив в (9) выражение (11), а затем (9) в (12), преобразуя, получим в координатном виде:

$$\begin{cases} x_{11} = -\cos(\varphi_1 - u\varphi_1)x_{22} + \sin(\varphi_1 - u\varphi_1)y_{22}; \\ y_{11} = -\sin(\varphi_1 - u\varphi_1)x_{22} - \cos(\varphi_1 - u\varphi_1)y_{22} + a_w. \end{cases} \quad (13)$$

Для дальнейшего изложения примем понятие активного профиля зуба колеса, как сочетание двух активных участков профиля ножки и головки зуба. Ниже для краткости будем называть профилем зуба колеса его активный профиль, т.к. в решении вопроса об интерференции существенной роли нерабочий участок (переходная кривая между профилями головки и ножки зуба колеса) не играет.

Для нахождения интерференции выше получены уравнения участков профилей AA зуба колеса (8) и BB зуба шестерни (7), как функции от параметров ИК и полярного угла α_s , который берется на $ИК_s$ специальным образом. Сейчас же покажем, как с использованием этих формул решать задачу о нахождении пересечения профилей, т.е. задачу о наличии интерференции. С этой целью запишем, что

$$\begin{cases} x_{11} = f_{11}(\alpha_s); \\ y_{11} = f_{12}(\alpha_s). \end{cases} \quad (14) \quad \begin{cases} x_{22} = f_{21}(\alpha_s); \\ y_{22} = f_{22}(\alpha_s). \end{cases} \quad (15)$$

Параметрический вид участка AA в с.к. $x_{11}O_1y_{11}$ и соответственно участка BB в с.к. $x_2O_2y_2$.

Согласно (13), запишем (15) в с.к. $x_{11}O_1y_{11}$

$$\begin{cases} x_{11} = -\cos(\varphi_1 - u\varphi_1)f_{22}(\alpha_s) + \sin(\varphi_1 - u\varphi_1)f_{22}(\alpha_s); \\ y_{11} = -\sin(\varphi_1 - u\varphi_1)f_{22}(\alpha_s) - \cos(\varphi_1 - u\varphi_1)f_{22}(\alpha_s) + a_w. \end{cases}$$

Или, для краткости,

$$\begin{cases} x_{11} = \bar{f}_{21}(\alpha_s); \\ y_{11} = \bar{f}_{22}(\alpha_s). \end{cases} \quad (16)$$

Тогда в с.к. $x_{11}O_1y_{11}$ мы будем иметь (рис. 4) неподвижный участок AA, согласно (14) и подвижный участок BB (с изменением φ_1) согласно (16).

Участок AA профиля зуба первого колеса представляет собой функцию, т.е. каждому значению оси абсцисс соответствует единственная ордината. Аналогичный случай можно наблюдать и с участком BB. При каких-то двух текущих углах φ_1 AA и BB будут касаться (в частности $\varphi_1=0$ соответствует этому случаю). Если же существует такой поворот φ_1^k первого колеса, когда AA и BB пересекаются, то часть BB будет находиться "ниже", чем соответствующее по равным аргументам подмножество точек множества AA (рис. 4).

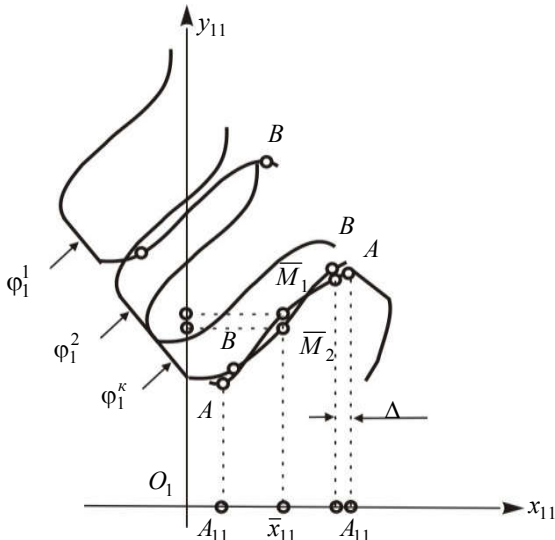


Рис. 4 – Геометрическая интерпретация метода обкатки

Например, точки \bar{M}_2 и \bar{M}_1 имеют одинаковый аргумент \bar{x}_{11} , но ордината \bar{M}_2 меньше, чем у \bar{M}_1 , т.е. \bar{M}_2 находится "ниже" \bar{M}_1 . В соответствии с этим строим алгоритм определения пересечения профилей.

По заданному уравнению (14) дуги AA профиля зуба шестерни находим отрезок $[A_{11}A_{11}]$ оси абсцисс, как проекцию дуги AA на O_1x_{11} . На нем с шагом Δ отмечаем узловые точки x_{11}^i :

$$x_{11}^i = x_{11}^0 + \Delta_i, \quad (17)$$

где

$$i = 0, \dots, \left\lfloor \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right\rfloor, \quad (18)$$

$$\left\lfloor \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right\rfloor - \text{целая часть числа } \left| \frac{[A_{11}A_{11}]}{\Delta} \right|.$$

По x_{11}^i согласно (14) находим ординату y_{11}^i (на AA)

$$y_{11}^i (\text{на AA}) = f_{12}(f_{11}^{-1}(x_{11}^i)); \quad (19)$$

$$\alpha_s^i = f_{12}(f_{11}^{-1}(x_{11}^i)). \quad (20)$$

Находим численно с использованием метода половинного деления применительно к уравнению $x_{11} = f_{11}(\alpha_s)$ системы (14).

Рассмотрим дискретный угол поворота φ_1 колеса:

$$\varphi_1^j = \varphi_1^0 + \delta_j, \quad (21)$$

где $\varphi_1^0 = -\pi/2$;

δ – угол поворота (в радианах);

$j = 0, 1, 2, 3, \dots, n$ (n определяется согласно условию

$$\varphi_1^n = \pi/z).$$

Диапазон изменения угла поворота $\varphi_1 \in [-\pi/2; \pi/2]$ достаточен, так как вне этих границ заданная пара торцовых профилей (зуба шестерни и зуба колеса) не пересекаются даже теоретически.

По x_{11}^i согласно (16) находим ординату y_{11}^i (на BB)

$$y_{11}^i (\text{на BB}) = f_{22}(f_{21}^{-1}(x_{11}^i)); \quad (22)$$

$$\alpha_s^i = f_{22}(f_{21}^{-1}(x_{11}^i)), \quad (23)$$

находим аналогично численно с использованием метода половинного деления применительно к уравнению $x_{11} = f_{21}(\alpha_s)$ системы (14).

Тогда необходимое и достаточное условие наличия интерференции в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ выражается строгим неравенством:

$$y_{11}^i (\text{на BB}) < y_{11}^i (\text{на AA}), \quad (24)$$

где i – определяется по (18).

Выводы. Разработан алгоритм, позволяющий по заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам определить наличие интерференции для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления, нарезанных методом обкатки.

Список литературы

1. Ерихов М. Л. Интерференция (подрезание) в передачах, образованных по методу огибания с двумя параметрами. / Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1966. – № 7. – С. 5–9.
2. Краснощекоев Н. Н. Теория зацепления Новикова / Н. Н. Краснощекоев, Р. В. Федякин, В. А. Чесноков. – Москва: Наука, 1976. – 173 с.
3. Матюшенко Н. В. Арочные зубья с циклоидальной продольной формой. / Н. В. Матюшенко, В. А. Бережной, А. В. Федченко / Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2013. – № 40. – С. 75–79.
4. Малый Д. В. Численный синтез рационального исходного контура для передач Новикова с арочными зубьями. Сравнительный анализ / Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2003. – № 8 (66). – С. 105–109.
5. ГОСТ 15023-76. Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур. – Москва: Изд-во стандартов, 1978. – 3 с.

References (transliterated)

1. Erihov M. L. Interferencija (podrezanie) v peredachah, obrazovannyh po metodu ogibanija s dvumja parametrami. / Izvestija VUZov. Mashinostroenie. – 1966. – No 7. – P. 5–9.
2. Krasnoshehekov N.N. Teorija zacepljenija Novikova / N.N. Krasnoshehekov, R.V.Fedjakin, V.A.Chesnokov / Moskva: Nauka. – 1976. – 173 p.
3. Matjushenko N.V. Arochnye zub'ja s cikloidal'noj prodo'l'noj formoj. / N.V. Matjushenko, V.A. Berezhnoj, A.V. Fedchenko / Vestnik NTU "KhPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyp. "Problemy mehanicheskogo privoda". – Kharkov, 2013. – No 40. – P. 75–79.

4. *Malyj D.V.* Chislennyj sintez racional'nogo ishodnogo kontura dlja peredach Novikova s arochnymi zub'jami. Sravnitel'nyj analiz / Visnik SNU im. V. Dalja. – Lugans'k, 2003. – No 8 (66). – P. 105–109.
5. GOST 15023-76. Peredachi Novikova cilindricheskie s dvumja linijami zacepljenja. Ishodnyj kontur. / Moscow : Izd-vo standartov, 1978. – 3 p.

Поступила (received) 12.05.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Підрізання зубців в циліндричних передачах Новікова ДЛЗ / М. В. Матюшенко, Г. В. Федченко, В. О. Бережний // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 104–108. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Подрезание зубьев в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ / Н. В. Матюшенко, А. В. Федченко, В. А. Бережной // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 104–108. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Cropping teeth in cylindrical gears Novikov DLA / N. V. Matyushenko, A. V. Fedchenko, V. A. Berezhniy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 104–108. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Матюшенко Микола Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки; тел.: (066) 791-37-28; e-mail: priada@mail.ru.

Матюшенко Николой Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (066) 791-37-28; e-mail: priada@mail.ru.

Matyushenko Nikolai Vasilevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information technologies design; tel.: (066) 791-37-28; e-mail: priada@mail.ru.

Федченко Ганна Валеріївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки ; тел.: (050) 582-32-33; e-mail: anna-fedchenko@ukr.net.

Федченко Анна Валерьевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (050) 582-32-33; e-mail: anna-fedchenko@ukr.net.

Fedchenko Hanna Valeriievna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Information technologies design; tel.: (050) 582-32-33; e-mail: anna-fedchenko@ukr.net.

Бережний Віталій Олександрович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки ; тел.: (097) 156-55-13; e-mail: vetal105@mail.ru.

Бережной Виталий Александрович – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики; тел.: (097) 156-55-13; e-mail: vetal105@mail.ru.

Berezhniy Vitaliy Aleksandrovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Information technologies design; tel.: (097) 156-55-13; e-mail: vetal105@mail.ru.

УДК 621.825.5/.7

В. А. НАСТАСЕНКО

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ СИНТЕЗА СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСНО-ОРИЕНТИРОВАННОЙ РАЗРАБОТКИ И ПРОИЗВОДСТВА ПРОДУКЦИИ (КОРПП)

Робота відноситься до сфери проектування, виробництва та експлуатації продукції, зокрема – до розробки системних методів вирішення даних проблем. Проведено аналіз вихідних положень для вирішення даних проблем, який показав, що головним фактором є рівень потреби в новій продукції, створення якої може бути забезпечене при належному рівні розвитку економіки, науки, техніки і промислового виробництва. Крім того, поява нових запитів веде до виникнення проблеми, при вирішенні якої проявляється фактор часу для створення нових технологій і випуску нової продукції, а вона, в свою чергу, формує нові запити на більш високому рівні. Системна розробка нової продукції вимагає врахування усіх сфер її застосування або впливу, включаючи навколишнє середовище, соціально-економічну сферу та інші, в т.ч. – ноосферу, як елемент розвитку суспільства. Комплексний підхід при розробці і виробництві продукції повинен охоплювати всі етапи її життєвого циклу, включаючи експлуатацію, ремонт і утилізацію. Розроблені структурні системи взаємозв'язків і алгоритми, які полегшують комплексне вирішення вказаних проблем.

Ключові слова: системи розробки, виробництва, експлуатації, ремонту та утилізації продукції.

© В. А. Настасенко, 2016

Работа относится к сфере проектирования, производства и эксплуатации продукции, в частности – к разработке системных методов решения данных проблем. Проведен анализ исходных положений для выполнения данных работ, который показал, что главным фактором является уровень потребности в данной продукции, создание которой может быть обеспечено при надлежащем уровне экономики, развития науки, техники и промышленного производства. Кроме того, появление новых запросов ведет к возникновению проблемы, при решении которой проявляется фактор времени для создания новых технологий и выпуска новой продукции, а она, в свою очередь, формирует новые запросы на более высоком уровне. Системная разработка новой продукции требует учета всех сфер ее применения или воздействия, включая окружающую среду, социально-экономическую сферу и другие, в т.ч. – ноосферу, как элемент развития общества. Комплексный подход при разработке и производстве продукции должен охватывать все этапы ее жизненного цикла, включая эксплуатацию, ремонт и утилизацию. Разработаны структурные системы взаимосвязей и алгоритмы, облегчающие комплексное решение указанных проблем.

Ключевые слова: системы разработки, производства, эксплуатации, ремонта и утилизация.

The work done is related to the sphere of design, manufacture and operation of products in particular to the developments of system methods of solving the problems mentioned above/ The analysis of initial conditions for solving these problems was made, it showed that the main factor is the level of demands for new products the creation of which can be provided by the appropriate level of the economic development, the development of science, engineering and industrial production decides, the appearance of net demands leads to the appearance of problems to solve which there become apparent the factor of time for developing new technologies and output of new products, and it in its turn shapes new demands on a more advanced level system development of new products calls for taking in to account all spheres of its their application or influence including environment, social, economic sphere and others as well as Noosphere as an element of society's development. Complex approach to the development and production of products must embrace all stages of their life cycles including operation, maintenance and utilization. Structural systems of inter relation and algorithms were developed to facilitate complex solution of given problems which include the application of system methods of searching new engineering solutions – the algorithm of solving inventive tasks (ASIT), at the stage of development as well as functional and cost analysis (FCA), morphological analysis and synthesis and others. It was shown that for fundamentally new products the accounting at the stage of designing the conditions of operation maintenance and utilization is problematic. To remove given drawback it was suggested to analyze main functions performed by products and condition of the operation as well as the experience of operation of similar products including previous generations. The most effective technologies are considered function-oriented technologies (FOT) taking into account the conditions of operation of products on macro-, Micro- and nano- levels. To increase maintainability and important factor is to decompose into components, assembly parts and units. The complex of the enumerated systems make up the basis of the CODPP system suggested.

Keywords: systems of development, manufacture, operation, maintenance and utilization of products.

Введение. Работа относится ко всем сферам народного хозяйства, связанным с проектированием, производством и эксплуатацией объектов техники, к которым относятся технические системы и технологии их производства. Технический прогресс в этих сферах требует постоянного их совершенствования, которое наиболее полно может быть обеспечено только на базе системных принципов принятия решений, главной особенностью которых является переход от спонтанно возникающих идей и решений к их упорядоченному множеству, формируемому на базе формализованных алгоритмов действий и правил их преобразования.

Разработка и развитие высокоформализованных методов принятия решений в области создания и производства новых технических систем является актуальной и важной задачей, обусловленной ростом потребностей повышении благосостояния общества, на которое, в свою очередь, влияет ряд основных факторов: рост народонаселения Земли, уменьшение природных ресурсов и ухудшение экологии. Таким образом, необходимо комплексное решения данных проблем, поскольку от него зависит будущее развитие общества, а в конечном итоге – жизнь человечества.

Анализ состояния проблемы, выбор цели и задач работы. Разработке и развитию системных методов для создания объектов техники уделяется большое внимание. Наибольшее их количество (более 1000) создано для решения изобретательских задач, среди которых наиболее сильными признаны: АРИЗ (алгоритм решения изобретательских задач) [1], ФСА (функционально-стоимостной анализ) [2], метод эволюционного анализа [3], метод морфологического анализа и синтеза [4] и ряд других [5]. В области технологий, кроме типовых [6], наиболее широкое распространение получили групповые [7], модульные [8], функционально-ориентированные (ФОТ) [9], и ряд других [10].

Важной особенностью ФОТ является развитие вглубь по 7-ми уровням иерархических подмножеств исполнительных элементов: 1) уровень изделия; 2) уровень частей изделия (сборочных единиц); 3) уровень деталей; 4) уровень рабочих зон детали; 5) уровень макрозон в рабочих зонах; 6) уровень микрозон; 7) уровень

нанозон [9]. На всех указанных уровнях выделяют составляющие исполнительные (функциональные) элементы, воздействие на которые во всех технологических операциях строго дифференцировано в зависимости от функциональных особенностей эксплуатации этого участка, что создаёт возможность полной адаптации всего изделия и его участков к общим и локальным особенностям их эксплуатации и обеспечивает максимальный потенциал их возможностей [9].

Однако в ФОТ не учтен весь жизненный цикл изделий [11, 12], а лишь его часть – производство и эксплуатация, что является существенным недостатком, поскольку этот цикл должен дополнительно включать комплекс взаимосвязанных между собой этапов: проектирования, конструирования, ремонта и утилизации, для которых важно использование методов [1–5], неучтенных в ФОТ.

Устранение указанных недостатков является *главной целью выполняемой работы*. Ее научную новизну составляет синтез научных основ комплексно ориентированной разработки и производства продукции (КОРПП) на базе системных методов.

Главными задачами работы являются:

1. Систематизация принципов КОРПП на исходном и конечном этапах создания объектов техники;
2. Систематизация принципов КОРПП на этапах проектирования и конструирования объектов техники;
3. Систематизация принципов КОРПП на этапах производства объектов техники;
4. Систематизация принципов КОРПП на этапах эксплуатации, ремонта и утилизации объектов техники.

Принципы синтеза и применения КОРПП на этапе выбора исходных данных. Базой является определение общественно-социальной потребности в продукции и технико-экономических возможностей ее производства, обусловленных технико-экономическим уровнем развития общества, в рамках лепестковой структурной схемы, показанной на рис. 1, которая позволяет добавлять в нее, при необходимости, новые системные структуры-лепестки.

Основными факторами при этом являются:

1. Уровень потребления (запросы и возможности);

- 2. Уровень экономики (запросы и возможности);
- 3. Уровень науки (запросы и возможности);
- 4. Уровень техники (запросы и возможности);
- 5. Уровень производства (запросы и возможности).

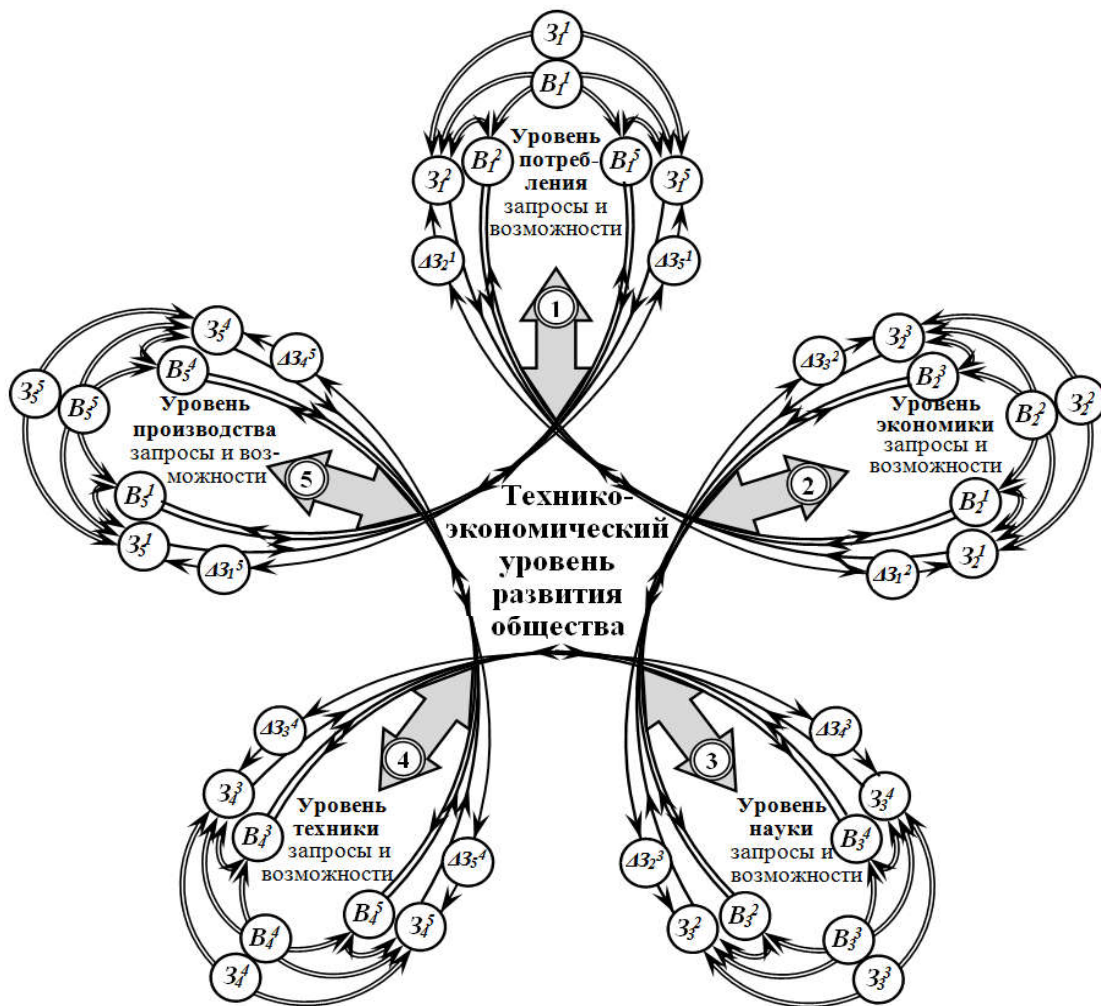


Рис. 1. – Многолепестковая обобщенная структурная модель макросистемы технико-экономического развития общества

Только учет всех этих факторов обеспечивает возможность успешного производства новых объектов техники. При этом влияние основных факторов является не только комплексным, но и взаимным, поскольку новые запросы требуют развития новых возможностей, а новые возможности – позволяют расширить комплекс запросов, в т.ч. в социально-культурной и общественно-политической сферах, отвечающих всем требованиям реальной жизни.

Данная структурная схема наглядно показывает главенствующую роль общественного потребления (что уменьшалось в бывшем СССР), обеспечиваемого уровнем экономики и производства, развитие которых невозможно без развития науки и техники. При этом на научной основе определяется роль правительства и органов государства – они должны удовлетворять рост потребностей общества за счет развития экономики и производства на базе развития науки и техники.

Оценка состояний в предлагаемой системе:

1) Как прогресс Π_i^j оценивается состояние (1), когда запросы Z_i^j превышают возможности B_i^j , поскольку именно растущие запросы являются стимулом развития (что также наглядно вытекает из представленной схемы);

2) Как стагнация C_i^j оценивается состояние (2), когда запросы Z_i^j соответствуют возможностям B_i^j , что способствует застою развития;

3) Как регресс P_i^j оценивается состояние (3), когда возможности B_i^j превышают запросы Z_i^j , но так и остаются невостребованными, что также наглядно вытекает из представленной схемы, если Z_i^j и B_i^j в ней меняются местами.

4) Когда запросы i -й системы к j -й входят в рамки возможностей j -й системы по отношению к i -й, возможно быстрое решение проблемы $B_{рп}$ (4).

5) Когда запросы i -й системы к j -й выходят за рамки возможностей j -й системы по отношению к i -й, возникает проблема или дополнительный запрос ΔZ_i^j , усиливающий потребность прогресса проблемной макросистемы (5).

$$Z_i^j > B_i^j \rightarrow \Pi_i^j; \quad (1) \quad Z_i^j = B_i^j \rightarrow C_i^j; \quad (2)$$

$$Z_i^j < B_i^j \rightarrow P_i^j; \quad (3) \quad Z_i^j \leq B_i^j \rightarrow B_{рп}; \quad (4)$$

$$Z_i^j \geq B_i^j \rightarrow \Delta Z_i^j. \quad (5)$$

При этом во всех случаях развитие запросов Z_i^j внутри системы – автоматически обеспечивает развитие отношений (показанных стрелками взаимных связей). Размеры лепестков отражают уровень развития данной макросистемы. Идеальный вариант – сбалансированное состояние всех макросистем (размеров лепестков).

Лепестковая структурная схема рекуррентной последовательности основных этапов процесса развития элементов макросистем показана на рис. 2

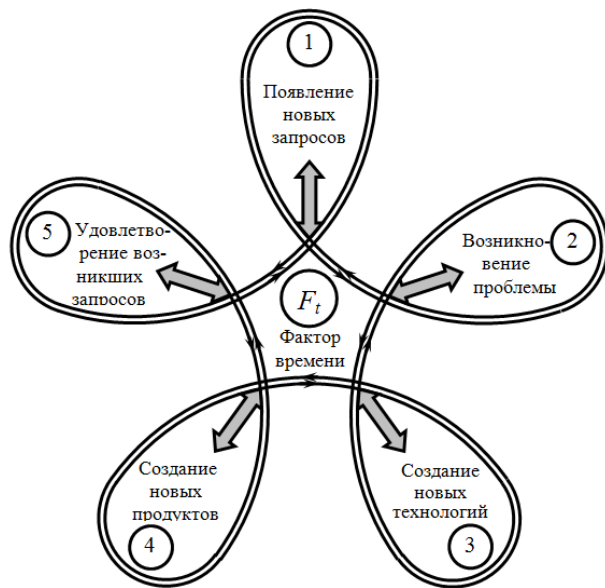


Рис. 2 – Лепестковая схема рекуррентной последовательности основных этапов развития элементов макросистемы

Схема позволяет ввести в нее новый элемент – фактор времени F_t , который будет тем меньше (увеличение и уменьшение факторов показано стрелками), чем выше запросы общества на решение возникшей проблемы и выше уровень развития экономики, науки, техники и производства. Здесь не учтены социально-культурные факторы, выходящие за рамки выполняемых в данной работе исследований.

Анализ гиперболоидных червячных фрез [13], в рамках предлагаемых схем показал, что их основные преимущества: повышение точности до 1-й степени и повышение производительности зубообработки в 4-5 раз, на современном уровне технико-экономического развития общества не могут быть востребованы. Объясняется это тем, что такая же точность может быть получена на универсальных станках с ЧПУ более простыми и дешевыми концевыми инструментами, а повышение производительности играет важную роль при росте производства до объемов крупносерийного, тогда как реальная потребность в колесах такой степени точности пока ограничена единичным производством. Поэтому внедрение гиперболоидных червячных фрез может быть эффективным лишь тогда, когда совокупные затраты на их изготовление, эксплуатацию и на процесс зубообработки на специальных зубофрезерных станках с ЧПУ, будут меньше совокупных затрат на концевой инструмент и на процесс зубообработки единичным делением на универсальных станках с ЧПУ, которые могут использоваться для обработки других изделий.

В случае обработки зубчатых колес более низких степеней точности, которая может быть обеспечена более дешевыми цилиндрическими фрезами на типовых зубофрезерных станках, внедрение гиперболоидных червячных фрез также может быть эффективным лишь при меньших совокупных затратах на их изготовление, эксплуатацию и на зубообработку на специальных зубофрезерных станках с ЧПУ, что также возможно лишь при крупносерийном производстве. Однако при этом

требуются значительные начальные инвестиции, на которые способна экономика только промышленно развитых стран мира, что проблематично в Украине.

Таким образом, внедрение гиперболоидных червячных фрез отодвигается в отдаленное будущее, что требует пересмотра стратегии их создания. Более простым может быть внедрение гиперболоидных червячных передач, как переходный этап к внедрению фрез, что является важным и полезным результатом анализа с учетом разработанных структурных схем.

Принципы синтеза и применения КОРПП на этапе получения конечных результатов. Их основу составляет единый комплекс проблем на 4-х уровнях: *Природа и экология* (биосфера, атмосфера, геосфера); *Общество* (социально-культурная сфера, сфера экономики); *Техника и технологии* (техносфера), *Человек и Вселенная* (ноосфера); влияющие друг на друга, структурная схема которых показана на рис. 3.

Чем в большем количестве сфер будет получен конечный результат, тем выше уровень создаваемых объектов техники. Например, в работе [14] рассмотрены не только конечные продукты – высокоэкономичные и технологичные неперетачиваемые твердосплавные режущие пластины, уменьшающие вред окружающей среде, но и творческие процессы их создания в рамках систем искусственного интеллекта, что является важной проблемой для развития ноосферы человека.



Рис. 3 – Макросистема конечных результатов создания объектов техники

Принципы синтеза и применения КОРПП на этапах проектирования, конструирования и производства. Их основу составляет единый комплекс проблем, охватывающий все этапы жизненного цикла объектов техники, система которых показана на рис. 4.

В данной схеме проектирование, конструирование и производство представляют триединое ядро с общей переходной зоной, поскольку все эти этапы взаимно влияют друг на друга. Именно они определяют второй триединый комплекс этапов жизненного цикла объектов техники – эксплуатацию, ремонт и утилизацию, как конечный продукт или оболочку этого ядра.



Рис. 4 – Обобщенная структурная схема жизненного цикла объектов техники и их взаимного влияния

Учет всех этих этапов и проблем обязателен для любых объектов техники. Кроме того, каждый такой этап имеет свою иерархическую структуру. Например, проектирование включает – замысел, поиск аналогов и выдвижение новых идей (уровень которых зависит от сложности решаемых задач [15], компетентности и креативности разработчика), синтез общих компоновок и схем, выбор методик расчета, которые постоянно корректируются с учетом реальных условий разработки, изготовления и эксплуатации объектов техники. При этом неудачный для их эксплуатации проект, например, рабочих поверхностей, лишь частично могут исправить технологические приемы ФОП при их производстве.

По целям проектирование разделяют на текущее и перспективное, но для повышения его уровня нужна направленность на комплексное обеспечение всех этапов жизненного цикла. Результаты проектирования разделяют также по типу отображения объекта – на описательное, чертежное, объемное, и т.д.

Конструирование оказывает большое влияние на процесс изготовления, ремонта и утилизацию за счет расчленения объекта техники на детали и сборочные единицы 1-го и более высоких порядков. Однако при этом чаще всего приходится решать не только задачи оптимизации исходных и конечных параметров, но и выбирать компромиссные решения в противоречивых, что целесообразно выполнять системными методами, из которых наиболее эффективным признан АРИЗ [1].

Для принципиально новых объектов техники все указанные проблемы являются острыми. При этом в КОРПП необходимо учитывать не только комплексы функциональных технологических и экономических критериев, но и социальных, как это было предложено в работе [3] проф. А. И. Половинкиным. Все указанные комплексы факторов должны обеспечивать стратегию наивысшей экономичности и экологичности на всех этапах жизненного цикла объектов техники, что сводит систему КОРПП к проблемной.

Общая структурная схема КОРПП на этапе проектирования, показана на рис. 5.

Традиционно проблемное проектирование и производство объектов техники выполняют по следующей схеме: 1) необходимо увидеть проблему; 2) суметь ее проанализировать; 3) знать возможные пути решения проблемы и известные для этого способы; 4) преодолеть инерцию мышления при выдвижении идей и поиске новых решений.

В КОРПП методы поиска новых решений усилены методами АРИЗ, ФСА, морфологического анализа и др., которые рекомендуется применять в комплексе. Они могут привести даже к таким решениям, которые парадоксальны с привычной точки зрения, поэтому, чтобы их понять и оценить, требует преодоления инерции мышления.

Успешное решение задачи проектирования должно сочетаться с условиями производства объектов техники, в котором предпочтительно использование системы ФОП и других прогрессивных технологий, созданных в работах [6–9]. Поскольку в них вопросы производства решены достаточно полно, поэтому в данной работе они подробно не рассматриваются.

Принципы синтеза и применения КОРПП с учетом этапов эксплуатации, ремонта и утилизации.

Основная задача проектирования и производства продукции – обеспечить наилучшие условия ее эксплуатации, ремонта и утилизации, что при выпуске принципиально новых систем затруднено. Решить эту задачу формализованным путем можно при анализе их функционального назначения и накопленного опыта эксплуатации предыдущих и подобных систем. При этом опыт, накопленный в наиболее прогрессивных отраслях промышленного производства (авиастроения, судостроения, автомобилестроения, приборостроения и др., в которых разработанные изделия эксплуатируются длительное время), показывает, что любая созданная новая конструкция или система, как технический комплекс, решающий изначально поставленную задачу на базе отличных, хороших, компромиссных и проблемных идей и их технических решений и воплощений, дорабатывается далее конструктивно и технологически, не только для устранения имеющихся в них недостатков, но и для решения ими новых задач, вытекающих из реальных условий и потребностей эксплуатации данных систем.

Неопределенность принципов формализации на этих этапах КОРПП – снижается по мере накопления опыта эксплуатации, ремонта и утилизации новых систем. Однако данные проблемы снижаются также для ранее конструктивно отработанных систем и изделий, в первую очередь – унифицированных, что требует увеличения их доли во вновь создаваемых объектах техники.

Один из эффективных примеров необходимости учета всех этапов жизненного изделий – связан с производством, эксплуатацией и утилизацией полимерных материалов, не разлагающихся в почве сотни лет, что в итоге привело к включению на этапе производства в их состав добавок, ускоряющих данный процесс. Другой пример относится к ядерной энергетике, которая считается одним из наиболее дешевых видов энергетике. Однако учет потребности захоронения не только вредных отходов топлива (десятьки тонн), но и отслуживших свой срок ядерных реакторов (сотни тонн), а также ставшей радиоактивной их бетонной обшивки (тысячи тонн), существенно изменяет картину.

Выводы:

1. Наиболее эффективными являются системные принципы разработки и производства объектов техники, охватывающие все этапы их жизненного цикла: проектирование, конструирование, производство, эксплуатацию, ремонт и утилизацию.

2. В современных условиях наиболее полно системный подход в производстве объектов техники реали-

зують функціонально-орієнтовані технології (ФОТ), однак вони не учитують всіх етапів життєвого циклу технічних систем, в частині – їх ремонту та утилізації.

3. Пропонується система комплексно-орієнтованої розробки та виробництва продукції (КОРПП) – базується на принципах ФОТ, але відрізняється від неї тим, що охоплює всі етапи життєвого циклу виробів, з використанням на кожному етапі системних методів пошуку нових технічних рішень: морфологічного

аналіза та синтезу, АРИЗ, функціонально-стоїмостного аналізу та поелементного проектування.

4. Пропонується алгоритми та схеми спрощують процес розробки нових технічних систем на всіх етапах, включаючи вибір об'єкта та завдання його розвитку, проектування та конструювання, в т.ч. при недостатку знань про входять, проміжну та виходять інформацію, що посилює відомі методи розробки нової техніки та технологій.



Рис. 5 – Структурная система основных этапов и элементов проектирования в КОРПП

Список литературы

1. *Алтишуллер Г. С.* Алгоритм изобретения [Текст] / Г. С. Алтишуллер. – М. : Московск. Рабочий, 1973. – 296 с.
2. *Чумаченко Н. Г.* Функционально-стоимостной анализ [Текст] / Н. Г. Чумаченко, В. М. Дегтярева, Ю. С. Игумнов. – К. : Вища шк. 1985. – 223 с.
3. *Половинкин А. И.* Основы инженерного творчества [Текст] / А. И. Половинкин. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. *Zwicky F.* Discovery, Invention, Research through the morphological Approach [Text] / F. Zwicky. – New-York: Macmillan Co., 1969. – 265 p.
5. *Чус А. В.* Основы технического творчества [Текст] / А. В. Чус, В. Н. Данченко. – К. : Вища шк. 1983. – 184 с.
6. *Демьянюк Ф. С.* Технологические основы поточно-автоматизированного производства / Ф. С. Демьянюк. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1968. – 704 с.
7. *Митрофанов С. П.* Групповая технология машиностроительного производства: в 2 т. [Текст] / С. П. Митрофанов. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1983. Т.1. – 406 с.
8. *Базров Б. М.* Модульные технологии [Текст] / Б. М. Базров – М. : Машиностроение, 2000. – 368 с.
9. *Михайлов А. Н.* Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения [Текст] / А. Н. Михайлов. – Донецк : ДонНТУ, 2009. – 346 с.
10. *Суслов А. Г.* Энциклопедия. Технологии России (машиностроение). Т. 1. Технология машиностроения, станки и инструменты [Текст] / А. Г. Суслов, В. В. Бушуев, В. А. Гресичников, В. П. Смоленцев. Под общ. ред. А. Г. Суслова. – М. : Машиностроение, 2006. – 412 с.
11. *Настасенко В. А.* Усовершенствование принципов функционально-ориентированных технологий при проектировании и производстве объектов техники [Текст] / А. И. Михайлов, В. А. Настасенко, В. А. Проценко / Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – Хмельницький : 2011. – №3 (177) – С. 38–45.
12. *Настасенко В. А.* Функционально-ориентированные принципы проектирования отрезных резцов и дисковых фрез с боковой установкой неперетачиваемых пластин [Текст] / В. А. Настасенко, М. В. Бабий, В. В. Вирич // Прогресивні технології і системи машинобудування Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк : ДонНТУ, 2011. – Вип. 42. – С.212–221.
13. *Настасенко В. О.* Гіперболоїдні зубчасті передачі та інструменти, нові варіанти виготовлення і можливості використання [Текст] / В. О. Настасенко. Машиностроение и техносфера XXI века. XVIII Междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе. – Донецк : ДонНТУ, 2011. – С. 240–247.
14. *Настасенко В. А.* Системы искусственного интеллекта и возможности их связи с процессами творческого мышления [Текст] / В. А. Настасенко, Е. В. Настасенко // Штучний інтелект – Донецьк : ІПШ НАН України, 2013. – Вип. 4. – С. 28–36.
15. *Настасенко В. А.* Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений [Текст] / В. А. Настасенко. Изд 2-е, перераб и доп. – Херсон : Изд-во Айлант, 2015. – 100 с.

Bibliography (transliterated)

1. *Aljtshuller G. S.* Algoritim izobreteniya [Tekst] / G. S. Aljtshuller. – Moscow : Moskovsk. Rabochiy, 1973. – 296 p.
2. *Polovinkin N. G.* Funkcionaljno-stoimostnoj analiz [Tekst] / N. G. Chumachenko, V. M. Degtyareva, Yu. S. Igumnov. – Kyiv : Vitha shk. 1985. – 223 p.
3. *Polovinkin A. I.* Osnovih inzhenernogo tvorchestva [Tekst] / A. I. Polovinkin. – Moscow : Mashinostroenie, 1988. – 368 p.
4. *Zwicky F.* Discovery, Invention, Research through the morphological Approach [Text] / Zwicky F. – New-York : Macmillan Co., 1969. – 265 p.
5. *Chus A. V.* Osnovih tehnikeskogo tvorchestva [Tekst] / A. V. Chus, V. N. Danchenko. – Kyiv : Vitha shk. 1983. – 184 p.
6. *Demjanyuk F. S.* Tekhnologicheskie osnovih potочно-avtomatizirovannogo proizvodstva / Demjanyuk F. S. Izd. 3-e, pererab. i dop. – Moscow : Vihshaya shkola, 1968. – 704 p.
7. *Mitrofanov S. P.* Gruppovaya tekhnologiya mashinostroitel'nogo proizvodstva: v 2 vol. / Mitrofanov S. P. – Izd. 3-e, pererab. i dop. – Leningrad : Mashinostroenie, 1983. Vol.1. – 406 p.
8. *Bazrov B. M.* Moduljnihe tekhnologii [Tekst] / B. M. Bazrov – Moscow : Mashinostroenie, 2000. – 368 p.
9. *Mikhaylov A. N.* Osnovih sinteza funkcionaljno-orientirovannikh tekhnologiy mashinostroeniya [Tekst] / A. N. Mikhaylov. – Doneck : DonNTU, 2009. – 346 p.
10. *Suslov A. G.* Ehnciklopediya. Tekhnologii Rossii (mashinostroenie). Vol. 1. Tekhnologiya mashinostroeniya, stanki i instrumentih [Tekst] / Suslov A. G., Bushuev V. V., Gresishnikov V. A., Smolencev V. P. Pod obsh. Red. A. G. Suslova. – Moscow : Mashinostroenie, 2006. – 412 p.
11. *Nastasenko V. A.* Usovershenstvovanie principov funkcionaljno-orientirovannikh tekhnologiy pri proektirovanii i proizvodstve ob'ektov tekhniki [Tekst] / A. I. Mikhaylov, V. A. Nastasenko, V. A. Procenko / Visnik Khmel'nic'kogo nacional'nogo universitetu. Tekhnichni nauki. – Khmel'nic'kiy : 2011, No 3 (177) – P. 38–45.
12. *Nastasenko V. A.* Funkcionaljno-orientirovanihe principih proektirovaniya otreznikh rezcov i diskovikh frez s bokovoy ustanovkoj neperetachivaemikh plastin [Tekst] / V. A. Nastasenko, M. V. Babij, V. V. Virich // Progresivni tekhnologii i sistemi mashinobuduvannya: Mizhnarodnij zb. naukovikh pracj. – Doneck : DonNTU, 2011. – Vip. 42. – P.212–221.
13. *Nastasenko V. O.* Giperboloidni zubchasti peredachi ta instrumenti, novi varianti vigotovlennya i mozhlivosti vikoristannya [Tekst] / Mashinostroenie i tekhnosfera XXI veka. XVIII Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. v g. Sevastopole. – Doneck : DonNTU, 2011. – p. 240–247.
14. *Nastasenko V. A.* Sistemih iskusstvennogo intellekta i vozmozhnosti ikh svyazi s processami tvorcheskogo mihsleniya [Tekst] / V. A. Nastasenko, E. V. Nastasenko // Shtuchnij intelekt – Doneck : IPSh NAN Ukraini, 2013. – Vyp. 4. – P. 28–36.
15. *Nastasenko V. A.* Morfologicheskij analiz – metod sinteza tihsyach izobretenij. Izd 2-e, pererab i dop. – Kherson : Izd-vo Ayjlant, 2015. – 100 p.

Поступила (received) 01.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Основні принципи синтезу системи комплексно-орієнтованої розробки і виробництва продукції (КОРВП) / В. О. Настасенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 108–114. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

Основные принципы синтеза системы комплексно-ориентированной разработки и производства продукции (КОРПП) / В. А. Настасенко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 108–114. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2079-0791.

The Main Principles of Synthesis of System Complex-Oriented of Development and Production of Products (CODPP) / V. A. Nastasenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 108–114. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Настасенко Валентин Олексійович – кандидат технічних наук, доцент, Херсонська державна морська академія, професор кафедри суднових енергетичних установок і загальної інженерної підготовки; тел.: (050) 807-91-99; e-mail: eseu@ukr.net.

Настасенко Валентин Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, Херсонская государственная морская академия, профессор кафедры судовых энергетических установок и общинженерной подготовки; тел.: (050) 807-91-99; e-mail: eseu@ukr.net.

Nastasenko Valentin Alexeevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kherson State Maritime Academy, Professor at marine power plants and general engineering preparation; tel.: (050) 807-91-99; e-mail: eseu@ukr.net.

УДК 621.9.04

А. С. ОБАЙДИ, В. П. ЯГЛИНСКИЙ, Г. В. КОЗЕРАЦКИЙ, Н. Н. МОСКВИЧЕВ

КИНЕМАТИКА ШТАНГ ПОЛНОПРАВНОГО ТРЕНАЖЕРА-ГЕКСАПОДА

Розроблені математичні моделі кінематичних параметрів штанг гексапода при відпрацюванні платформою складного маневру. На основі поступальних рівнянь руху полюса і обертальних рухів по кутах Ейлера-Крилова сформований рух платформи гексапода. Моделювання траєкторії-тангажа платформи виконане на основі позиційно-координатного управління. Рух кожної штанги гексапода навколо нерухомої осі представлений зміною двох кутів Ейлера. Встановлені залежності кутових швидкостей і кутових прискорень штанг у вигляді проєкцій на нерухомі осі координат і на осі, пов'язані з штангами. Обчислення для типової конструкції авіатренажера фірми "Антонов" підтвердили можливість отримання кінематичних параметрів штанг гексапода при виконанні маневру типу тангаж. Встановлені граничні значення акселераційних навантажень на екіпаж при максимальних допустимих кутах тангажу платформи тренажера-гексапода.

Ключові слова: мобільні машини, тангаж, маневр, акселераційне навантаження, платформа.

Разработаны математические модели кинематических параметров штанг гексапода при отработке платформой сложного маневра. На основе поступательных уравнений движения полюса и вращательных движений по углам Эйлера-Крылова сформировано движение платформы гексапода. Моделирование траектории-тангажа платформы выполнено на основе позиционно-координатного управления. Движение каждой штанги гексапода вокруг неподвижной оси представлено изменением двух углов Эйлера. Установлены зависимости угловых скоростей и угловых ускорений штанг в виде проекций на неподвижные оси координат и на оси, связанные с движущимися штангами. Вычисления для типовой конструкции авиатренажера фирмы "Антонов" подтвердили возможность получения кинематических параметров штанг гексапода при выполнении маневра типа тангаж. Установлены предельные значения акселерационных нагрузок на экипаж при максимальных допустимых углах тангажа платформы тренажера-гексапода.

Ключевые слова: мобильные машины, тангаж, маневр, акселерационная нагрузка, платформа.

Is considered the movement of the full exercise machine-hexapod on which platform the exact copy and visual system of the modern vehicle is placed. The developed mathematical model of the kinematic parameters of hexapod rods when developing a platform of a complex maneuver type of pitch. On the basis of the translational equations of motion of poles and rotational motions on the angles of Euler-Krylov's is formed by the movement of the platform hexapod. Simulation of the trajectory of the pitch of the platform is made on the basis of the control position coordinates. The motion of each rod hexapod around a fixed axis represented by the variability of the two Euler angles. Installed the dependences of angular velocities and angular accelerations of the rods in the form of projections on the fixed axes and on the axis associated with moving rods. Modeling the trajectory of a complex maneuver the simulator in the form of side drifts. Is made calculations for a typical design of simulators the company "Antonov" confirmed the possibility of obtaining kinematic parameters of hexapod rods when performing a maneuver of the type of pitch. Installed limit values of acceleration loads on the crew during maximum angles of pitch of the platform of the simulator hexapod.

Keywords: mobile machines, pitch maneuver, acceleration, platform.

Введение. Для принятия быстрых решений по удержанию курса и мгновенных реакций по изменению движения мобильных транспортных объектов необходима тщательная подготовка экипажа. Наибольшее распространение тренажерные технологии получили там, где ошибки при обучении на реальных объектах приводят к чрезвычайным последствиям, а их устранение – к большим финансовым затратам. Поэтому задача исследования кинематики звеньев тренажера-гексапода, имитации процесса управления приводными устройствами, осуществляющими движение кабины тренажера, является актуальной проблемой. Решение проблемы всесторонней подготовки экипажей мобильной техники к действию в чрезвычайных ситуациях требует создания и совершенствования систем моделирования движения ММ при различных условиях маневрирования. В настоящее время существует приблизительно 1250 Полных тренажеров полета (FFS) во всем мире для экспериментального обучения в Коммерческом Воздушном транспорте (CAT), из которых приблизительно 550 находятся в США, 75 в Великобритании, 60 в Китае, по 50 в Германии и Японии, и 40 во Франции. Из них приблизительно 450 были сделаны компанией CAE (рис. 1), главным образом на Монреальском предприятии, приблизительно 380 производства Thales и его компаньонов и приблизительно 280 – Flight Safety International [1]. Исследования прямой и обратной задач кинематики платформ, рабочей зоны и сингулярности выполнены в работах Merlet J., Bonev I., Liu X-J., Wang J. [2, 3, 4].

Матричные методы расчета МПС представлены в работах Reza N. Jazar [5]. Заслуживают внимания достижения в исследованиях конструирования МПС

Ю. Н. Кузнецова, Д. А. Дмитриева [6, 7]. Вопросы кинематики МПС в составе промышленных платформ рассмотрены в работах Lenarces J., Bajd T., Stanisic M. [8]. В настоящее время известны работы по кинематике и повышению подвижности платформ комбинированного модульного тренажера-гексапода, в которых выполнены исследования уровня акселерационной нагрузки на экипаж [9, 10, 11].



Рис. 1 – "Полноправный" современный авиасимулятор компании CAE (Канада), <http://www.cae.com/>

Однако, в известных исследованиях кинематики гексапода движения штанг не рассматриваются и полностью отсутствует методология исследования их кинематических параметров. Кинематические параметры штанг гексапода необходимы не только для определения ориента-

ции гексапода, но и для решения задач динамики при исследовании уровней нагружения тренажера.

Методология. Динамическая платформа современного компоновка тренажера экипажей мобильных машин формируется на основе платформы Стюарта, имеет минимум 6 степеней свободы и представляет собой систему из подвижной платформы (ПП) 1 и неподвижной стойки (базиса) 2 (рис. 2).

Шесть карданных 4 шарниров A_i на стойке и шесть сферических 5 шарниров B_i ПП соединены ше-

стью подвижными звеньями (штангами) 3 переменной длины $A_i B_i$. Движение ПП тренажера-гексапода в неподвижном базисе $O X_0 Y_0 Z_0$ определено шестью независимыми параметрами: поступальными с полюсом ПП P (координаты x_P, y_P, z_P) и вращательными (углы Эйлера-Крылова ψ, θ, φ) [4].

$$\left. \begin{aligned} x_P &= x_P(t); y_P = y_P(t); z_P = z_P(t); \\ \psi &= \psi(t); \theta = \theta(t); \varphi = \varphi(t). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

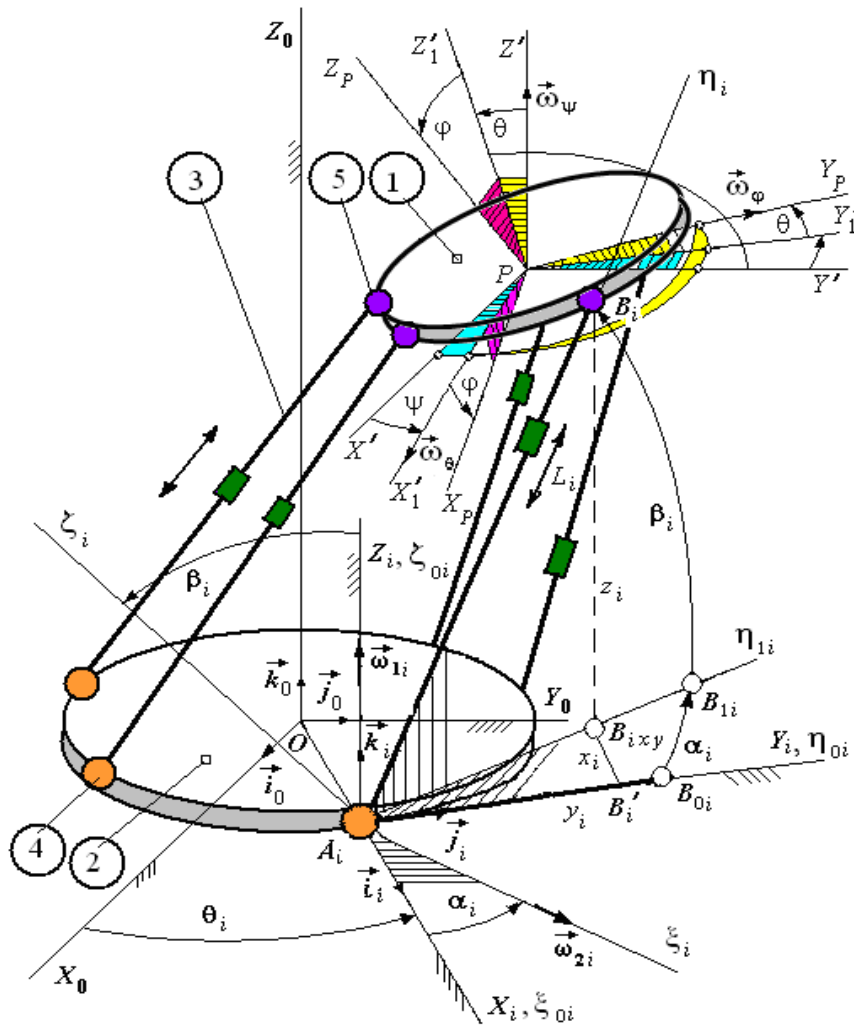


Рис. 2 – Схема поворотов ПП вокруг полюса P и поворотов штанг гексапода вокруг шарнира A_i

Координаты центров шарниров A_i неподвижного базиса $O X_0 Y_0 Z_0$ и B_i платформы в подвижном базисе $P X_P Y_P Z_P$, связанном с платформой, при движении платформы не изменяются (рис. 2, 3) [4]:

$$A_i^0 = (x_{A_i} \ y_{A_i} \ z_{A_i}), \quad B_i^P = (B_{x_i} \ B_{y_i} \ B_{z_i}), \quad i = 1 \dots 6. \quad (2)$$

Из геометрии расположения шарниров A_i определены выражения для углов $\gamma_1 = 2 \arcsin \left(\frac{A_3 A_4}{2 R_A} \right)$ и $\gamma_2 = 2\pi/3 - \gamma_1$; R_A и R_B – радиусы центров шарниров A_i и B_i соответственно. В соответствии с теоремой Эйлера о конечном перемещении твердого тела с одной

неподвижной точкой платформу 1 из начального положения $P X' Y' Z'$ в конечное $P X_P Y_P Z_P$ можно переместить тремя поворотами (рис. 2).

Первый поворот вокруг оси PZ' на угол ψ с угловой скоростью $\vec{\omega}_\psi$ до положения $P X'_1 Y'_1 Z'_1$. Вторым — вокруг линии узлов PX'_1 на угол θ с угловой скоростью $\vec{\omega}_\theta$ до положения $P X'_1 Y'_1 Z'_2$. Третий поворот вокруг собственной оси ПП PY_P на угол φ с угловой скоростью $\vec{\omega}_\varphi$ до положения $P X_P Y_P Z_P$. С учетом матриц преобразования координат получены выражения для координат центров шарниров B_i в неподвижной системе $O X_0 Y_0 Z_0$ в виде [4]:

$$\begin{pmatrix} x_{Bi} \\ y_{Bi} \\ z_{Bi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_{xi}(c_\psi c_\varphi - s_\psi s_\theta s_\varphi) + B_{yi}(-s_\psi c_\theta) + B_{zi}(c_\psi s_\varphi + s_\psi s_\theta c_\varphi) + x_p \\ B_{xi}(s_\psi c_\varphi + c_\psi s_\theta s_\varphi) + B_{yi}c_\psi c_\theta + B_{zi}(s_\psi s_\varphi - c_\psi s_\theta c_\varphi) + y_p \\ B_{xi}(-c_\theta s_\varphi) + B_{yi}s_\theta + B_{zi}c_\theta c_\varphi + z_p \end{pmatrix}, \quad i = 1 \dots 6, \quad (3)$$

$$c_\psi = \cos\psi, \quad s_\psi = \sin\psi, \quad c_\theta = \cos\theta, \quad s_\theta = \sin\theta, \quad c_\varphi = \cos\varphi, \quad s_\varphi = \sin\varphi.$$

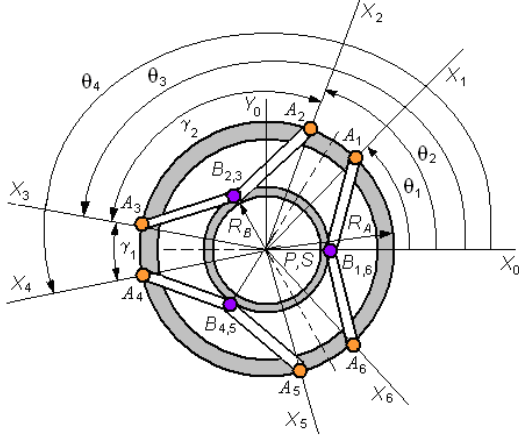


Рис. 3 – Схема расположения шарниров: карданных A_i и сдвоенных сферических B_i

При движении тренажера штанги выполняют вращательные движения вокруг неподвижного центра шарнира A_i . Движение каждой i -ой штанги рассмотрено в своей неподвижной системе $A_i X_i Y_i Z_i$, ориентация которой относительно базовой системы $O X_0 Y_0 Z_0$ определена постоянными координатами центра шарнира $A_i(x_{Ai}, y_{Ai}, z_{Ai})$ и угловым положением θ_i отрезка $O A_i$ (рис. 2, 3).

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 = 0,5\gamma_2; \quad \theta_2 = 0,5\gamma_2 + \gamma_1; \quad \theta_3 = 1,5\gamma_2 + \gamma_1; \\ \theta_4 = 1,5\gamma_2 + 2\gamma_1; \quad \theta_5 = 2,5\gamma_2 + 2\gamma_1; \quad \theta_6 = 2,5\gamma_2 + 3\gamma_1. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Ось $A_i X_i$ сонаправлена с отрезком $O A_i$. Оси вспомогательной промежуточной системы $A_i X'_i Y'_i Z'_i$ параллельны неподвижным базисным осям системы $O X_0 Y_0 Z_0$. B_{ixy} – проекция шарнира B_i на плоскость $O X_0 Y_0$. С каждой i -той штангой $A_i B_i$ связано свою подвижную систему $A_i \xi_i \eta_i \zeta_i$, которая вращается вокруг неподвижного шарнира A_i вместе с штангой. Положение подвижных осей $A_i \xi_i \eta_i \zeta_i$ относительно неподвижных $A_i X_i Y_i Z_i$ определено углами α_i и β_i . Шарнир A_i является карданным и поворот штанги относительно продольной оси $A_i \eta_i$ невозможен. В начальном положении ($\alpha_i = 0$ и $\beta_i = 0$) оси систем $A_i \xi_{0i} \eta_{0i} \zeta_{0i}$ и $A_i X_i Y_i Z_i$ совпадают, штанги занимают горизонтальное положение $A_i B_{0i}$ (в плоскости $O X_0 Y_0$) перпендикулярно $O A_i$.

Первый поворот выполнен вокруг неподвижной оси $A_i Z_i$ на угол прецессии α_i с угловой скоростью $\dot{\omega}_{1i}$ и второй – вокруг линии узлов (оси $A_i \xi_i$) на угол β_i с угловой скоростью $\dot{\omega}_{2i}$. После первого поворота ось $A_i \xi_i$ занимает окончательное положение, ось $A_i \eta_i$ и штанга $A_i B_i$ – промежуточные.

После второго поворота на угол β_i оси системы $A_i \xi_i \eta_i \zeta_i$ и штанга $A_i B_i$ занимают окончательное положение. Координаты центра шарнира B_i в своей (местной) неподвижной системе координат $A_i X_i Y_i Z_i$ определены при известных координатах (3) в системе $O X_0 Y_0 Z_0$ с помощью матриц преобразования координат: перенос начала координат O в точку A_i и поворот осей на угол θ_i .

После преобразования координаты центра шарнира B_i в системе $A_i X_i Y_i Z_i$ обозначены в виде $B_i(x_i, y_i, z_i)$. В результате получено

$$\begin{pmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (x_{Bi} - x_{Ai}) \sin \theta_i + (y_{Bi} - y_{Ai}) \cos \theta_i \\ (x_{Bi} - x_{Ai}) \cos \theta_i - (y_{Bi} - y_{Ai}) \sin \theta_i \\ z_{Bi} \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Из геометрии перемещений определены тангенсы углов поворотов α_i и β_i из прямоугольных треугольников $A_i B'_i B_{ixy}$ и $A_i B_i B_{ixy}$ (рис. 3).

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{B'_i B_{ixy}}{A_i B'_i} = -\frac{x_i}{y_i}; \quad \operatorname{tg} \beta_i = \frac{B_i B_{ixy}}{A_i B_{ixy}} = \frac{z_i}{h_i}, \quad (6)$$

где h_i – горизонтальная проекция штанги $A_i B_i$:

$$h_i = A_i B_{ixy} = y_i / \cos \alpha_i. \quad (7)$$

Для определения угловых скоростей поворотов штанг формулы (6) удобно записать в виде

$$y_i \operatorname{tg} \alpha_i = -x_i; \quad h_i \operatorname{tg} \beta_i = z_i. \quad (8)$$

После дифференцирования (8) по времени получены выражения для угловых скоростей составляющих вращений штанг

$$\left. \begin{aligned} \omega_{1i} = \dot{\alpha}_i = -\frac{1}{y_i}(\dot{x}_i + \dot{y}_i \operatorname{tg} \alpha_i) \cos^2 \alpha_i; \\ \omega_{2i} = \dot{\beta}_i = \frac{1}{h_i}(\dot{z}_i - \dot{h}_i \operatorname{tg} \beta_i) \cos^2 \beta_i. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Точками сверху обозначено дифференцирование по времени.

Умножив обе части равенств (9) на знаменатели и продифференцировав по времени, получены выражения для компонентов угловых ускорений штанг гексапода в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\alpha}_i = \frac{-(\ddot{x}_i + \ddot{y}_i \operatorname{tg} \alpha_i + 2\dot{y}_i \dot{\alpha}_i) \cos^2 \alpha_i + \dot{x}_i \dot{\alpha}_i \sin 2\alpha_i}{y_i}; \\ \ddot{\beta}_i = \frac{(\ddot{z}_i - \ddot{h}_i \operatorname{tg} \beta_i - 2\dot{h}_i \dot{\beta}_i) \cos^2 \beta_i - \dot{z}_i \dot{\beta}_i \sin 2\beta_i}{h_i}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \dot{h}_i &= -\frac{\dot{y}_i + h_i \dot{\alpha}_i \sin \alpha_i}{\cos \alpha_i}; \\ \ddot{h}_i &= -\frac{\ddot{y}_i + h_i \ddot{\alpha}_i \sin \alpha_i + \dot{h}_i \dot{\alpha}_i + \dot{h}_i \dot{\alpha}_i (1 + 2 \operatorname{tg} \alpha_i)}{\cos \alpha_i} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

В результате двух вращений вектор угловой скорости i -той штанги

$$\vec{\omega}_i = \vec{\omega}_{1i} + \vec{\omega}_{2i}. \quad (12)$$

Проецируя обе части равенства на неподвижные оси координат $A_i X_i Y_i Z_i$ (рис. 2), найдено

$$\begin{aligned} \omega_{xi} &= \dot{\beta}_i \cos \alpha_i; \quad \omega_{yi} = \dot{\beta}_i \sin \alpha_i; \quad \omega_{zi} = \dot{\alpha}_i; \\ \vec{\omega}_i &= \dot{\beta}_i \cos \alpha_i \vec{i}_i + \dot{\beta}_i \sin \alpha_i \vec{j}_i + \dot{\alpha}_i \vec{k}_i. \end{aligned} \quad (13)$$

Дифференцируя (13) по времени, найдено вектор углового ускорения i -той штанги

$$\vec{\varepsilon}_i = \varepsilon_{xi} \vec{i}_i + \varepsilon_{yi} \vec{j}_i + \varepsilon_{zi} \vec{k}_i, \quad (14)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{xi} &= \ddot{\beta}_i \cos \alpha_i - \dot{\alpha}_i \dot{\beta}_i \sin \alpha_i; \\ \varepsilon_{yi} &= \ddot{\beta}_i \sin \alpha_i + \dot{\alpha}_i \dot{\beta}_i \cos \alpha_i; \\ \varepsilon_{zi} &= \ddot{\alpha}_i. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Модули угловой скорости и углового ускорения

$$\omega_i = \left[\dot{\alpha}_i^2 + \dot{\beta}_i^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad \varepsilon_i = \left[\ddot{\alpha}_i^2 + \dot{\alpha}_i^2 \dot{\beta}_i^2 + \ddot{\beta}_i^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (15)$$

Для задач динамики штанг гексапода необходимы проекции угловой скорости и углового ускорения на подвижные оси $A_i \xi_i \eta_i \zeta_i$, связанные с i -ой штангой. Проецируя (13) и (14) на эти оси, получено

$$\omega_{\xi_i} = \dot{\beta}_i; \quad \omega_{\eta_i} = \dot{\alpha}_i \sin \beta_i; \quad \omega_{\zeta_i} = \dot{\alpha}_i \cos \beta_i. \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{\xi_i} &= \varepsilon_{xi} \cos \alpha_i + \varepsilon_{yi} \sin \alpha_i; \\ \varepsilon_{\eta_i} &= -\varepsilon_{xi} \sin \alpha_i \cos \beta_i + \varepsilon_{yi} \cos \alpha_i \cos \beta_i + \varepsilon_{zi} \sin \beta_i; \\ \varepsilon_{\zeta_i} &= \varepsilon_{xi} \sin \alpha_i \sin \beta_i - \varepsilon_{yi} \cos \alpha_i \sin \beta_i + \varepsilon_{zi} \cos \beta_i. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Траектория тангажа тренажера-гексапода в плоскости OX_0Z_0 смоделирована позиционно-координатным методом в виде дуги окружности радиусом $R = 8,0$ м с максимальным углом тангажа $\varphi_0 = 30^\circ$ [4]. Движение полюса платформы P вдоль горизонтальной оси $x_p = x_p(t)$ представлено позиционным управлением: задано начальное и конечное положения полюса P платформы, максимальные значения скоростей, ускорений и рывка. Все остальные параметры движения определены координатным способом в соответствии с заданной траекторией маневра (рис. 4).

Для расчетов приняты исходные данные типовой конструкции авиатренажера фирмы "Антонов К": $R_A = 2,7$ м; $R_B = 2,45$ м; $h_0 = 1,3$ м. Расчетами установлено, что максимальные значения угловых ускорений штанг превышают 15 с^{-2} (рис. 5). Графики изменения ускорений дают представление о распределении моментов сил инерции по штангам гексапода.

Заменяя в (2) координаты шарнира B_i на координаты центра тяжести оператора транспортного средства $C^P = (C_x \ C_y \ C_z) = (0 \ 0 \ 1,4)$ и дифференцируя дважды по времени, найдено абсолютное ускорение центра C . В результате расчетов выявлено, что при выполнении платформой маневра типа "тангаж" с заданными параметрами траектории уровень акселерационной нагрузки на экипаж превышает $2,3g$ (g – ускорение свободного падения). Нормативное предельное значение акселерационной нагрузки для пилотов соответствуют уровню $6g$. Моделирование траекторий сложного маневра тренажера представлена на рис. 4.

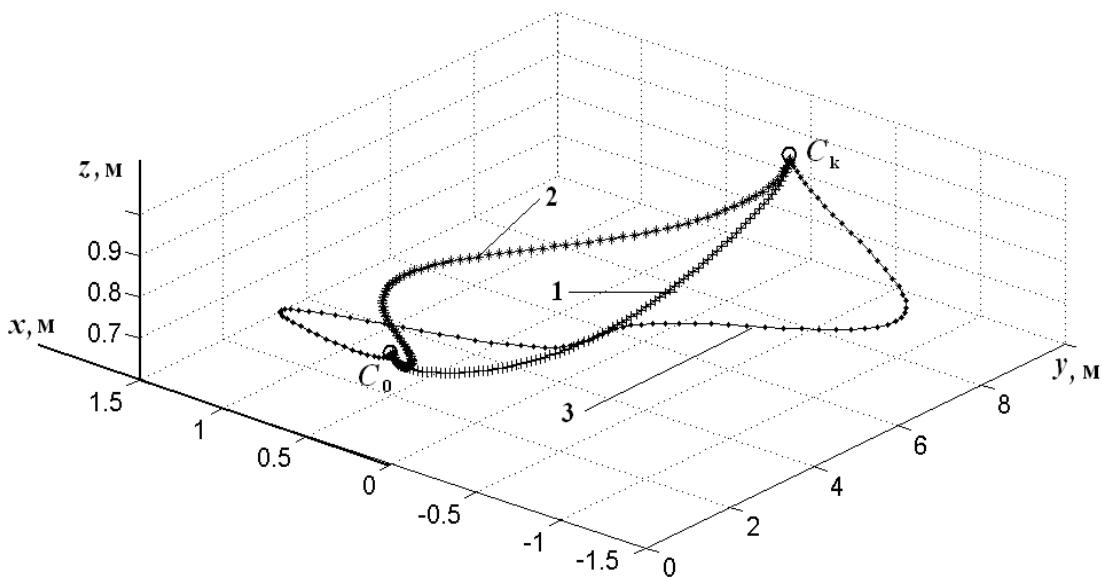


Рис. 4 – Траектория центра масс водителя ММ при выполнении сложного маневра: 1 – односторонний занос; 2 – двухсторонний занос; 3 – одновременный двойной занос с движением по уклону 30 град (угол тангажа)

Уровень акселерационного воздействия на экипаж ММ характеризуется полным ускорением a_c центра масс водителя (рис. 6).

При определении уровня акселерационной нагрузки на экипаж базовым значением для ускорений принято 10^{-4} м/с^2 . Результаты исследований свидетельствуют, что уровни воздействий на экипаж соответствует уровню возможных воздействий при осуществлении нормативных маневров ММ и способствует приобретению навыков вождения в экстремальных условиях.

Подтверждена возможность моделирования сложного маневра платформы тренажера при допустимой нагрузке на штанги гексапода.

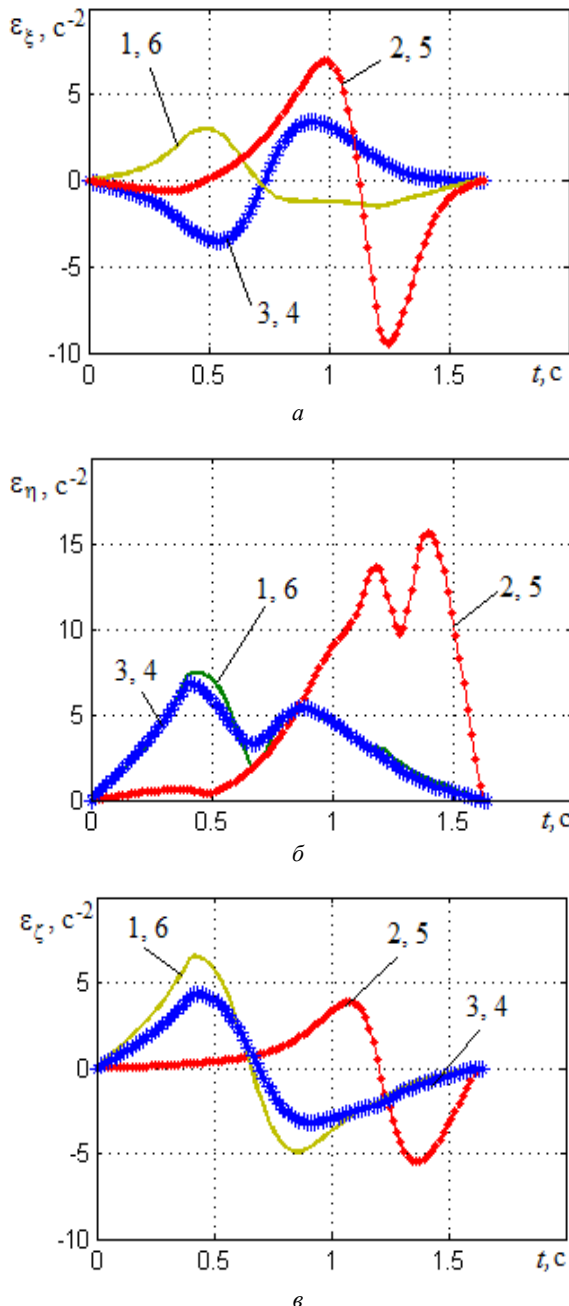


Рис. 5 – Графики изменения проекций угловых ускорений штанг гексапода на подвижные оси: $a - \xi$, $б - \eta$, $в - \zeta$; цифрами на кривых указаны номера штанг в соответствии с рис. 3

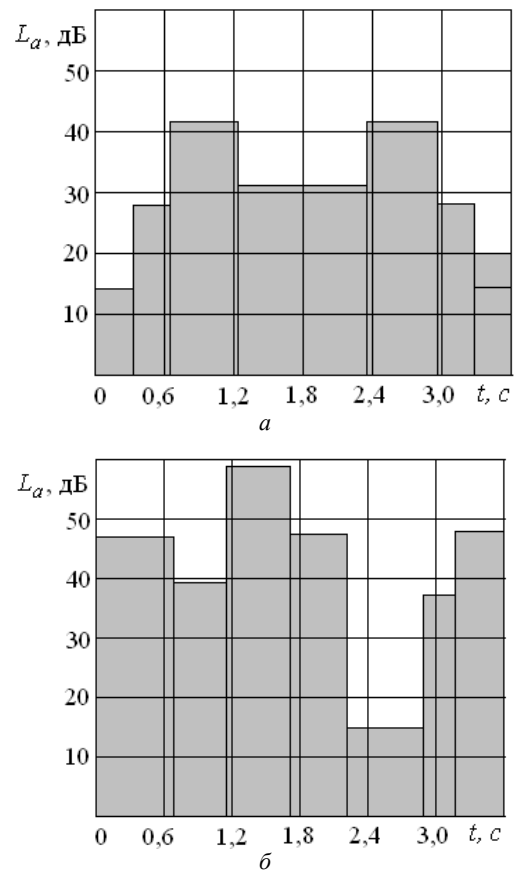


Рис. 6 – График акселерационного воздействия на экипаж ММ при выполнении маневра типа "боковой занос":
 a – односторонний занос;
 $б$ – двухсторонний занос с уклоном 30 град

Выводы. Разработаны математические модели кинематических параметров штанг гексапода при выполнении платформой произвольного сложного маневра. Установлены зависимости угловых скоростей и угловых ускорений штанг в виде проекций на неподвижные оси координат и на оси, связанные с движущимися штангами. Установлено, что при имитации на тренажере бокового заноса без уклона (тангажа) водитель и экипаж испытывают акселерационные воздействия на уровне, не превышающем 45 дБ, а при выполнении тангажа (30 град) совместно с двусторонним заносом – в среднем диапазоне 45...60 дБ. Представлен алгоритм исследования кинематики штанг гексапода. Вычисления для типовой конструкции авиатренажера фирмы "АНТК Антонов" подтвердили возможность получения кинематических параметров штанг гексапода при выполнении маневра типа тангаж. Отработан процесс определения кинематических параметров штанг, необходимых для задач динамики гексапода в целом.

Список литературы

1. Gogu, G. Structural Synthesis of Parallel Robots. Part 5: Basic Overconstrained Topologies with Schönflies Motions / G. Gogu // – Ed. Springer: Dordrecht. – 2014. DOI 10.1007/978-94-007-7401-8.
2. Merlet, J. Parallel Robots / J. Merlet // 2th ed. Springer: Dordrecht. – 2006.
3. Bonev I. A. A new method for solving the direct kinematics of general 6-6 Stewart platforms using three linear extra sensors / I. A. Bonev // Mechanism and Machine Theory. – 2000. – № 35 (3). – P. 423–436.
4. Xin-Jun, Liu. Parallel Kinematics. Type, Kinematics, and Optimal Design / Liu Xin-Jun, Wang Jinsong // Ed. Springer: Heidelberg. – 2014. DOI 10.1007/978-3-642-36929-2.

5. Reza, Jazar. Theory of Applied Robotics. Kinematics, Dynamics, and Control / Jazar Reza // 2th ed. Springer. Dordrecht. – 2010. DOI 10.1007/978-1-4419-1750-8.
 6. Kuznesov, Yu. The genetic approach is the key to innovative synthesis of complicate technical systems / Yu. Kuznesov, V. Shinkarenko // Plovdiv, Fundamental sciences and applications. – 2011. – № 16, b.2. – P. 211–219.
 7. Кузнецов, Ю.Н. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры / Ю. Н. Кузнецов, А. А. Дмитриев, Г. Е. Диневиц // – Вышемирский В.С. – Херсон. – 2010.
 8. Lenarces J. Robot Mechanisms / J. Lenarces, T. Bajd, M. Stanisic // Springer: Dordrecht. – 2013. DOI 10.1007/978-94-007-4522-3.
 9. Яглінський, В.П. Кінематика комбінованого модульного динамічного тренажера / В. П. Яглінський, А. С. Обайди // Технологічний аудит і резерви виробництва – № 2/1 (16). – 2014. – С. 38–41.
 10. Яглінський, В.П. Кінематика обладнання на основі механізмів параллельної структури / В. П. Яглінський. Колективна монографія: Прогресивне машинобудівне обладнання. – Спектр. – Орел, РФ. – 2011. – С. 86–32.
 11. Yaglinsky, V. Kinematics Rods of Simulator-Hexapod / V. Yaglinsky, A. Al-Obaydi, G. Kozratsky, N. Moskvichov // British Journal of Applied Science & Technology. – № 16(3). – 2016. – P. 1–7. DOI: 10.9734/BJAST/2016/26274.
 2. Merlet, J. Parallel Robots. 2th ed. Springer: Dordrecht, 2006.
 3. Bonev, I.A. A new method for solving the direct kinematics of general 6-6 Stewart platforms using threelinear extra sensors. *Mechanism and Machine Theory*, 2000, 35(3), 423–436.
 4. Xin-Jun, Liu, Wang, Jinsong. Parallel Kinematics. Type, Kinematics, and Optimal Design. Ed. Springer: Heidelberg, 2014. DOI 10.1007/978-3-642-36929-2.
 5. Reza, Jazar. Theory of Applied Robotics. Kinematics, Dynamics, and Control. 2th ed. Springer: Dordrecht, 2010. DOI 10.1007/978-1-4419-1750-8.
 6. Kuznesov, Yu., Shinkarenko, V. The genetic approach is the key to innovative synthesis of complicate technical systems. *Plovdiv: Fundamental sciences and applications*, 2011, № 16, b.2, 211–219.
 7. Kuznesov, Yu., N., Dmitriev, D. A., Dinevitch, G. E. Komponovki stanokov s mehanizmami parallelni struktury. Ed. Vichemirskiy V.S., Kherson, 2010.
 8. Lenarces, J., Bajd, T., Stanisic, M. Robot Mechanisms. Springer: Dordrecht, 2013. DOI 10.1007/978-94-007-4522-3.
 9. Yaglinsky, V. P., Obaydi, A. S. Kinematika kombinovanogo modulnogo dynamichnogo trenajera. *Technologicheskyy audit i rezervy proizvodstva*, 2014, 2/1(16), 38–41.
 10. Yaglinsky, V.P. Kinematika oborudovania na osnove mehanizmov parallelnoi struktury. *Kollektivnaia monographia: Progressivnoe mashinostroitelnoe oborudovanie. Ed Spectr: Orel*, 2011, 86–132.
 11. Yaglinsky, V., Al-Obaydi, A., Kozratsky, G., Moskvichov, N. Kinematics Rods of Simulator-Hexapod. *British Journal of Applied Science & Technology*, 2016, 16(3), 1–7. DOI: 10.9734/BJAST/2016/26274.
- Поступила (received) 10.05.2016

Bibliography (transliterated)

1. Gogu, G. Structural Synthesis of Parallel Robots. Part 5: Basic Overconstrained Topologies with Schönflies Motions. Ed. Springer: Dordrecht, 2014. DOI 10.1007/978-94-007-7401-8.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Кінематика штанг повноправного тренажера-гексапода / А. С. Обайди, В. П. Яглінський, Г. В. Козерацький, М. М. Москвичов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 115–120. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Кінематика штанг повноправного тренажера-гексапода / А. С. Обайди, В. П. Яглінський, Г. В. Козерацький, Н. Н. Москвичев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 115–120. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Kinematics of rods of full simulator hexapod / A. Obaydi, V. Yaglinsky, G. Kozratsky, N. Moskvitshev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 115–120. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Яглінський Віктор Петрович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, завідувач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання; тел. 096-767-17-17; e-mail: robot8@bk.ru.

Яглінський Віктор Петрович – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, завідувач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання; тел. 096-767-17-17; e-mail: robot8@bk.ru.

Yaglinsky Victor Petrovich – doctor of technical Sciences, Professor, Odessa National Polytechnic University, Head of Department conveying and robotics equipment; Odessa, Ukraine; tel.: 096-767-17-17; e-mail: robot8@bk.ru.

Козерацький Геннадій Володимирович – Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри управління системами безпеки життєдіяльності.

Козерацький Геннадій Владимирович – Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри управління системами безпеки життєдіяльності.

Kozratsky Gennady Volodymyrovich – Odessa National Polytechnic University, assistant at the Department of systems management security of life.

Ал-Обайді Аймен Сабах – аспірант, Одеський національний політехнічний університет.

Ал-Обайди Аймен Сабах – аспірант, Одеський національний політехнічний університет.

Al-Obaydi Aimen Sabah – graduate student, Odessa National Polytechnic University.

Москвичов Микола Миколайович – аспірант, Одеський національний політехнічний університет.

Москвичев Николай Николаевич – аспірант, Одеський національний політехнічний університет.

Moskvitshov Nikolay Nikolaevich – graduate student, Odessa National Polytechnic University.

УДК 621.833

А. П. ПОПОВ, А. И. МИРОНЕНКО, О. И. САВЕНКОВ

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕКОСОВ ЗУБЬЕВ

Представлено матеріали по рішенню нової контактної задачі стосовно до зубчастих передач з урахуванням впливу перекосів зубів зубчастих коліс на їх контактну міцність. Рішення вказаної задачі виконано вперше на основі нової теорії контактної міцності, розробленої проф. О.П. Поповим. Знайдено розрахункові залежності для визначення максимальних контактних напружень в зубах, а також розмірів напівеліптичної площадки контакту.

Ключові слова: зубчаста передача, перекося зубів, контакт, напруження, навантажувальна здатність, бочкоподібні зуби.

Представлены материалы по решению новой контактной задачи применительно к зубчатым передачам с учетом влияния перекосов зубьев зубчатых колес на их контактную прочность. Решение указанной задачи выполнено впервые на основе новой теории контактной прочности, разработанной проф. А.П. Поповым. Найденные расчетные зависимости для определения максимальных контактных напряжений в зубьях, а также размеров полуэллиптической площадки контакта.

Ключевые слова: зубчатая передача, перекося зубьев, контакт, напряжения, нагрузочная способность, бочкообразные зубья.

The first contact problem is solved on the basis of a new contact strength of the theory developed by prof. A.P. Popov, in relation to the gear train, taking into account the effect of skewing the gear teeth on the strength of their contact. Found calculated according to the definition of the maximum contact stress in the teeth, as well as semi-elliptical contact area sizes. It is shown that in the conditions with respect to each other skew gear teeth and gear wheel transmissions carrying capacity the contact stresses unacceptably reduced. It was determined that in order to reduce the influence of said bias tooth gears on the performance necessary to form the straight side surfaces of the gear teeth to replace the curvilinear form with a constant radius of curvature.

Keywords: gear, tooth misalignment, the contact stress, load capacity, barrel-shaped teeth.

Постановка проблеми. Роль зубчатих передач виключительно велика в сучасному машиностроєнні. Однак розрахунок зубчатих передач на контактну міцність за загальновідомою формулою Герца, отриманою їм применительно до розрахункової моделі контакту двох еластично стиснутих циліндрів, не враховує впливу на їх роботооспособність експлуатаційних факторів.

Як показала практика експлуатації зубчатих передач і аналіз виконаних досліджень еластичні переміщення валів, на яких розміщуються зубчасті колеса, надають негативний вплив на їх роботооспособність. Так, наприклад, від прогинів валів в зубчатому зацепленні виникає концентрація навантаження по довжині зубів. Однак найбільш небезпечним при цьому є кути взаємного нахилу валів з розташованими на них зубчастими колесами, при яких мають місце перекося зубів в напрямку їх довжини.

В даний час відсутні будь-які рекомендації по визначенню впливу перекосів зубів на їх контактну міцність, яка є визначальним фактором при оцінці ефективності зубчатих передач з точки зору їх роботооспособності. На основі вищеизложеного в розглядаємуєму дослідженні вперше, як уже вказувалося, приводиться рішення контактної задачі применительно до перекошених один відносно одного зубів шестерні і колеса на кут ψ в умовах їх навантаження.

Аналіз останніх досліджень. Найбільш повно дослідження по даній проблемі, пов'язані з підвищенням роботооспособності зубчатих передач, вперше на основі виконаних нових теоретических і техніческих рішень изложены в [1-5].

Цель работы. Доказательство отрицательного влияния на работоспособность зубчатых передач перекосов зубьев, вызванных упругими перемещениями валов, подтвержденное решением новой контактной задачи.

Изложение основного материала. При перекосе зубьев их линейный контакт при отсутствии нагружения перерождается в точечный, в связи с чем для опре-

деления контактных напряжений необходимо решение пространственной задачи. При решении данной задачи в плоскости zOx в качестве расчетной модели контакта до нагружения выступает модель контакта двух упруго сжатых цилиндров 1 и 2 с радиусом кривизны ρ_1 и ρ_2 (рис. 1, а), а в плоскости zOy (рис. 2, а) в качестве расчетной модели контакта имеет место модель контакта полупространств 1 и 2, ограниченных плоскостями.

На рис. 1, б и 2, б приведены модели контакта указанных расчетных моделей в плоскостях zOx и zOy после нагружения.

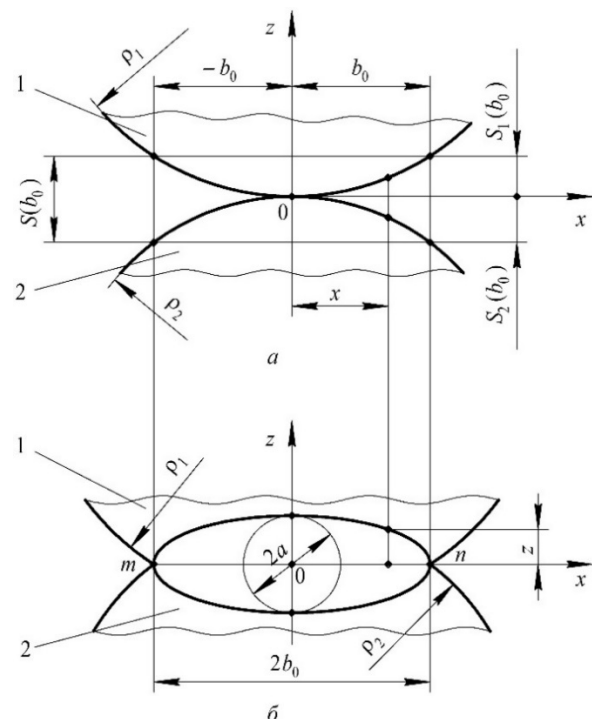


Рис. 1 – Модель контакту зубів в площині zOx : а – до навантаження; б – після навантаження

Рассмотрим определение функций контактных деформаций, действующих в направлениях, перпендику-

лярных осей x и y . Функция контактных деформаций $W(x)$ (рис.1) имеет вид [1, 2]:

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}, \quad (1)$$

где b_0 – полуширина площадки контакта;
 $\rho_{пр} = \rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_2 \pm \rho_1)$ – приведенный радиус кривизны цилиндров, знак (+) применяется при внешнем, а знак (–) при внутреннем зацеплении зубьев.

Для нахождения функций $W(y)$ обратимся к рис. 2. Из данного рисунка, полагая $\cos\psi = 1$ ввиду малой величины угла перекоса ψ , получим следующие выражения:

$$S(b_k) = b_k\psi; \quad S(y) = y\psi.$$

где b_k – ширина площадки в плоскости zOy .

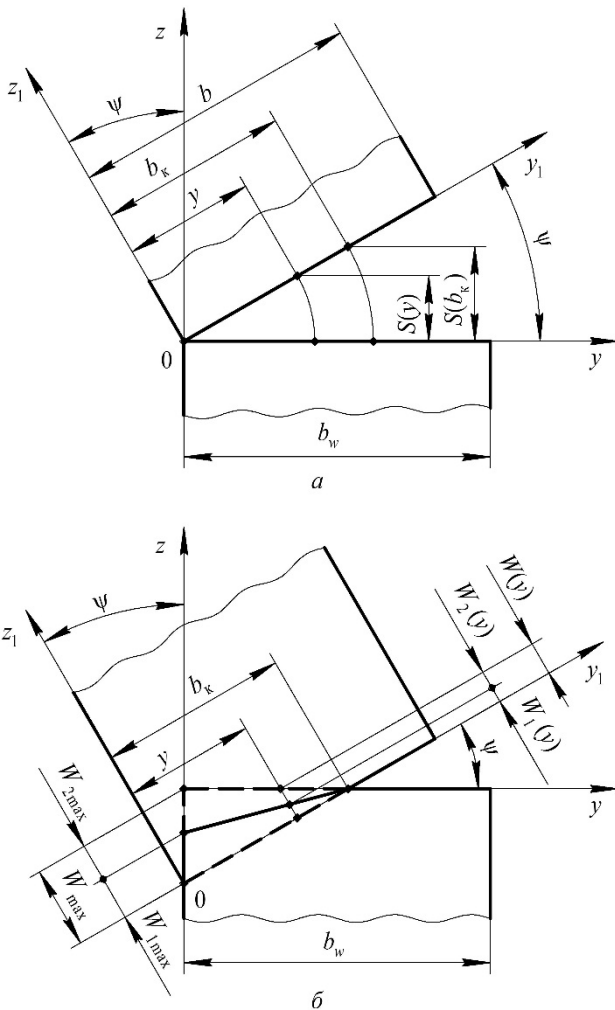


Рис.2 – Схематическое изображение зубьев при перекосе относительно друг друга на угол ψ в плоскости zOy :
 a – до нагружения; b – после нагружения

С учетом двух последних выражений функция контактных деформаций $W(y)$ будет выглядеть так

$$W(y) = W_1(y) + W_2(y) = W_{max} - S(y) = W_{1max}(y) + W_{2max}(y) - S(y) = (b_k - y)\psi. \quad (2)$$

При $x = y = 0$ функции (1) и (2) имеют одинаковые максимумы, равные W_{max} . На основании равенства между собой максимальных значений указанных функций найдем

$$\frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} = b_k\psi \quad \text{или} \quad b_k = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}\psi}. \quad (3)$$

Полагая $b_0/b_k = \alpha$ и используя зависимость (3) определим выражение коэффициента α :

$$\alpha = \frac{2\rho_{пр}\psi}{b_0}. \quad (4)$$

В свою очередь, из уравнения (4) найдем зависимость параметра

$$b_0 = \frac{2\rho_{пр}\psi}{\alpha}. \quad (5)$$

Так как функции $W(x)$ и $W(y)$ имеют один и тот же максимум при $x = y = 0$, то от двух указанных функций (1) и (2) перейдем к единой функции $W(x, y)$, которая характеризует распределение деформаций в пределах площадки контакта, а именно:

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} \left(1 - \frac{y}{b_k}\right). \quad (6)$$

В рассматриваемой контактной задаче площадка контакта имеет форму полуэллипса с малой b_0 и большой b_k полуосями. На основании сказанного средние по величине контактные напряжения будут иметь вид:

$$\sigma_m = \frac{2F_n}{\pi b_0 b_k}. \quad (7)$$

где F_n – нормальная сила, действующая на сопряженную пару зубьев;
 $\pi b_0 b_k / 2$ – величина полуэллиптической площадки контакта.

При двойном интегрировании функции (6) в дальнейшем необходимо площадку контакта размером $\pi b_0 b_k / 2$ в виде полуэллипса заменить равной ей по величине прямоугольной площадкой контакта прямоугольника со сторонами $2b_0$ и b_{km} , где параметр $b_{km} < b_k$. Исходя из равенства $\pi b_0 b_k / 2 = 2b_0 b_{km}$, определим параметр

$$b_{km} = \frac{\pi b_k}{4}.$$

В соответствии с выражением b_{km} в функции (6) необходимо параметр b_k заменить параметром b_{km} , в связи с чем функция (6) будет выглядеть так:

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_{пр}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} \left(1 - \frac{y}{b_{km}}\right). \quad (8)$$

При решении рассматриваемой задачи, как и любой другой контактной задачи, необходимо найти две функции контактных деформаций. В связи со сказанным для определения второй функции $W(x, y)$, аналогичной функции (8), воспользуемся обобщенным законом Гука и гипотезой Винклера. С этой целью, исходя из подчинения сближаемых тел в пределах упругости гипотезе Винклера, в соответствии с выражением [1] запишем

$$W(x, y) = B_1\sigma_1(x, y) + B_2\sigma_2(x, y),$$

где B_1 и B_2 – коэффициенты подушек каждого из упруго сжатых тел, измеряемые в $\text{мм}^3/\text{Н}$;

$\sigma_1(x, y), \sigma_2(x, y)$ – функции контактных напряжений.
 Полагая $B_1 + B_2 = B$ и $\sigma_1(x, y) = \sigma_2(x, y) = \sigma(x, y)$,
 приведем выражение функции $W(x, y)$ к виду:

$$W(x, y) = B\sigma(x, y). \tag{9}$$

Для определения коэффициента подушки B , входящего в уравнение (9), выполним соответствующие решения. Сначала, исходя из равенства максимальных контактных деформаций $\Delta L_{zx} = \varepsilon_{zx} \cdot L_x = \varepsilon_{zy} \cdot L_y$, найдем выражение [2]

$$\varepsilon_{zx} L_x = \varepsilon_{zy} L_y,$$

из которого, полагая $L_x = 2b_0$ и $L_y = b_k$, получим

$$\frac{\varepsilon_{zy}}{\varepsilon_{zx}} = \frac{L_x}{L_y} = \frac{2b_0}{b_k} = 2\alpha. \tag{10}$$

Из уравнения (10) определим выражения относительных контактных деформаций:

$$\varepsilon_{zy} = 2\alpha \cdot \varepsilon_{zx}; \quad \varepsilon_{zx} = \varepsilon_{zy}/2\alpha.$$

С учетом выражений ε_{zy} и ε_{zx} запишем, используя зависимости [1, 2], уравнения контактных напряжений, действующих на рабочих поверхностях каждого из зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 = \sigma_{z1} &= \frac{\varepsilon_{zx}(2\alpha + \nu_1)E_1}{1 - \nu_1^2}; \\ \sigma_2 = \sigma_{z2} &= \frac{\varepsilon_{zx}(2\alpha + \nu_2)E_2}{1 - \nu_2^2}. \end{aligned} \right\} \tag{11}$$

где ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона;
 E_1, E_2 – модули упругости материала зубьев.

На основании зависимости [1, 2], устанавливающей взаимосвязь между упругими перемещениями зубьев и возникающими при этом контактных напряжений и выражения (11), запишем уравнения

$$\left. \begin{aligned} W &= 2C_{m1}\sigma_1 = 2C_{m1} \frac{(2\alpha + \nu_1)E_1\Delta L_{zx}}{(1 - \nu_1^2)L_x}; \\ W &= 2C_{m2}\sigma_2 = 2C_{m2} \frac{(2\alpha + \nu_2)E_2\Delta L_{zx}}{(1 - \nu_2^2)L_x}. \end{aligned} \right\} \tag{12}$$

где C_{m1}, C_{m2} – размерные параметры зубьев шестерни и колеса, мм/МПа.

На основании равенства $W = \Delta L_{zx}$ и $L_x = 2b_0$ из уравнений (12) получим зависимости размерных параметров:

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{(1 - \nu_1^2)b_0}{(2\alpha + \nu_1)E_1}; \\ C_{m2} &= \frac{(1 - \nu_2^2)b_0}{(2\alpha + \nu_2)E_2}. \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

Используя зависимости (13), найдем уравнения контактной податливости каждого из сопряженных друг с другом зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{k1} &= \frac{C_{m1}\sigma_m}{F_n} = \frac{2(1 - \nu_1^2)}{\pi(2\alpha + \nu_1)E_1 b_k}; \\ \delta_{k2} &= \frac{C_{m2}\sigma_m}{F_n} = \frac{2(1 - \nu_2^2)}{\pi(2\alpha + \nu_2)E_2 b_k}. \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

В соответствии с уравнениями (14) выражение коэффициента подушки примет вид [1, 2]:

$$B = \frac{\pi b_0 b_k}{2} (\delta_{k1} + \delta_{k2}) = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(2\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(2\alpha + \nu_2)E_2} \right] b_0. \tag{15}$$

С учетом зависимости (15) зависимость (9), представляющая собой вторую функцию упругих деформаций, примет окончательный вид

$$W(x, y) = \left[\frac{1 - \nu_1^2}{\pi(2\alpha + \nu_1)E_1 b_k} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi(2\alpha + \nu_2)E_2 b_k} \right] b_0 \sigma(x, y). \tag{16}$$

На основании уравнений (8) и (16), полагая $b_k = b_0/\alpha$, запишем основную зависимость объемного напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев:

$$\begin{aligned} B \int_0^{b_0} \int_{-b_0}^{b_0} \sigma(x, y) dx dy &= BF_n = \\ &= \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(2\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(2\alpha + \nu_2)E_2} \right] b_0 F_n = \\ &= \frac{b_0^2}{2\rho_w} \int_0^{b_0} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y}{b_{km}^2}\right)} dx dy = \frac{\pi^2 b_0^4}{32\alpha\rho_{np}}, \end{aligned}$$

исходя из которого найдем выражение параметра

$$b_0 = 1,4813 \sqrt[3]{\alpha\rho_{np} F_n \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(2\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(2\alpha + \nu_2)E_2} \right]}. \tag{17}$$

Исходя из уравнения (17), найдем зависимость длины площадки контакта

$$b_k = \frac{b_0}{\alpha} = 1,4813 \sqrt[3]{\frac{\rho_{np} F_n}{\alpha^2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(2\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(2\alpha + \nu_2)E_2} \right]}. \tag{18}$$

Из уравнения (9) выделим функцию контактных напряжений

$$\sigma(x, y) = \frac{W(x, y)}{B}. \tag{19}$$

Закон изменения функций контактных деформаций и контактных напряжений идентичны. В связи с этим в соответствии с функцией контактных деформаций (8) закон изменения контактных напряжений (19) представим следующим образом

$$\sigma(x, y) = \sigma_{\max} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y}{b_{km}^2}\right)}. \tag{20}$$

Если в функции (20) принять $x = y = 0$, то получим зависимость максимальных контактных напряжений $\sigma_{\max} = b_0^2/2\rho_{np}B$, которая в результате подстановки в нее выражений (15) и (17) примет вид

$$\sigma_{\max} = 0,74 \sqrt[3]{\frac{\alpha F_n}{\rho_{np}^2 \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(2\alpha + \nu_1)E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(2\alpha + \nu_2)E_2} \right]^2}}. \tag{21}$$

Если в уравнениях (17), (18) и (21) принять $v_1 = v_2 = v = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, полагая, что зубья шестерни и колеса изготовлены из сталей, то указанные уравнения будут выглядеть так:

$$b_0 = 1,808 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_{\text{пр}} F_n}{(2\alpha + v)E}}; \quad (22) \quad b_k = 1,808 \sqrt[3]{\frac{\rho_{\text{пр}} F_n}{\alpha^2 (2\alpha + v)E}}; \quad (23)$$

$$\sigma_{\text{max}} = 0,496 \sqrt[3]{\frac{\alpha (2\alpha + v)^2 E^2 F_n}{\rho_{\text{пр}}^2}}. \quad (24)$$

Уравнения (17), (18) и (21), в равной степени это относится и к уравнениям (22)–(24), содержат неизвестный коэффициент α , который зависит от параметра b_0 . В связи с этим, приравняв правые части уравнений (5) и (17) друг к другу, найдем выражение

$$\frac{2\rho_{\text{пр}}\psi}{\alpha} = 1,808 \sqrt[3]{\frac{\alpha \rho_{\text{пр}} F_n}{(2\alpha + v)E}},$$

исходя из которого определим трансцендентное уравнение

$$\frac{0,904\alpha}{\psi} \sqrt[3]{\frac{\alpha F_n}{(2\alpha + v)\rho_{\text{пр}}^2 E}} = 1. \quad (25)$$

Для оценки контактной прочности эвольвентного зубчатого зацепления, работающего в условиях перекоса зубьев относительно друг друга, а также апробации полученных выражений выполним расчет одноступенчатой прямозубой некорригированной передачи внешнего зацепления, у которой: $z_1 = 50$; $z_2 = 100$; $m = 5$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $h_a = m$ – высота головки зуба; $c = 0,25m$ – величина радиального зазора; $b_w = 250$ мм – длина зубьев; $F_n = 4 \cdot 10^4$ Н; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $v = 0,3$; $\psi = (1,0; 2,5; 5,0; 7,5; 10,0) \cdot 10^{-4}$ рад.

Задав значениями коэффициента $\alpha = (2 \dots 50) \cdot 10^{-3}$, при углах перекоса зубьев $\psi = (1,0; 2,5; 5,0; 7,5; 10,0) \cdot 10^{-4}$ рад определим действительные значения угла $\alpha = (6,55 \dots 38,95) \cdot 10^{-3}$, которые даны в табл. 1. В указанной таблице также приведены расчетные значения b_0 , b_k и σ_{max} , найденные по формулам (22)–(24). Максимальные контактные напряжения σ_H , используемые в данной таблице, получены по формуле Герца при угле $\psi = 0$ для случая линейного взаимодействия зубьев, и они равны 454 МПа.

Таблица 1 – действительные значения угла α

Расчетные параметры и коэффициенты	Угол перекоса $\psi = 10^{-4}$, рад				
	1,0	2,5	5,0	7,5	10
$\alpha \cdot 10^3$	6,55	13,10	22,50	30,90	38,95
b_0 , мм	0,876	1,088	1,279	1,400	1,490
b_k , мм	133,68	83,06	55,846	45,286	38,250
b_k/b_w	0,535	0,332	0,227	0,181	0,153
σ_{max} , МПа	555	719	904	1026	1140
$\Phi_k = \sigma_{\text{max}}/\sigma_H$	1,222	1,584	1,991	2,260	2,511
$\Phi_F = \Phi_k^3$	1,827	3,792	7,895	11,542	15,832

Из табл. 1 очевидно, что при увеличении угла $\psi = 1 \cdot 10^{-4}$ рад до $\psi = 10 \cdot 10^{-4}$ рад, то есть в десять раз,

напряжения σ_{max} возрастают по сравнению с напряжениями σ_H в $\Phi_k = 1,222 \dots 2,511$ раза, что эквивалентно снижению нагрузочной способности по контактным напряжениям рассматриваемой зубчатой передачи в $\Phi_F = \Phi_k^3 = 1,827 \dots 15,832$ раза.

Приведенные расчетные данные указывают на то, что зубчатые передачи при эксплуатации в условиях перекосов сопряженных пар зубьев относительно друг друга характеризуются недопустимыми величинами снижения их нагрузочной способности по контактным напряжениям.

Для уменьшения влияния деформаций валов на работу зубчатых колес, при которых наблюдается перекося зубьев, необходимо применить бочкообразные зубья с величинами бочкообразности по их длине в пределах от 0,010 мм до 0,020 мм [4]. Аналогичного мнения придерживается и А. И. Петрусевич [5].

Таким образом, в результате выполненных исследований и расчетов установлено недопустимое снижение нагрузочной способности зубчатых передач по контактным напряжениям, обусловленное перекосами зубьев. Данное обстоятельство указывает на то, что в процессе конструирования, изготовления и эксплуатации зубчатых передач необходимо предусмотреть всевозможные меры с целью исключения возможных перекосов зубьев.

Выводы:

1. Впервые решена контактная задача с пространственной точечной системой взаимодействия упруго сжатых тел применительно к зубчатым передачам с учетом перекоса зубьев относительно друг друга.
2. Найденны расчетные зависимости для определения максимальных контактных напряжений в зубьях, а также размеров полуэллиптической площадки контакта.
3. Показано, что в условиях перекоса относительно друг друга зубьев шестерни и колеса нагрузочная способность зубчатых передач по контактным напряжениям недопустимо снижается.
4. Для существенного уменьшения влияния перекосов зубьев на работоспособность зубчатых передач рекомендуется прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни заменить криволинейными образующими с постоянным радиусом кривизны.

Список литературы

1. Попов А. П. Контактная прочность зубчатых механизмов [Текст] / А. П. Попов – Николаев : Изд-во НУК, 2008с. – 580 с.
2. Попов А. П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А. П. Попов – Николаев : Изд-во Атолл, 2010. – 774 с.
3. Патент № 77304 на винахід. Україна. Зубчата передача з криволинійними твірними зубів / Попов О. П. – а2004121281; Заявл. 14.02.04; Опубл. 15.11.06. Бюл. № 11.
4. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении [Текст] – М. : Гос. науч.–техн. изд-во машиностроит. лит, 1948. – 891 с.
5. Петрусевич А. И. "Детали машин" под редакцией Н. С. Ачеркана [Текст] / А. И. Петрусевич. – М. : Машгиз, 1953. – 342 с.

References (transliterated)

1. Popov A. P. Kontaktnaya prochnost' zubchatikh mekhanizmov [Tekst] / A. P. Popov – Nikolaev : Yzd-vo NUK, 2008. – 580 p.
2. Popov A. P. Zubchatie mekhanizmi s tochechnim kontaktom zub'ev [Tekst] / A. P. Popov – Nikolaev : Yzd-vo Atoll, 2010. – 774 p.
3. Patent No. 77304 na vynakhid. Ukrayina. Zubchasta peredacha z kryvoliniynymy tvirnymy zubiv / Popov O. P. – a2004121281; Zayavl. 14.02.04; Opubl. 15.11.06. Byul. No. 11.

4. Entsiklopedycheskyi spravochnyk. Ynzhenernye raschety v mashynostroyeni [Tekst] – Moscow : Hos. nauch. – tekhn. yzd-vo mashynostroyt. lyt., 1948. – 891 p.
5. *Petrusevych A. Y. "Detaly mashyn" pod redaktsiyei N.S. Acherkana [Tekst] / A. Y. Petrusevych. – Moscow : Mashhyz, 1953. – 342 p.*

Поступила (received) 30.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Контактна міцність зубчастих передач з урахуванням впливу перекосів зубів / О. П. Попов, О. І. Мироненко, О. І. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 121–125. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Контактная прочность зубчатых передач с учетом влияния перекосов зубьев / А. П. Попов, А. И. Мироненко, О. И. Савенков // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 121–125. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Contact strength of gears, taking into account the effect of skewing the teeth / A. P. Popov, A. I. Myronenko, O. I. Savenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 23 (1195). – P. 121–125. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Попов Олексій Павлович – доктор технічних наук, професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, завідувач кафедрою "Механіки та конструювання машин"; тел.: (0512) 46-44-74.

Попов Алексей Павлович – доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки и техники Украины, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, заведующий кафедрой "Механики и конструирования машин"; тел.: (0512) 46-44-74.

Popov Aleksey Pavlovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Honored Scientist of Ukraine, Admiral Makarov National Univeral of Shipbuilding, head of the department "Mechanics and construction of machines"; tel.: (0512) 46-44-74.

Мироненко Олександр Іванович – Державне підприємство Миколаївський виробничий комплекс газотурбобудування, начальник редукторного відділу.

Мироненко Александр Иванович – Государственное предприятие Николаевский производственный комплекс газотурбостроения, начальник редукторного отдела.

Myronenko Alexander Ivanovich – State Enterprise Nikolaev industrial complex of gas turbine, head gear department.

Савенков Олег Ігорович – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, асистент кафедри "Механіки та конструювання машин"; тел.: (063) 838-47-59; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

Савенков Олег Игоревич – Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, ассистент кафедры "Механики и конструирования машин"; тел.: (063) 838-47-59; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

Savenkov Oleg Igorevich – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, assistant of the department "Mechanics and construction of machines"; tel.: (063) 8384759; e-mail: rmn.nuk@gmail.com.

УДК 621.833

Р. В. ПРОТАСОВ, А. В. УСТИНЕНКО

СИНТЕЗ ЭВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И АНАЛИЗ ЕГО КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Отримані рівняння робочого профілю та перехідної кривої зубців еволютної передачі в параметричному вигляді. Розглянута методика визначення приведенного радіуса кривизни та контактних напружень в еволютному зацепленні. Описана методика визначення коефіцієнта перекриття для усіх типів еволютних прямозубих передач, у тому числі й при модифікації вихідного контуру. Визначені швидкості ковзання в зацепленні. Проведено аналіз контактної взаємодії за допомогою формули Герца. Для детального аналізу контактної тиску в САЕ-системі побудована твердотільна модель зубчастої пари і на її основі скінчено-елементна сітка. Використовуючи метод скінчених елементів в САЕ-системі отримані розподілення напружень по об'єму зуба. Усі якісні показники наведені у вигляді блокуючого контуру для існуючих передач. Дані рекомендації щодо призначення вихідного контуру при синтезі нових еволютних передач.

Ключові слова: опукло-увігнутий контакт, еволютна передача, коефіцієнт перекриття, контактні напруження.

Получены уравнения рабочего профиля и переходной кривой зубьев эволютной передачи в параметрическом виде. Рассмотрена методика определения приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в эволютном зацеплении. Описана методика определения коэффициента перекрытия для всех типов эволютных прямозубых передач, в том числе и при модификации исходного контура. Определены скорости скольжения в зацеплении. Проведен анализ контактного взаимодействия с помощью формулы Герца. Для детального анализа контактных давлений в САЕ-системе построена твердотельная модель зубчатой пары и на ее основании конечно-элементная сетка. Используя метод конечных элементов в САЕ-системе получены распределения напряжений по объему зуба. Все качественные показатели представлены в виде блокирующего контура для существующих передач. Даны рекомендаций по назначению параметров исходного контура для синтеза новых эволютных передач.

Ключевые слова: выпукло-вогнутый контакт, эволютная передача, коэффициент перекрытия, контактные напряжения.

© Р. В. Протасов, А. В. Устиненко, 2016

The equations work profile and transition curve evolute teeth transmission in parametric form. The method of determining the reduced radius of curvature and evolute contact stresses in the engagement. It is shown that in the polar zone occurs lenticular contact, as indicated by the engagement theory. A technique for determining the coefficient of overlap for all types of evolute spur gear, including during the initial contour modification. A comparative analysis of the overlap ratio for the original and modified evolute involute profiles of the same. Defined slip speed engaged. The dependence of the initial loop parameters on specific sliding speed. The analysis of the interaction of the contact using the Hertz formula. For a detailed analysis of contact pressure in the CAD-system is built solid model gear pair on the basis of its finite element model. Using the finite element method in CAE-systems obtained stress distribution on the tooth volume. A comprehensive analysis of all the data presented in the form of a blocking circuit for existing programs and recommendations for the appointment of the initial loop parameters for the synthesis of new evolute gears.

Keywords: convex-concave contact, evolute gear, contact ratio, contact stress.

Введение. Контактную прочность зубчатой передачи можно повысить увеличением ее габаритов или повышая приведенный радиус кривизны (применяя выпукло-вогнутое зацепление).

Первый путь приводит к ухудшению массогабаритных характеристик передач, а второй – является весьма перспективным. Поэтому последние 70 лет ведутся интенсивные работы по созданию новых видов зацеплений с выпукло-вогнутым контактом зубьев, в частности эволютное зацепление, предложенное А. И. Павловым. В нем довольно подробно рассмотрены методы синтеза исходных контуров и геометрии эволютных зацеплений, однако оценка их качественных показателей и нагрузочной способности выполнена только ориентировочно. Поэтому их подробное исследование является важной научно-практической задачей.

1. Построение бокового профиля зуба. Для подробного исследования эволютных передач необходимо получить уравнения боковых поверхностей зубьев, что позволит: 1) исследовать качественные показатели зацепления; 2) определить главные кривизны рабочих поверхностей зубьев; 3) построить геометрические и конечно-элементные модели, необходимых для исследования контактного взаимодействия зубьев и их изгибной прочности, опираясь на возможности современных САЕ-систем.

Исходное уравнение профиля зуба инструментальной рейки (1) записано в относительных величинах [1, 2], где x_0 изменяется в пределах от -1 до $+1$,

$$\left. \begin{aligned} x_0 &\in [-1, 1]; \\ y_0 &= C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

см. рис. 1. Здесь α – угол наклона касательной, проведенной из текущей точки исходного контура к вертикальной оси, в данном случае к оси x .

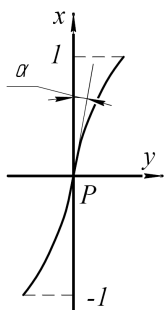


Рис. 1 – Профиль рейки в исходной системе координат

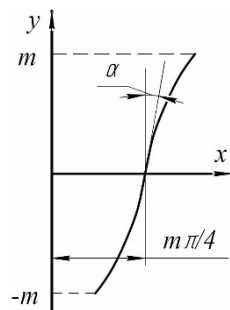


Рис. 2 – Профиль рейки в принятой системе координат

Преобразуем его в параметрический вид (2), при этом заменим координатные оси на традиционные в абсолютных единицах [3] (рис. 2):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= f_1(x_0); \\ y_1 &= f_2(x_0). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для построения профиля зуба шестерни по заданному профилю рейки будем использовать метод профильных нормалей [3, 4]. Для определения сопряженного профиля в системе координат (x_2, y_2) , связанной с центром зубчатого колеса, воспользуемся уравнениями перехода (3). В них $\varphi_2 = a / r_2$, где r_2 – радиус центроиды (начальной окружности) второго колеса.

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (x_1 - a) \cos \varphi_2 + (y_1 + r_2) \sin \varphi_2; \\ y_2 &= -(x_1 - a) \sin \varphi_2 + (y_1 + r_2) \cos \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

2. Уравнение переходной кривой зуба шестерни. Основным геометрическим элементом, влияющим на изгибную прочность зуба, является переходная кривая. Радиус переходной кривой ρ_f определяется из формулы $\rho_f = (m \cdot c^*) / (1 - \sin \alpha_H)$ [5], где c^* – коэффициент радиального зазора; α_H – угол, образуемый касательной к рабочему профилю рейки, проведенной из крайней нижней точки рабочего профиля N , имеющей координаты $N(x_0 = -1, y_0|_{x_0=-1})$.

Каждому исходному контуру будет соответствовать свой граничный угол α_H , который определяется по формуле:

$$\alpha_H = (\arctg(C_1 + 2C_2 \cdot (-1) + 3C_3 \cdot (-1)^2 + \dots + nC_n \cdot (-1)^{n-1}) \cdot 180 / \pi, \quad (4)$$

следовательно, для обеспечения радиуса закругления ρ_f коэффициент c^* также варьируется.

Координаты контактной точки в системе (x_1, y_1) , где L_1 – расстояние от полюса зацепления системы координат (x, y) до центра радиуса закругления рейки [6]:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= (L_1 + \rho_f) \cdot \cos \alpha - a + x_{П1}; \\ y_1 &= -(L_1 + \rho_f) \cdot \sin \alpha, \end{aligned} \right\}$$

где $\alpha = \arctg((m - \rho_f \cdot \sin \alpha_H) / a)$.

На рис. 3 показаны полные профили шестерни и колеса для различных типов эволютных передач.

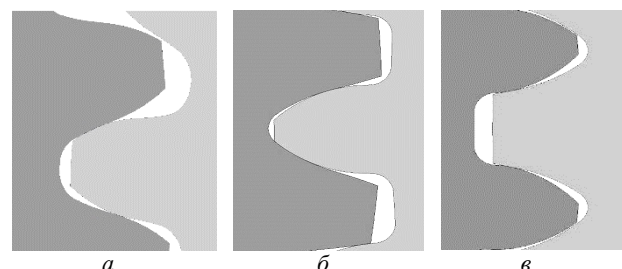


Рис. 3 – Боковые профили и переходные кривые шестерни и колеса: а – двустороннее зацепление; б, в – одностороннее зацепление

3. Исследование коэффициента перекрытия.

Как известно [5], коэффициент перекрытия зубчатой передачи определяется как отношение угла поворота шестерни Ψ_ϵ к шагу зацепления $P_a = 2\pi / z_1$, $\epsilon_a = \Psi_\epsilon / P_a$.

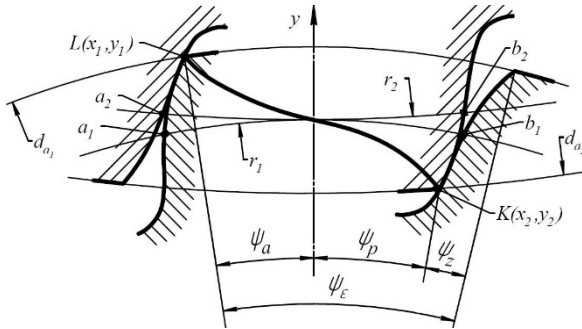


Рис. 4 – Определение коэффициента перекрытия в общем случае: a_1, a_2 и b_1, b_2 – начальные и конечные точки зацепления

Рассмотрим положения двух сопряженных эволютных профилей в начале и конце зацепления (рис. 4). Угол Ψ_ϵ будет состоять из суммы углов:

$$\begin{aligned} \Psi_\epsilon &= (\Psi_{za} - \Psi_{zp}) + \Psi_a + \Psi_p = \\ &= (\arctg(x_a/y_a) - \arctg(x_p/y_p)) + \\ &+ \arctg(x_{z1}/y_{z1}) + \arctg(x_{z2}/y_{z2}). \end{aligned} \quad (5)$$

Так как профили зубчатых колес, показанных на рис. 4, ограничены окружностями вершин d_{a1} и d_{a2} , то линия зацепления используется только частично. Для ее нахождения воспользуемся уравнениями [1]:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &\in [-h_f^*, h_a^*]; \\ y_z(x_0) &= \frac{(x_0)}{y'(x_0)}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Анализируя графики на рис 5, 6, можно заключить, что коэффициент перекрытия одностороннего эволютного зацепления несколько ниже эвольвентного, однако $\epsilon_a > 1$, а при $z_1 > 120$ $\epsilon_a > 2$.

С изменением передаточного числа u ϵ_a меняется незначительно, что позволяет использовать односторонние передачи во всем диапазоне u .

Из графиков на рис. 7, 8 видно, что, коэффициент перекрытия двустороннего зацепления находится в пределах $\epsilon_a > 1$.

Также данный тип зацепления можно применять для широкого диапазона передаточных чисел, но, несмотря на малый угол зацепления в полюсе $\alpha = 15^\circ$, $\epsilon_a > 1,5$.

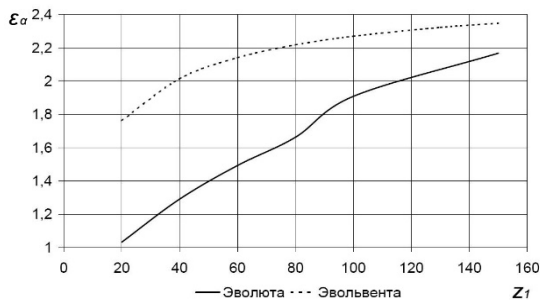


Рис. 5 – Коэффициент перекрытия односторонней эволютной передачи и аналогичной эвольвентной ($\alpha = 15,9^\circ, u = 1$)

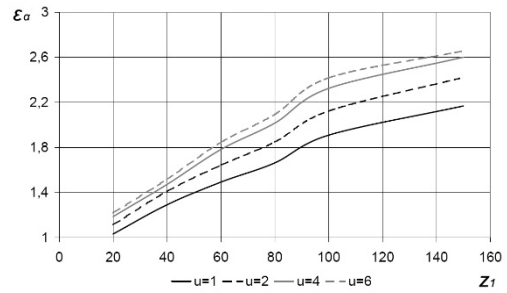


Рис. 6 – Коэффициент перекрытия односторонней эволютной передачи при различных передаточных числах

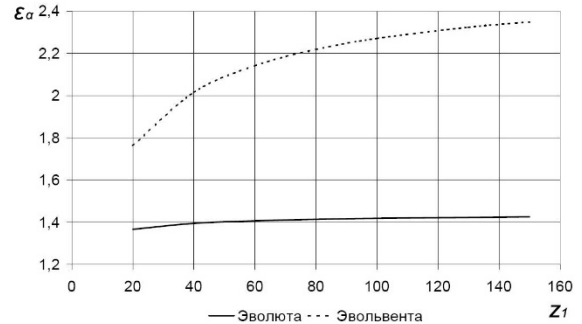


Рис. 7 – Коэффициент перекрытия двусторонней эволютной передачи и аналогичной эвольвентной ($\alpha = 15^\circ, u = 2$)

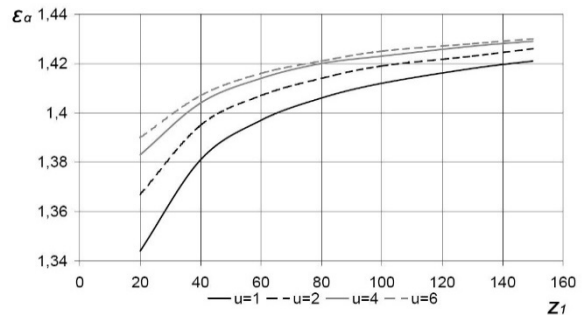


Рис. 8 – Коэффициент перекрытия двусторонней эволютной передачи при различных передаточных числах

Анализируя рис. 7 и 8, можно заключить, что предлагаемый в работе [7] вариант модификации исходного профиля может привести к неработоспособности передачи, т.к. для ее реализации необходимо, чтобы коэффициент перекрытия был больше 2. Однако двусторонняя эволютная передача может работать и без этой модификации.

4. Определение скорости скольжения. Скорость скольжения является важнейшим фактором, влияющим на износостойкость зубьев. Показатель, характеризующий степень взаимного скольжения профилей – коэффициент скольжения λ – является отношением абсолютной скорости скольжения точки профиля, находящейся в данный момент в контакте к касательной составляющей этой скорости.

Выражения для коэффициента скольжения запишем в следующем виде [5, 8]:

для шестерни

$$\lambda = V_y / V_{Fy1}, \quad (7)$$

для колеса

$$\lambda = V_y / (V_{Fy2} \cdot u), \quad (8)$$

где

$$V_y = \sqrt{(x_1(0)^2 - x_1(x_0)^2) + (y_1(0)^2 - y_1(x_0)^2)}(u + 1/u);$$

$$V_{F_y} = \omega_1 r_y \sin \alpha_y.$$

Покажем на рис. 9 удельные скольжения по высоте зуба шестерни. Анализ графиков показывает, что удельные скольжения на ножке и головке зуба в эвольвентной передаче меньше, чем у аналогичной эвольвентной, причем с уменьшением k удельное скольжение уменьшается. Здесь k – коэффициент развидности эвольвентной передачи, один из параметров исходного контура, следовательно, износостойкость рассматриваемых в данной работе эвольвентных передач по параметру удельного скольжения лучше, чем у аналогичной эвольвентной.

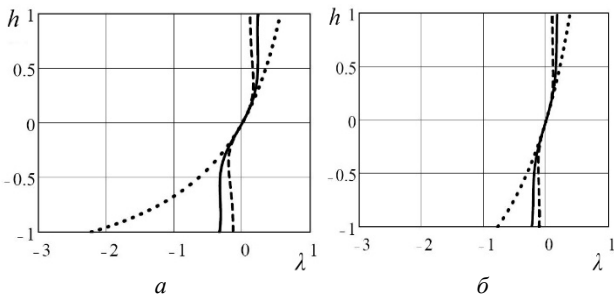


Рис. 9 – Удельная скорость скольжения:
а – $\alpha = 15^\circ$, б – $\alpha = 20^\circ$;

--- $k = 2$, — $k = 5$, – эвольвента

5. Приведенный радиус кривизны. Является основным геометрическим параметром, влияющим на контактные напряжения.

Для нахождения кривизны профилей использовалась известная формула дифференциальной геометрии (случай параметрического задания кривой):

$$\chi(x_0) = \frac{(y_2''(x_0) \cdot x_2'(x_0) - x_2''(x_0) \cdot y_2'(x_0))}{(x_2'^2(x_0) + y_2'^2(x_0))^{3/2}}. \quad (9)$$

На рис. 10 изображены кривизны профилей зубьев шестерни и колеса согласно тому, как они расположены при их контакте в полюсе (для внешнего зацепления).

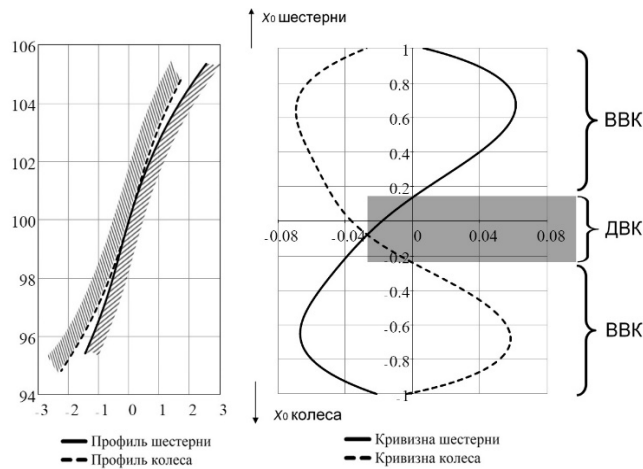


Рис. 10 – Рабочие профили шестерни и колеса двустороннего зацепления и их кривизны

В приплюсненной (рис. 10) и доплюсненной (рис. 12) зонах кривизны имеют одинаковый знак, что соответ-

ствует двояковыпуклому контакту (ДВК) с низкой контактной прочностью. Величина зоны ДВК по высоте зуба в двустороннем зацеплении зависит от числа зубьев z_1 и передаточного числа u (рис. 13), а также от параметров исходного контура k и α (рис. 14).

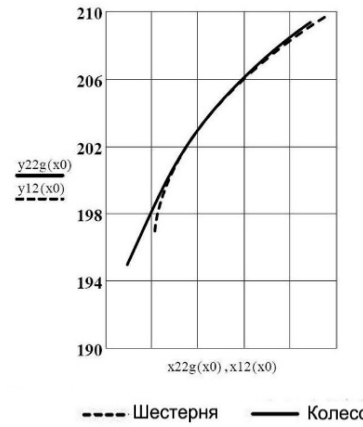


Рис. 11 – Рабочие профили шестерни и колеса одностороннего зацепления

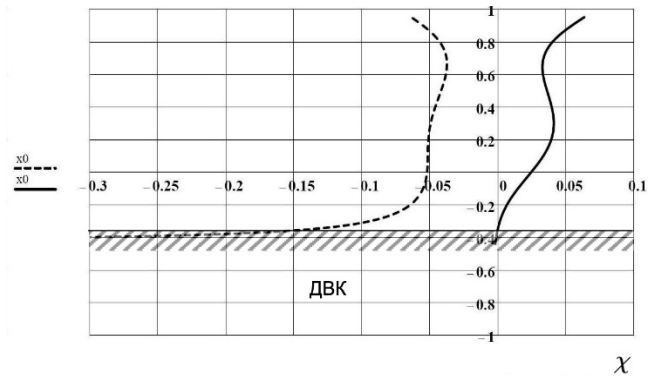


Рис. 12 – Кривизны рабочего профиля шестерни и колеса одностороннего зацепления

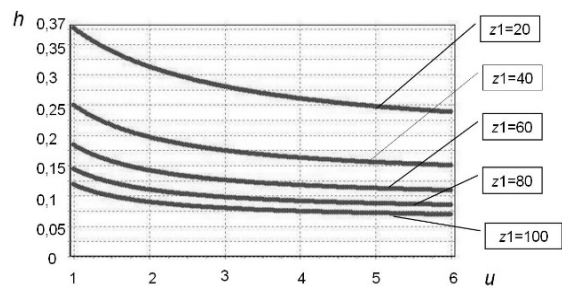


Рис. 13 – Высота зоны ДВК двустороннего зацепления относительно рабочей высоты зуба в зависимости от u и z_1

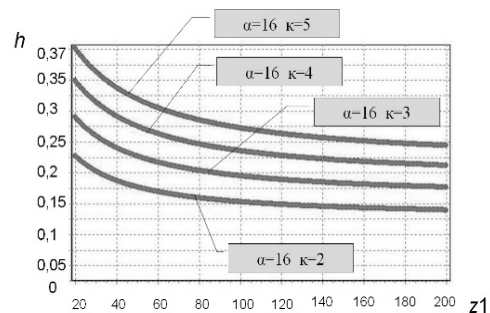


Рис. 14 – Высота зоны ДВК двустороннего зацепления относительно рабочей высоты зуба в зависимости от k и α

Расчет приведенного радиуса кривизны по всей высоте зуба выполнен по зависимости (10) [9, 10]. Знак "+" в знаменателе автоматически учитывает как ВВК так и ДВК, ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны зуба шестерни и колеса, $\rho(x_0) = 1/\chi(x_0)$,

$$\rho_{пр}(x_0) = |\rho_1(x_0) \cdot \rho_2(x_0)| / |(\rho_1(x_0) + \rho_2(x_0))|. \quad (10)$$

На рис. 15 показаны графики приведенного радиуса кривизны для трех типов эволютных зацеплений со следующими геометрическими параметрами: коэффициент разновидности $k = 5$, делительный угол профиля исходного контура $\alpha = 16^\circ$, модуль $m = 5$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 40$, передаточное число $u = 2$, а также для эвольвентной передачи с такими же параметрами.

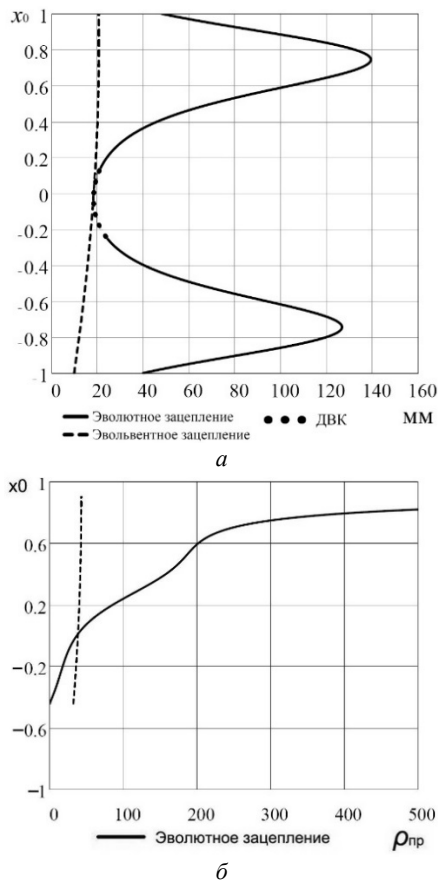


Рис. 15 – Приведенный радиус кривизны $\rho_{пр}$, мм: а – двустороннего зацепления; б – одностороннего зацепления

6. Расчет контактных напряжений. Был проведен расчет контактных напряжений σ_H по формуле Герца,

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{(F_n E) / (b_w \rho_{пр})}, \quad (11)$$

и проанализировано, как влияет на их величину изменение $\rho_{пр}$.

Исследовалась передача с теми же параметрами, что и при расчете $\rho_{пр}$. Дополнительно было принято: крутящий момент на шестерне $T_1 = 1000$ Н·м, модуль упругости $E = 2,12 \cdot 10^5$ МПа, ширина венца $b_w = 100$ мм.

Также был проведен расчет σ_H для эвольвентной передачи с такими же исходными данными.

Графики изменения контактных напряжений при перемещении точки приложения нагрузки по высоте зуба в эволютном и эвольвентном зацеплениях приведены на рис. 16 (случай однопарного зацепления).

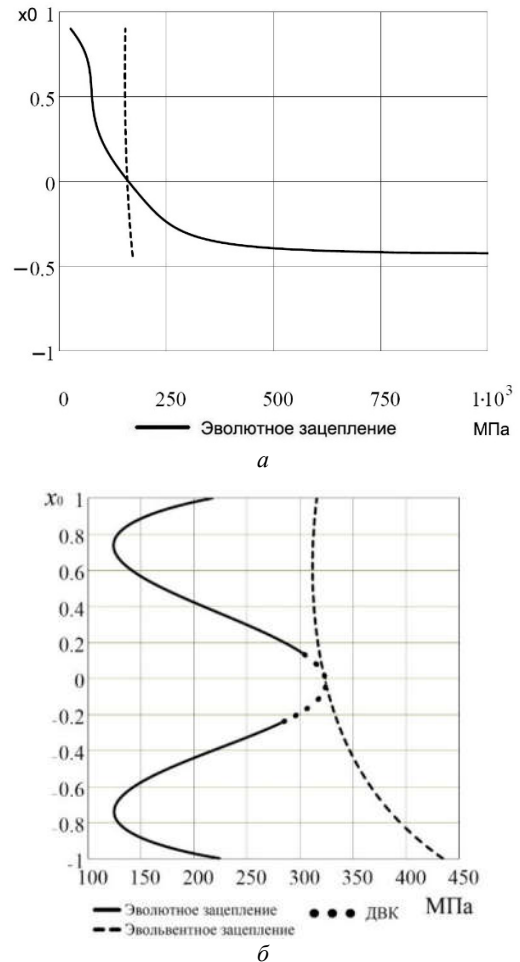


Рис. 16 – Контактные напряжения σ_H , МПа по высоте зуба: а – в односторонней передаче; б – в двусторонней передаче

Контактные напряжения в зацеплении также целесообразно исследовать методом конечных элементов (МКЭ), который позволяет анализировать напряженно-деформированное состояние (НДС) всего зуба, а именно, получить полную и достоверную картину распределения деформаций и напряжений по поверхности контакта и в глубине зуба. Для этого необходимо построить твердотельную модель в САД-системе Pro/ENGINEER, а на основании ее создать конечно-элементную модель и провести расчет НДС в САЕ-системе ANSYS Workbench.

Рабочий профиль и переходная кривая эволютной передачи были построены по 200 точкам в плоскости xu . Точки профиля были размещены в рабочей плоскости при помощи инструмента Datum Point. Затем по этим точкам был построен сплайн инструментом Curve. Для создания твердотельной модели использовались инструменты Extrude, Mirror, Pattern, Axis.

В качестве расчетной модели зубчатой пары использован сектор шестерни и колеса. Сектор шестерни и колеса состоит из трех зубьев и обода толщиной 3 модуля. Ширина сектора зубчатого венца равна половине заданной ширины. В САЕ-системе задается симметрия относительно срединной плоскости колеса. В зоне контакта зубьев зубчатой передачи создается отдельное тело в виде полуцилиндра. Это необходимо для задания размера конечных элементов (КЭ), сопоставимого с размером пятна контакта.

В результате создания КЭ модели было получено 247 тыс. узлов и 84 тыс. элементов. На рис. 17, а по-

казан общий вид КЭ модели, а на рис. 17, б – вставка в месте контакта зубьев с более мелкой сеткой.

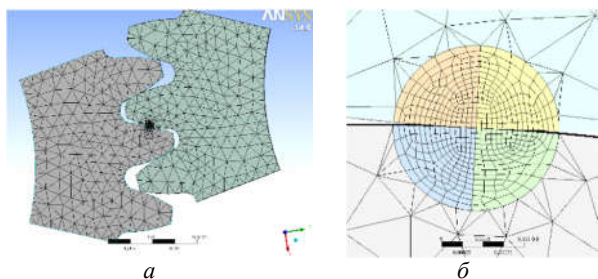


Рис. 17 – Конечно-элементная модель: а – общий вид; б – вставка в месте контакта

По результатам расчета было получено распределение контактных напряжений на компьютерной модели, которое показано на рис. 18.

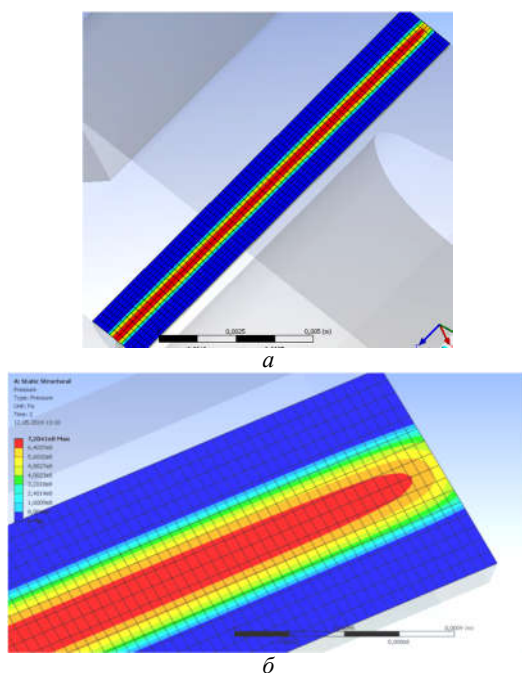


Рис. 18 – Контактные давления, МПа: а – пятно контакта по половине ширины зуба; б – краевой эффект

Расчет по формуле Герца дает одинаковые значения давлений по всей длине контактной линии. В свою очередь, расчет при помощи МКЭ учитывает краевые эффекты, поэтому в случае равной ширины зубчатых венцов шестерни и колеса контактные давления у торцов зубьев уменьшаются.

Как видно из рис. 18, б, размер КЭ в области контакта удовлетворяет условию – 4 элемента на ширину пятна контакта, что является достаточным при решении контактной задачи [11].

Был проведен повторный расчет с размером КЭ в зоне контакта – 0,05 мм с целью определения погрешности расчета МКЭ. Статистика КЭ моделей и результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Анализ результатов расчета с различными КЭ сетками

Размер элемента	Узлов, тыс.	Элементов, тыс.	Контактные давления по МКЭ, МПа	Контактные давления по Герцу, МПа
0,1 мм	247	84	310	330
0,05 мм	490	168	338	

Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу показаны на рис. 19, а. Для большей наглядности и определения концентрации глубинных напряжений приведен рис. 19, б. Он отображает напряжения по Мизесу в сечении зуба (в данном случае – посередине венца); такая возможность является преимуществом в расчетах с помощью МКЭ.

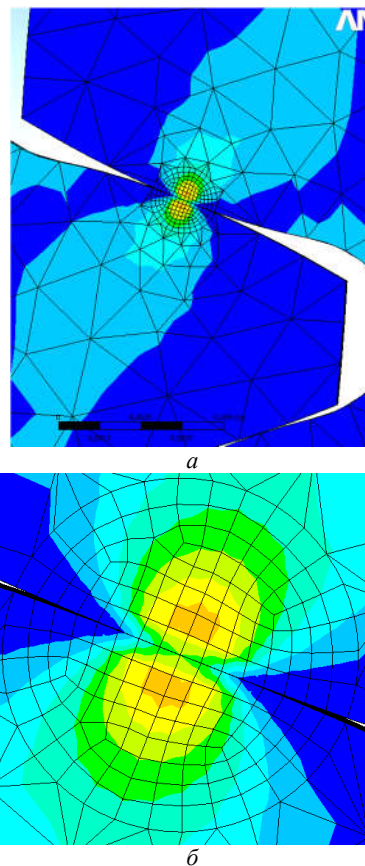


Рис. 19 – Эквивалентные напряжения, МПа: а – по Мизесу; б – по Мизесу в глубине зуба

Анализ рис. 19, а и 19, б показывает характерные концентраторы напряжений в теле зуба около пятна контакта.

7. Область существования эволютных передач.

При синтезе эволютной передачи для дифференциального уравнения исходного контура [1]

$$y_1'' = y_1'(1 + y_1'^2) / (-ky_1' + x_1) \tag{12}$$

необходимо задаться начальными условиями:

- коэффициент разновидности эволютной передачи k ;
- угол профиля исходного контура (угол зацепления) в полюсе a .

Варьируя эти параметры в широком диапазоне можно получить передачи с различными качественными показателями.

Рассмотренные выше рекомендации относительно области рационального существования эволютных передач очень часто является противоположными, т.к. различные варианты неравноценны по своим качественным показателям, в первую очередь – по геометрическим, что существенно затрудняет выбор проектировщиком нужных параметров исходного контура.

Зависимость геометрических параметров и качественных показателей передачи от параметров исходного

контура наиболее наглядно можно показать с помощью кривых, построенных для каждого конкретного сочетания чисел зубьев z_1 и z_2 в системе координат k и α .

В этой системе координат каждая зубчатая пара с определенными параметрами исходного контура изображается единственной точкой.

Бесчисленное множество точек координатного поля соответствует множеству вариантов передач, которые можно принять при одном и том же значении чисел зубьев, варьируя только параметры исходного контура.

Основными геометрическими (кинематическими) требованиями, предъявляемыми к зубчатым передачам, являются:

- коэффициент перекрытия ε_α больше 1 ($\varepsilon_\alpha > 1$);
- отсутствие интерференции зубьев, т.е. внедрение головки зуба одного колеса в переходную кривую второго;
- величина радиального зазора не менее предельного значения $c^* = 0,2$;
- минимальная область двояковыпуклого контакта (ДВК) в околополусной зоне h .

Предельным значениям каждого из этих факторов в системе координат k и α соответствует определенная линия, отделяющая зону допустимых значений k и α от зоны недопустимых. Форма и расположение этих линий зависят от расположения основных параметров, определяющих основную геометрию зубчатой передачи.

Рассмотрим основные линии, ограничивающие выбор параметров исходного контура k и α по геометрическим параметрам.

Для анализа воспользуемся уравнением исходного контура (1), подставив в него коэффициенты из работы [2] (табл. 2).

Таблица 2 – Коэффициенты уравнений исходных контуров эволютной передачи

$\alpha, \text{ }^\circ/k$	C_1	C_2	C_3
15/2	0,259779	0,0134558	-0,0218818
15/3	0,184264	0,0129465	-0,0288067
15/4	0,141111	0,0101687	-0,0220939
15/5	0,114641	0,008447	-0,0179301
16/2	0,266753	0,0136584	-0,0222346
16/3	0,188454	0,0131191	-0,029323
16/4	0,144017	0,0102959	-0,0223966
16/5	0,116836	0,0085443	-0,0181617
18/2	0,281274	0,0140689	-0,0229508
18/3	0,197135	0,0134873	-0,030111
18/4	0,150039	0,0105609	-0,0230285
18/5	0,121391	0,0087487	-0,0186493
20/2	0,296802	0,0144931	-0,0236933
20/3	0,206366	0,0138768	-0,031043
20/4	0,156443	0,0108450	-0,0237076
20/5	0,126246	0,0089702	-0,0191787

Параметры зубчатой пары: число зубьев шестерни $z_1 = 40$, число зубьев колеса $z_2 = 80$, модуль передачи $m = 10$ мм.

7.1. Линия, ограничивающая зону с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha > 1$.

Непрерывность работы зубчатой передачи должна обеспечиваться перекрытием одной пары зубьев другой, т.е. последующая пара зубьев должна войти в зацепления до выхода из зацепления предыдущей пары зубьев. В этом случае в зацеплении будет находиться не менее одной пары зубьев.

Для рассматриваемых исходных контуров были рассчитаны коэффициенты перекрытия (табл. 3).

На основании таблицы 3 построим график, ограничивающий выбор параметров исходного контура эволютной передачи по коэффициенту перекрытия (рис. 20).

Таблица 3 – Коэффициенты перекрытия ε_α .

$\alpha, \text{ }^\circ \backslash k$	2	3	4	5
15	0,97	1,14	1,24	1,33
16	0,85	0,89	0,99	1,07
18	0,85	0,89	0,97	1,04
20	0,86	0,89	0,95	1,02

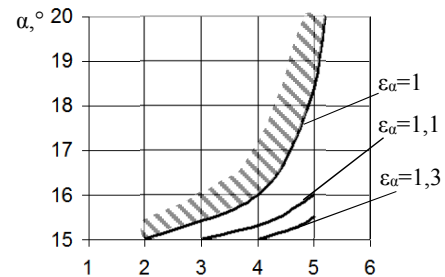


Рис. 20 – Блокирующий контур по коэффициенту перекрытия ε_α

7.2. Линия, ограничивающая зону с коэффициентом радиального зазора $c^* > 0,2$.

Для всех исследуемых контуров коэффициенты c^* составят (табл. 4):

Таблица 4 – Коэффициенты радиального зазора c^*

$\alpha, \text{ }^\circ \backslash k$	2	3	4	5
15	0,113	0,184	0,222	0,248
16	0,1	0,168	0,205	0,231
18	0,074	0,137	0,173	0,197
20	0,05	0,109	0,142	0,165

На рисунке 21 показан график, ограничивающий выбор параметров исходного контура эволютной передачи по коэффициенту радиального зазора c^* .

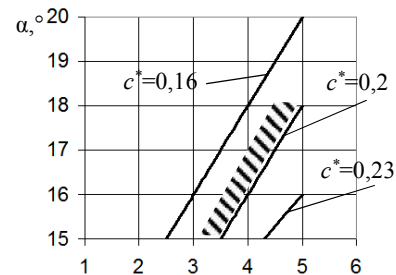


Рис. 21 – Блокирующий контур по коэффициенту радиального зазора c^*

7.3. Линия, ограничивающая зону с областью ДВК h . Как было сказано выше, двояковыпуклый контакт приводит к низкой контактной прочности. Однако, рабочий профиль зубчатой передачи можно модифицировать, исключив зону ДВК [7].

Определим величину зоны ДВК по высоте зуба в долях модуля для всех рассматриваемых исходных контуров (табл. 5).

Таблица 5 – Высота зоны ДВК h

α, \circ \ k	2	3	4	5
15	0,19	0,26	0,33	0,4
16	0,18	0,25	0,31	0,38
18	0,17	0,23	0,29	0,35
20	0,15	0,21	0,26	0,32

Представим данные из табл. 5 в виде графиков (рис. 22). Это позволит определить тенденции к изменению высоты зоны ДВК в зависимости от параметров k и α .

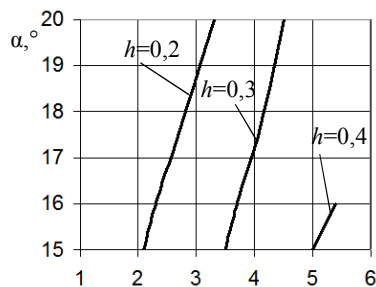


Рис. 22 – Блокирующий контур по высоте зоны ДВК h .

Собрав воедино рассмотренные выше ограничения и тенденции к изменениям свойств эволютного зацепления в зависимости от k и α , построим блокирующий контур, который будет отражать область рационального существования эволютного зацепления для конкретных значений чисел зубьев z_1 и z_2 . На рисунке 23 представлен график зависимости между начальными условиями для синтеза исходного контура (k и α) и коэффициентами: перекрытия ε_α , радиального зазора c^* , величины зоны ДВК $h^*_{ДВК}$. На графике отсутствуют линии, ограничивающие выбор k и α по условиям отсутствия интерференции зубьев, так как на данном этапе этот вопрос находится в стадии изучения. Что касается заострения зубьев, то соответствующая линия для рассмотренных исходных контуров лежит вне области рационального существования.

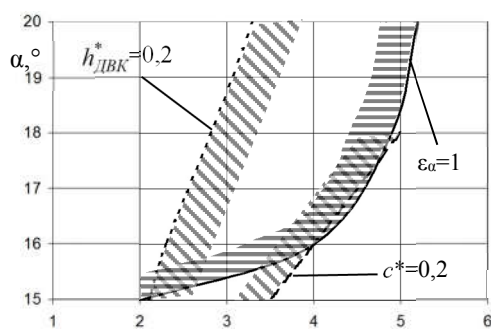


Рис. 23 – Область рационального существования эволютной передачи с параметрами $z_1 = 40, z_2 = 80, m = 10$ мм

Выводы:

1. Разработка и исследование эволютных зубчатых передач является перспективной научно-практической задачей, так как позволяет улучшить массогабаритные характеристики зубчатых приводов.
2. Получены в общем виде уравнения и построены рабочие профили и переходные кривые эволютных зубьев. Они служат основой для построения геометрических и конечно-элементных моделей с целью исследования прочностных показателей зацепления.

3. Разработана методика определения коэффициента перекрытия в эволютном зацеплении. Анализ результатов расчета показал неприменимость некоторых типов исходных контуров и параметров передач, а также невозможность провести модификацию исходного контура для двусторонних передач с целью полного избавления от ДВК в приполюсной зоне.

4. Анализ графиков удельного скольжения показал, что этот параметр у эволютной передачи меньше, чем у аналогичной эвольвентной. Это объясняется меньшей абсолютной скоростью скольжения у эволютной передачи.

5. Определена зависимость между коэффициентом разновидности k и скоростью скольжения в зацеплении. Анализ графиков показал, что с уменьшением k увеличивается касательная и нормальная составляющие, но абсолютная и удельная скорости скольжения уменьшается.

6. По имеющимся уравнениям активного профиля зуба эволютной передачи была определена кривизна зубьев шестерни и колеса.

7. Анализ совместного графика кривизн зубьев шестерни и колеса показывает ДВК в приполюсной зоне, наличие которого предусматривала теория эволютного зацепления. Дальнейшие исследования выявили параметры, влияющие на величину этой зоны.

8. Рассчитаны контактные напряжения при перемещении точки приложения нагрузки по высоте зуба и проведен сравнительный анализ эволютного зацепления и аналогичного эвольвентного.

9. Построена твердотельная параметрическая модель эволютной зубчатой пары, а на основании упрощенной геометрии построена КЭ модель.

10. Был проведен расчет НДС эволютного зуба, определены контактное давление и эквивалентные напряжения по Мизесу.

11. Анализ данных, полученных при помощи МКЭ и на основе решения контактной задачи теории упругости (формула Герца) показал схожие результаты – при расчете с размером КЭ в зоне контакта, равным 0,1 мм погрешность составила 7 %, а при размере КЭ 0,05 мм – 4 %, что является вполне приемлемым.

12. По полученным данным были построены графики блокирующих контуров в системе координат k и α , отображающие область допустимых параметров эволютной передачи, а также характер изменения качественных показателей.

13. Анализ блокирующего контура позволяет как выбирать из существующих профилей работоспособный, так и очерчивать тенденции к назначению параметров исходного контура при синтезе новых рациональных эволютных передач.

Список литературы

1. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с.
2. Павлов А. И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып. 5. – С. 103–106.
3. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М. : Наука. – 1968. – 584 с.
4. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – № 19. – С. 124–128.
5. Гавриленко В. А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М. : Машгиз. – 1962. – 530 с.
6. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Построение переходной кривой зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2010. – № 27. – С. 148–153.

7. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2011. – № 29. – С. 154–164.
8. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Кротенко Г. А., Сериков В. И. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2012. – № 36. – С. 127–131.
9. Протасов Р. В. Исследование приведенного радиуса кривизны в эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – № 1. – С. 37–43.
10. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Исследование приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в односторонних непарных эволютных передачах // Вестник СевНТУ: Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Механика, энергетика, экология". – Севастополь, 2011. – № 120. – С. 64–69.
11. Бруяка В. А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Учебное пособие / Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
6. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Postroenie perekhodnoi krivoi zub'ev evolunikh peredach [Construction of transition curve evolute gear teeth] Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Problemi mekhanicheskogo privoda" [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers "Mechanical Drive Problems"] – Kharkov, 2010. – No. 27 – P. 148–153.
7. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Issledovanie koeffitsienta perekrytiya evolunikh peredach [Research coefficient overlapping evolute gear] Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Problemi mekhanicheskogo privoda" [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers "Mechanical Drive Problems"] – Kharkov, 2011. – No. 29 – P. 151–164.
8. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Krotenko G. A., Serikov V. I. Issledovanie skorosti skolgeniya profilej zub'ev v evolunikh peredachakh [Research profiles of teeth sliding speed evolute gears] Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Problemi mekhanicheskogo privoda" [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers "Mechanical Drive Problems"] – Kharkov, 2012. – No. 36 – P. 127–131.
9. Protasov R. V. Issledovanie privedennogo radiusa krivizni v evolunikh peredachakh [The study reduced radius of curvature in the evolute gears] Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mashinovedenie i SAPR" [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers. Knowledge about machines and CAD], Kharkov, 2010. – No. 1 – P. 37–43.
10. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Issledovanie privedennogo radiusa krivizni i kontaktikh napryazhenij v odnostoronnikh neparnikh evolunikh peredachakh [The study reduced radius of curvature and contact stresses in one-sided unpaired evolute gears] Vestnik SevNTU, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mekhanika, energetika, ekologiya" [Bulletin of the SevNTU, Coll. of scientific papers. Mechanics, energy, ecology], Sevastopol, 2011. – No. 120 – P. 64–69.
11. Bruyaka V. A. Inzhenernij analiz v ANSYS Workbench. Uchebnoe posobie. [Engineering analysis in the ANSYS Workbench. Tutorial]. Samara, Samar. gos. tekhn. universitet, – 2010. – 271 p.

References (transliterated)

1. Pavlov A. I. Sovremennaya teoriya zubchatikh zaceplenij [The modern theory of gearing]. Kharkov : KhNADU, 2005. – 100 p.
2. Pavlov A. I. Evolutnoe zaceplenie i ego kharakteristiki [Evolute gearing and its characteristics] Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers] – Kharkov, 2003. – No. 5 – P. 103–106.
3. Litvin F. L. Teoriya zubchatikh zaceplenij. [Theory of gearing] Moscow : Nauka. – 1968. – 584 p.
4. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Postroenie rabochikh profilej zub'ev evolunikh peredach [Construction work profile evolute gear teeth] Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp "Mashinovedenie i SAPR" [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers. Knowledge about machines and CAD], Kharkov, 2010. – No. 10 – P. 124–128.
5. Gavrilenko V. A. Zubchatie peredachi v mashinostroenii [Gears in engineering industry]. – Moscow : Mashgiz. – 1962. – 530 p.

Поступила (received) 22.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Синтез еволютного зацеплення та аналіз його якісних показників / Р. В. Протасов, О. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 125–133. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Синтез еволютного зацеплення и анализ его качественных показателей / Р. В. Протасов, А. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 125–133. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

Synthesis evolute gearing and analysis of its qualitative indicators / R. V. Protasov, A. V. Ustinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 125–133. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Протасов Роман Васильович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Протасов Роман Васильевич – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший преподаватель кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Protasov Roman Vasylovich National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: protasov@tmm-sapr.org.

Устиненко Олександр Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Устиненко Александр Витальевич – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Ustinenko Aleksandr Vital'evich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

УДК 621.825.5/.7

В. О. ПРОЦЕНКО, О. Ю. КЛЕМЕНТЬЄВА

**ОСОБЛИВОСТІ КОМПОНОВКИ МУФТ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ КАНАТІВ
ТАНГЕНЦІАЛЬНОГО РОЗТАШУВАННЯ**

В статті представлені дослідження впливу компоновочних параметрів муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування на умови їх геометричного існування. В результаті виконання досліджень розкрито цей вплив та отримано математичні вирази для використання при проектувальному розрахунку муфт під час перевірки основних умов їх геометричного існування. Розглянуто умови відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт, а також умови відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти. Отримані залежності апробовані при проектуванні муфти, а результати розрахунку за ними перевірені порівнянням із результатами побудови і показали співпадіння. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні муфт з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування.

Ключові слова: муфта, канат, навантаження, компоновка, зазор.

В статье представлены исследования влияния компоновочных параметров муфт с торцевой установкой канатов тангенциального расположения на условия их геометрического существования. В результате выполнения исследований раскрыто это влияние и получены математические выражения для использования при проекторочном расчета муфт при проверке основных условий их геометрического существования. Рассмотрены отсутствию интерференции втулок внешней и внутренней полумуфт, а также при отсутствию интерференции канатов и смежных втулок внутренней полумуфты. Полученные зависимости апробированы при проектировании муфты, а результаты расчета по ним проверены сравнением с результатами построения и показали совпадение. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании муфт с торцевой установкой прямых канатов тангенциального расположения.

Ключевые слова: муфта, канат, нагрузки, компоновка, зазор, момент.

Most of the parts and units of machines is a complex design, convenient design which is possible only after a detailed study of the processes occurring in them during the work, as well as development on the basis of these new methods of knowledge of their design. Moreover, for many of the rational design of assembly units is the result of a series of calculations performed by the method of successive approximations. An example is the layout calculations for refinement such as gears in preassigned dimensions. They are no exception and flexible couplings. Among the couplings among the most promising designs are couplings with rope elastic elements. In previous work, the authors proposed the design of couplings with rope end units elastic elements chordal and tangential arrangement. Today justified some parameters such couplings, which at the same time is not enough to create a methodology for their design. The paper presents the study of the effect of layout parameters coupling with the end of the tangential location of the installation of ropes on the conditions of geometric existence. Arrangement considered limiting geometric nature that must be considered when designing joints. These conditions take into account the possibility of tightening fasteners, bushings opportunity neighborhood inner coupling halves, the possibility of relative rotation of the coupling halves, the lack of interference of the outer and inner sleeves of the coupling halves, the absence of interference of adjacent ropes and sleeves inner halfcoupling. As a result of research obtained mathematical expressions to be used in the calculation of engineering couplings checking the basic conditions of their geometric existence. These have been tested according to the design of the coupling, and the calculation results are checked by comparing them with the results of construction and found a match. The results can be used in the design of the coupling with the end of direct installation of ropes tangential location.

Keywords: coupling, rope, load, layout, gap, torque.

Вступ. Більшість деталей та вузлів машин є складними конструкціями, вдале проектування яких можливе тільки після детального вивчення процесів, що виникають в них під час роботи та розроблення на основі нових знань методики їх проектування. При цьому для багатьох із складальних одиниць раціональне проектування є результатом ряду розрахунків, що виконуються методами послідовних наближень, прикладом є компоновочні розрахунки при "вписуванні" наприклад зубчастих передач у наперед задані габарити і т.п. [1]. Не виключенням є і пружні муфти [2–4], зокрема з канатними елементами для яких методики проектувальних та перевірочних розрахунків розроблені недостатньо, тому подальший розвиток їх методів розрахунку є важливим завданням.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. В попередніх роботах авторів [5] запропоновано нову конструкцію муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування удосконаленої конструкції. За рахунок виконання теоретичних досліджень встановлено основні геометричні обмеження та сформульовано п'ять умов геометричного існування муфт запропонованої конструкції – можливості затягування кріпильних елементів, можливості "сусідства" втулок внутрішньої напівмуфти, можливості відносного обертання напівмуфт, відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт, відсутності інтер-

ференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти. Однак формули для перевірки двох найбільш складних останніх умов на етапі проектування не отримані, що ускладнює процес проектування таких муфт. Тому метою даної роботи є теоретичне дослідження геометричних особливостей компоновки муфт з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування та отримання залежностей, що спростять роботу проєктанта під час розроблення таких муфт.

Виклад основного матеріалу. Схема муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування показана на рис. 1. Муфта містить дві напівмуфти – зовнішню та внутрішню, у яких на різних діаметрах $D_{зв}$ та $D_{вн}$ закріплені втулки 1 та 2, у яких тим чи іншим способом закріплені канати 3 за рахунок натягу яких передається обертання з ведучої муфти до веденої. Основними вихідними даними під час перевірки зазначених умов існування муфти, крім діаметрів розташування втулок, є діаметри втулок та канатів $d_{вт}$ та $d_{к}$, а також кут монтажного зміщення напівмуфт ξ , який може регулюватися під час монтажу муфти у потрібних межах, тому за рахунок вибору цього кута і планується виконувати забезпечення геометричного існування муфти за рахунок перевірки виконання згаданих умов відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт і відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти. Виконання

© В. О. Проценко, О. Ю. Клементьєва, 2016

необхідних теоретичних досліджень потребує виконання нескладних побудов, зображених на рис. 1. Так, перша зі згаданих умов – умова відсутності інтерференції втулки зовнішньої напівмуфти та відповідної втулки внутрішньої напівмуфти виконується за наявності зазору κ_3 між ними. Умова перевіряється з метою забезпечення безударної роботи муфти і записується виразом (1). Таким чином, забезпечення вказаної умови зводиться фактично до обчислення величини відстані h_1 між осями A та C суміжних втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт.

$$\begin{cases} \kappa_3 = h_1 - d_{вт}; \\ \kappa_3 \geq [\Delta_r], \end{cases} \quad (1)$$

де $[\Delta_r]$ – очікувана радіальна неспіввісність при якій працюватиме муфта.

Друга зі згаданих умов – умова відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти виконується за наявності зазору κ_4 між ними. Умова перевіряється з метою забезпечення безударної роботи муфти і записується виразом (2). Таким чином, забезпечення вказаної умови зводиться до обчислення величини відстані h_2 між віссю C втулки внутрішньої напівмуфти та віссю AB каната.

$$\begin{cases} \kappa_4 = h_2 - 0,5(d_{вт} + d_k); \\ \kappa_4 \geq (2...4) \text{ мм.} \end{cases} \quad (2)$$

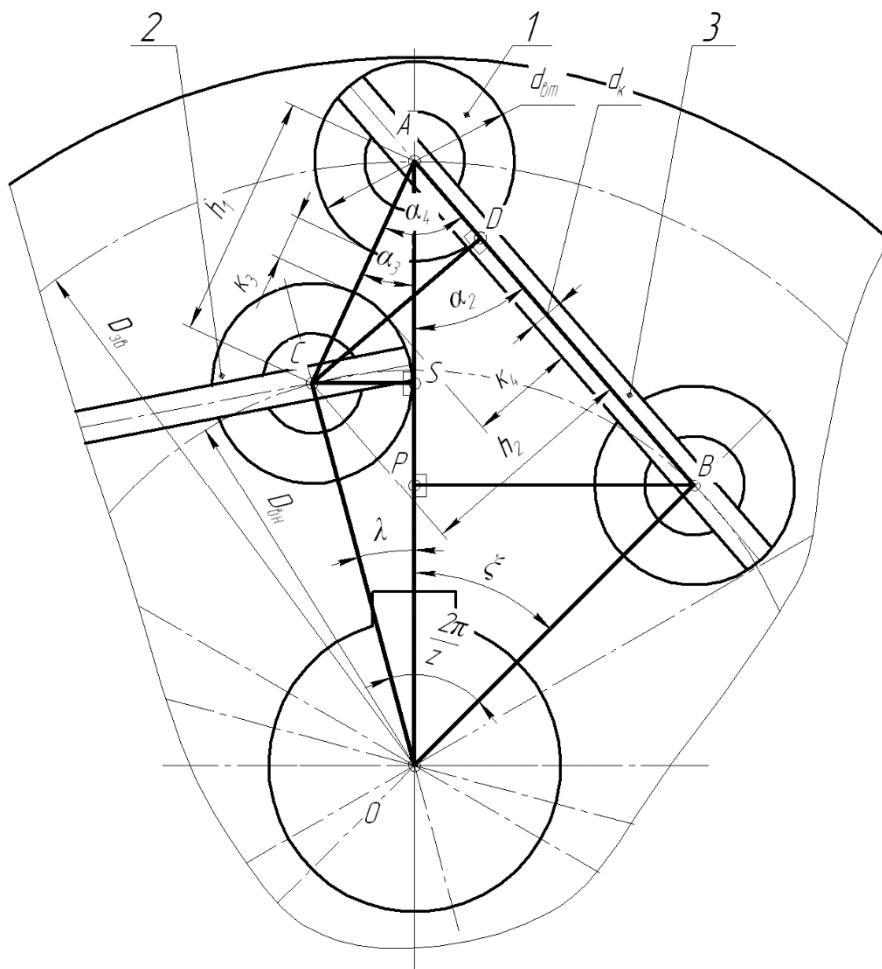


Рис. 1 – Розрахункова схема муфти з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування

Для досягнення поставленої мети розглянемо на початку прямокутний трикутник OPB , для якого можна записати:

$$PB = OB \times \sin \xi = \frac{D_{BH}}{2} \sin \xi; \quad (3)$$

$$OP = OB \times \cos \xi = \frac{D_{BH}}{2} \cos \xi. \quad (4)$$

З прямокутного трикутника APB :

$$\tan \alpha_2 = \frac{PB}{AP} = \frac{PB}{OA - OP} = \frac{0,5D_{BH} \sin \xi}{0,5D_{3B} - 0,5D_{BH} \cos \xi} = \frac{D_{BH} \sin \xi}{D_{3B} - D_{BH} \cos \xi} = A; \quad (5)$$

$$\lambda = \frac{2\pi}{z} - \xi. \quad (6)$$

З прямокутного трикутника OSC матимемо:

$$CS = OC \times \sin \lambda = \frac{D_{BH}}{2} \sin \lambda; \quad (7)$$

$$CS = OC \times \cos \lambda = \frac{D_{BH}}{2} \cos \lambda. \quad (8)$$

З прямокутного трикутника ASC :

$$\tan \alpha_3 = \frac{CS}{AS} = \frac{CS}{OA - OS} = \frac{0,5D_{BH} \sin \lambda}{0,5D_{3B} - 0,5D_{BH} \cos \lambda} = \frac{D_{BH} \sin \lambda}{D_{3B} - D_{BH} \cos \lambda} = B; \quad (9)$$

$$\cos \alpha_3 = \frac{AS}{CA} = \frac{OA - OS}{CA} = \frac{0,5D_{3B} - 0,5D_{BH} \cos \lambda}{CA}. \quad (10)$$

Вводимо заміну (11)

$$\cos \alpha_3 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}} = \frac{1}{\sqrt{1 + B^2}}, \quad (11)$$

тоді

$$h_1 = CA = \frac{AS}{\cos \alpha_3} = \frac{0,5D_{3B} - 0,5D_{BH} \cos \lambda}{\cos \alpha_3} = \frac{0,5D_{3B} - 0,5D_{BH} \cos \lambda}{\left(\frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}} \right)}, \quad (12)$$

$$h_1 = CA = (0,5D_{3B} - 0,5D_{BH} \cos \lambda) \times \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3} = 0,5(D_{3B} - D_{BH} \cos \lambda) \times \sqrt{1 + B^2}. \quad (13)$$

З прямокутного трикутника CDA отримаємо:

$$\alpha_4 = \alpha_2 + \alpha_3. \quad (14)$$

Вводимо заміни (15) та (16):

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2 + \operatorname{tg} \alpha_3}{1 - \operatorname{tg} \alpha_2 \times \operatorname{tg} \alpha_3} = \frac{A + B}{1 - A \times B} = C; \quad (15)$$

$$\sin \alpha_4 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_4}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_4}} = \frac{C}{\sqrt{1 + C^2}}. \quad (16)$$

Тоді:

$$h_2 = CD = CA \sin \alpha_4 = CA \frac{\operatorname{tg} \alpha_4}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_4}} = h_1 \frac{C}{\sqrt{1 + C^2}}, \quad (17)$$

або

$$h_2 = \frac{0,5(D_{3B} - D_{BH} \cos \lambda) \times \sqrt{1 + B^2} \times C}{\sqrt{1 + C^2}}. \quad (18)$$

Отримані формули (5), (9), (13), (15), (17), (18), можна використовувати при проектному розрахунку та компоновці муфт.

З метою ілюстрації перспектив використання результатів наведених теоретичних досліджень було виконано розрахунок муфти з торцевими канатами тангенціального розташування для сполучення дизеля МТУ12В4000 з електрогенератором на заміну базової муфти Vulkan Vulastik. Вихідні дані до розрахунку були наступні:

1. Діаметр розташування пальців та втулок зовнішньої напівмуфти $D_{3B} = 641,4$ мм;
2. Діаметр розташування пальців та втулок внутрішньої напівмуфти $D_{BH} = 285$ мм;
3. Номінальний момент дизеля, який передає муфта $T = 8917$ Н·м;
4. Кількість канатів $z = 12$.

Було виконане чисельне моделювання для проектованої муфти при різних значеннях кута монтажного зміщення напівмуфт ξ які дали можливість побудувати графік залежності зазорів κ_3 та κ_4 а також сили натягу каната F_n від кута ξ (рис. 2) за умови застосування канатів 6×19 ГОСТ 2688 діаметром $d_k = 7,6$ мм при діаметрі втулок $d_{вт} = 32$ мм. Аналіз цього графіка показує, що мінімальний натяг канатів F_n буде забезпечено при величині кута монтажного зміщення напівмуфт близько $\xi = 63,62^\circ$, однак при такому значенні кута ξ не буде забезпечено зазор κ_4 оскільки розрахункова його величина становитиме близько $-2,6$ мм, тобто матиме місце інтерференція втулок і канатів. Позитивне значення зазора κ_4 буде забезпечено при кутах ξ понад 48° . Однак з цього ж графіка очевидно, що зменшувати кут ξ менше 25° є недоцільно, оскільки при цьому різко зростає натяг канатів F_n . Таким чином рис. 2 являє собою фактично блокуючий контур для розробленої муфти, який дозволяє вибирати її розміри при проектуванні чи виконувати оцінку отриманих результатів. За результатами розрахунків сконструйована муфта (рис. 3) у якій закладене значення кута $\xi = 50^\circ$, величина зазора κ_4 в цьому випадку знаходиться близько 16 мм, зазор κ_3 забезпечено у всьому діапазоні кутів ξ .

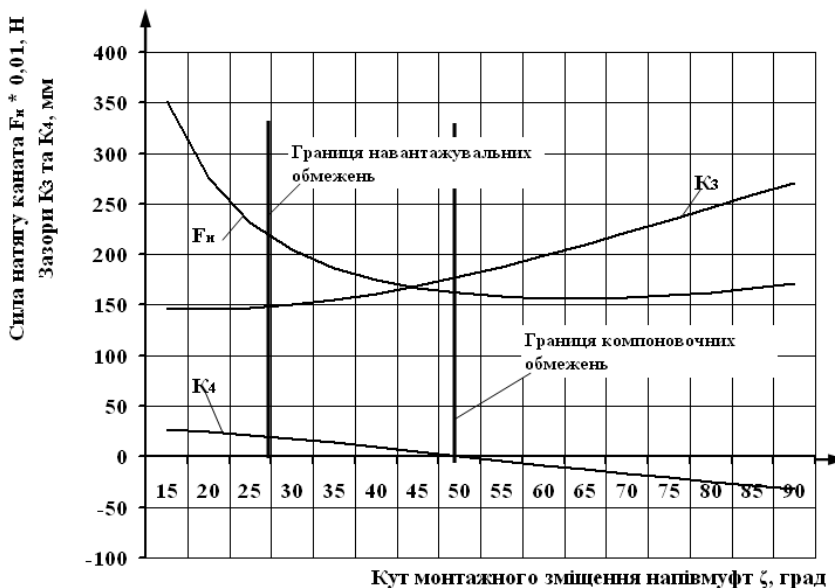


Рис. 2 – Загальний вид залежності зазорів κ_3 та κ_4 а також сили натягу каната F_n від кута монтажного зміщення напівмуфт ξ

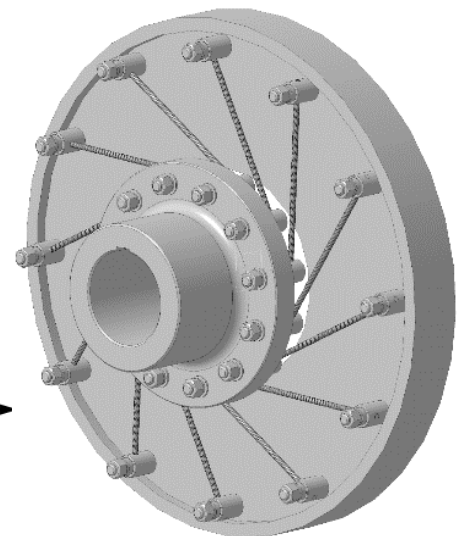


Рис. 3 – Загальний вид розробленої муфти

Висновки. В результаті виконаних досліджень розкрито вплив компоновочних параметрів муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування на умови їх геометричного існування. Вперше отримано математичні вирази для використання при проектувальному розрахунку муфт під час перевірки основних умов геометричного існування – умови відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт, а також умови відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти. Отримані залежності апробовані при проектуванні муфти, а результати розрахунку за ними перевірені порівнянням із результатами побудови і показали співпадіння. Отримані результати можуть стати основою для розроблення методики проектування муфт з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування.

Напрямки подальших досліджень.

Цікавими та актуальними є наступні напрямки наукового пошуку:

1. Дослідження впливу сили затягування пружини запобіжної муфти на зусилля висмикування каната. Для цього розроблене спеціальне пристосування для розривної машини УМ-5.
2. Дослідження якісних показників спрацьовування запобіжної муфти – коефіцієнта точності спрацьовування і т.ін.
3. Дослідження впливу неспіввідності на якісні показники муфт.
4. Дослідження міцності затискних елементів муфт.
5. Дослідження ресурсу слабких ланок муфт – канатів.

6. Дослідження навантажень на вали від канатних муфт.

Список літератури

1. Деталі машин. Розрахунок та конструювання: підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробійов, О. І. Дубинець та ін. – К. : Талком, 2014. – 684 с.
2. Муфты. Конструкции и расчет / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш. – Л. : Машиностроение, 1973. – 336 с.
3. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. – Л. : Политехника, 1991. – 384 с.
4. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В. О. Малащенко. – Львів : Видавництво національного університету "Львівська політехніка", 2009. – 208 с.
5. Проценко В. О. Геометричні умови існування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування / В. О. Проценко, М. В. Бабій, О. Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон : Видавництво ХДМА. – 2015. – № 1 (12) – С. 240–246.

Bibliography (transliterated)

1. Detali mashin. Rozrakhunok ta konstruyuvannya: pidruchnik / G. V. Arkhangel'skiy, M. S. Vorobyjov, O. I. Dubinec' ta in. – Kyiv : Talkom, 2014. – 684 p.
2. Muftih. Konstrukcii i raschet / V. S. Polyakov, I. D. Barbash. – Ljviv : Mashinostroenie, 1973. – 336 p.
3. Spravochnik po muftam / O. A. Ryakhovskiy, S. S. Ivanov. – Ljviv: Politehnika, 1991. – 384 p.
4. Malathenko V. O. Mufti privodiv. Konstrukcii ta prikladi rozrakhunkiv / V. O. Malathenko. – Ljviv : Vidavnictvo nacional'nogo universitetu "Ljvivsjka politehnika", 2009. – 208 p.
5. Procenko V. O. Geometrichni umovi isnuvannya mufti z torcevim kanatami tangencial'nogo roztashuvannya / V. O. Protsenko, M. V. Babij, O. Yu. Klementjeva // Naukoviy visnik Khersonskoj derzhavnoi morskoi akademii. – Kherson : Vidavnictvo KhDMA. – 2015. – No 1 (12) – P. 240–246.

Надійшла (received) 21.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Особенности компоновки муфт с торцевой установкой канатів тангенціального розташування / В. О. Проценко, О. Ю. Клементьєва // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 134–137. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Особенности компоновки муфт с торцевой установкой канатов тангенциального расположения / В. А. Проценко, О. Ю. Клементьєва // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 134–137. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2079-0791.

Features layout with face couplings installing ropes tangential location / V. O. Protsenko, O. Yu. Klementyeva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 134–137. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Проценко Владислав Александрович – кандидат технічних наук, доцент, Херсонська державна морська академія, доцент кафедри суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки, м. Херсон; тел.: (050) 494-74-72; e-mail: eseu@ukr.net

Проценко Владислав Александрович – кандидат технических наук, доцент, Херсонская государственная морская академия, доцент кафедры судовых энергетических установок и общинженерной подготовки, г. Херсон; тел.: (050) 494-74-72; e-mail: eseu@ukr.net.

Protsenko Vladislav Alexandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kherson State Maritime Academy, Associate Professor at the Department of marine power plants and general engineering preparation, Kherson; tel.: (050) 494-74-72; e-mail: eseu@ukr.net.

Клементьєва Оксана Юрїївна – Херсонська державна морська академія, аспірантка кафедри суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки, м. Херсон; тел.: (050) 521-32-42; e-mail: vesnyk_ksma@ukr.net.

Клементьєва Оксана Юрьевна – Херсонская государственная морская академия, аспирантка кафедры судовых энергетических установок и общинженерной подготовки, г. Херсон; тел.: (050) 521-32-42; e-mail: vesnyk_ksma@ukr.net.

Klementyeva Oksana Yuryevna – Kherson State Maritime Academy, postgraduate at the Department of marine power plants and general engineering preparation, Kherson; tel.: (050) 521-32-42; e-mail: vesnyk_ksma@ukr.net.

УДК 621.893 + 621.833

Ю. РУСНАК, М. КАДНАР, З. ТКАЧ**ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ, ПОЛУЧЕННЫХ С ПОМОЩЬЮ ПЛАЗМЕННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ТЕРМИЧЕСКОГО НАПЫЛЕНИЯ ДЛЯ АКТИВНОГО ЗУБА**

Описана можливість використання матеріалів таких, як чистий NP55 та суміші NP 20 і NP 40 з матеріалом CuSn10, нанесених на ковзні поверхні і на активну сторону зуба за допомогою технології плазмового термічного напылення. Результати експерименту підтвердили придатність усіх досліджуваних матеріалів та вказаної технології для застосування на ковзній поверхні та активній поверхні зуба.

Ключові слова: екологія, тертя, мастило, знос.

Описана возможность использования материалов таких, как чистый NP55 и смеси NP 20 и NP 40 с материалом CuSn10, нанесенных на поверхности скольжения и активную сторону зуба с помощью технологии плазменного термического напыления. Результаты эксперимента подтвердили пригодность всех исследуемых материалов и указанной технологии для применения на поверхности скольжения и активной стороне зуба.

Ключевые слова: экология, трение, смазка, износ.

This article describes the use of certain types of materials, which are applied to the sliding surface and the active surface of tooth. Applied technology of plasma thermal spraying on the surface of the working parts. The basis of the article is carried out the experiment with the processing of the results. Their assessment gives a complete overview of the main tribological properties of the materials and possible use in the slip node. The first test material it is pure NP55, and the second pair are a mixture of NP 20 and NP 40 with the material CuSn10. The experimental results confirmed the possibility of using all of the materials using the plasma thermal spraying technology to create a slip node and improve parameters the active surface of the tooth.

Keywords: ecology, friction, grease, wear.

Введение. Основной целью трибологии, как научной дисциплины, является применение трибологических закономерностей в строительстве и эксплуатации машин при повышении производительности, эффективности, надежности и оптимизации условий работы кинематических пар механизмов и деталей машин от всесторонней технико-экономической точки зрения.

Трение и износ являются побочными явлениями относительного движения по касательной к активной области деталей машин и среды. За очень небольшим исключением все движущиеся механизмы работают в условиях трения, что связано с износом. Это в значительной степени приводит к нарушению рабочих поверхностей компонентов, потере энергии, истиранию материала и, таким образом, существенно влияет на срок службы и надежность машин.

На практике часто бывают случаи, когда невозможно создать компоненты машин из материала с высокой устойчивостью к износу, так как это не удовлетворяет эксплуатационным нагрузкам, а также приводит к повышению стоимости. Функционирование детали можно обеспечить подходящей обработкой рабо-

чей поверхности. Следовательно, внедрение перспективных технологий обработки поверхностей является актуальной задачей. Они открывают путь для разработки и применения новых технологических процессов с новыми элементами конструкции, что в сочетании с инновационными материалами, обладающими особыми свойствами, формируют рабочие поверхности с требуемыми характеристиками. Такой технологией является и технология термического напыления.

Материал и методы. Мы установили: анализ трибологических свойств отобранных пар трения, в условиях моделирования тестированием истирания металла при помощи испытательной машины Tribotestor M'06 (рис. 1).

Эксперимент проводился с целью:

- определения коэффициента трения в зависимости от времени работы;
- определения температуры в зависимости от времени работы;
- статистической оценки измеренных данных;
- выработки рекомендаций для практики на основе оценки экспериментальных данных.

Материалы исследования были типа NP с применением технологии термического напыления плазмой

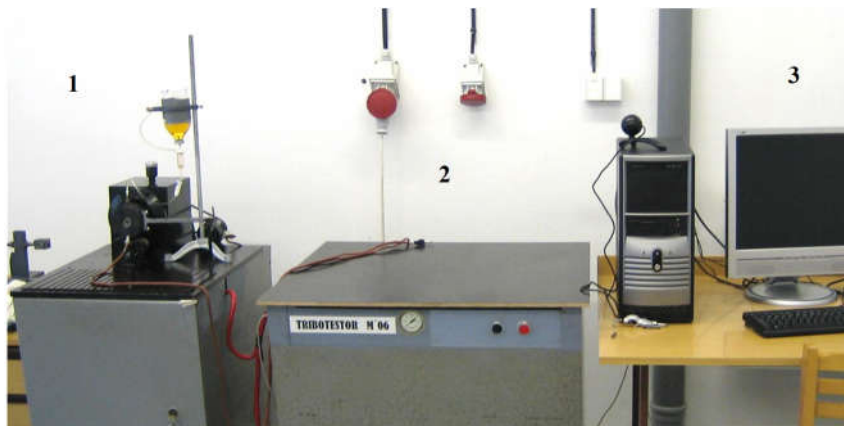


Рис. 1 – Общий вид испытательной машины Tribotestor M'06:
1 – механическая часть, 2 – блок электроники, 3 – персональный компьютер

© Ю. Руснак, М. Каднар, З. Ткач, 2016

на поверхности скольжения. Толщина напыленного материала составляла 0,2–0,8 мм. Первый тестовый материал был NP 20 + 40% CuSn10, второй NP 40 + 40% CuSn10, третий материал – NP 55. Материал NP 20 + 40% CuSn10 представляет собой сплав порошка на основе смеси Ni, В, Si, с материалом CuSn10. Материал NP 40 + 40% CuSn10 представляет собой смесь материалов NP с материалом CuSn10. Процентное соотношение смеси дано из расчета части оловянной бронзы в пропорции NP. NP 55 представляет собой сплав порошка на основе состава Ni, Cr, Si, В, W, Mo.

Скользкие свойства исследуемых материалов изучались с помощью процесса тестового истирания. Данный процесс тестирования стандартизирован по STN 02 3420. Испытание проводится с целью определения максимальной нагрузки до устойчивости скольжения материала, кривой границы (p, v) при измерении нагрузки "p" (МПа). Данный тест можно рассматривать как краткосрочный. Его цель состоит в том, чтобы определить зависимость коэффициента трения μ , температуры подшипника t_L в зависимости от постепенного измерения нагрузки F при определенной скорости скольжения v и определении максимальной нагрузочной способности подшипников F_{max} .

Работа подшипника была исследована в течении одного часа при давлении 0,5 МПа и скорости $0,3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$. Для подшипников диаметром 26,5 мм и длиной 20 мм (размеры исследуемых подшипников) была задана частота вращения вала $n = 286 \text{ мин}^{-1}$ и мощность нагрузки $F = 200 \text{ N}$. Затем следовал процесс истирания. Кривая процесса истирания определяется постепенным повышением нагрузочной силы на $\Delta F = 200 \text{ N}$, в каждом последующем интервале времени $\Delta t = 0$ минут, независимо от фиксации измеряемых величин (при постоянно заданной скорости скольжения, на $0,3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$).

Скользкий узел был смоделирован следующим образом (рис. 3): втулка с плазменным покрытием внешней поверхности (поз. 2) напрессована на вал, а ответная втулка запрессована в корпус и имеет внутреннюю поверхность скольжения с аналогичным покрытием (поз. 1).

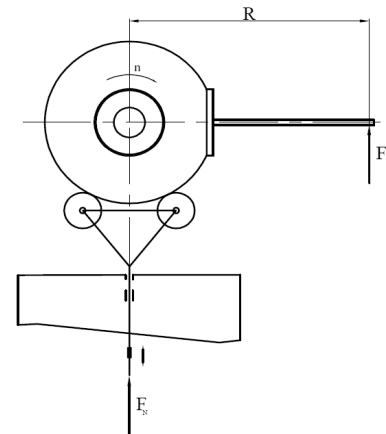


Рис. 2 – Кинематическая схема скользящего узла

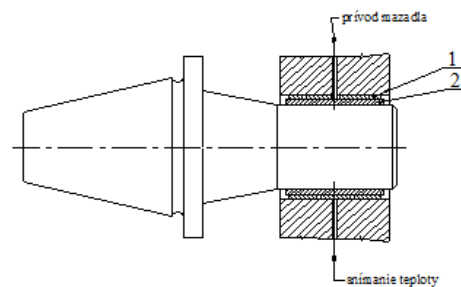


Рис. 3 – Устройство тестового узла

Это оригинальное решение узла скольжения, в котором вращаются композитные детали с плазменным напылением. В технологическом плане это более простой и дешевый способ нанесения специального покрытия на рабочей стороне, что означает, равномерный износ состава по всей площади и увеличение срока службы узла скольжения. Рабочие условия узла скольжения были выбраны на основе имеющихся знаний о трении скольжения:

- зазор в подшипнике 50 $\mu\text{м}$, с номинальным диаметром поверхностей скольжения 26,5 мм;
- масло PP 90 A;
- материал вала 11500;
- шероховатость поверхности находилась в диапазоне от 0,3 до 0,4 Ra.

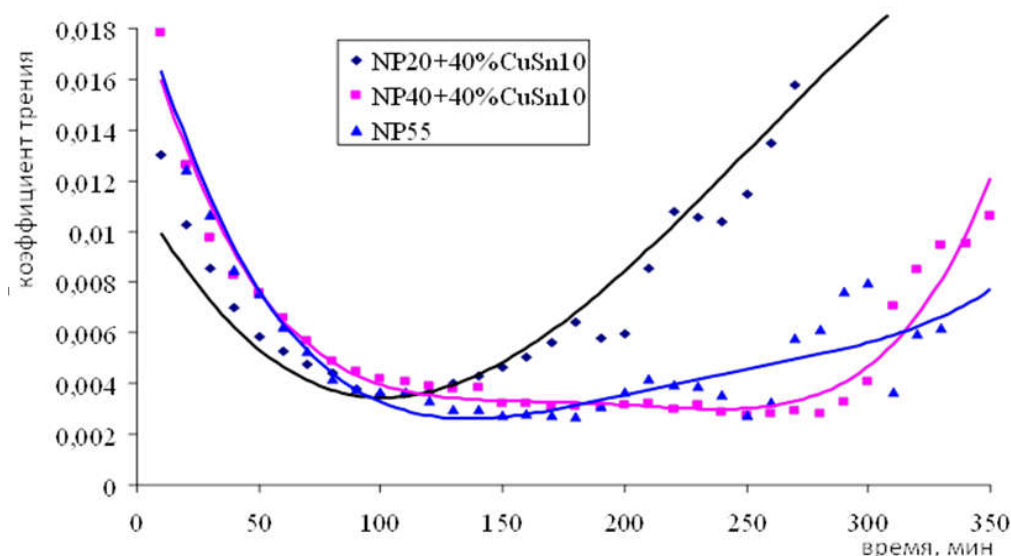


Рис. 4 – Сравнение форм коэффициента трения в зависимости от времени испытаний в отдельных измерениях

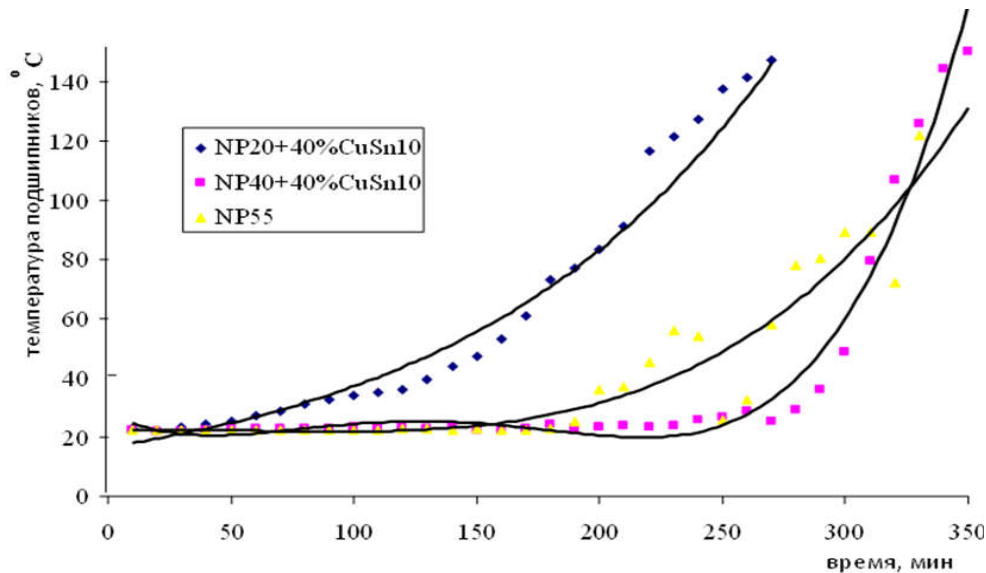


Рис. 5 – Сравнение температурной зависимости подшипников от времени испытаний в отдельных измерениях

Експериментальний аналіз був проведений на основі статистических виборок кожного з десяти серій справочних матеріалів.

Результаты эксперимента. При оценке испытательного истирания была установлена статистическая оценка значения F_{\max} , которая определяет достоверное значение максимальной нагрузки подшипника привода и переменной t_{\min} , которая определяет минимальный период для полного осуществления всех статистических операций. Были использованы инструменты для работы со статистикой, включенные в MS Excel. Результаты испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты испытаний

материал	t_{\min} , мин	F_{\max} , N
NP 20 + 40%CuSn10	170	3400
NP 40 + 40% CuSn10	181	3620
NP55	176	3520

Выводы. В данной работе были исследованы основные трибологические свойства выбранных материалов, нанесенных на поверхность технологией термического напыления плазмой. Особое внимание было уделено достоверному времени тестового истирания t_{\min} и гарантированной максимальной нагрузке F_{\max} для испытания истиранием, а также моделирование температуры и коэффициента трения в зависимости от времени испытаний.

Для пары трения материалов, в которых определялись показатели, выбранные для каждого образца, исследовалось количество шагов в области действия тестируемого образца, коэффициент трения в начале испытания, минимальный коэффициент трения, коэффициент трения в конце теста, температура N в конце испытания. Исследуемые параметры затем были обработаны с использованием описательной статистики.

На основе обработанных данных были созданы графические зависимости некоторых трибологических свойств выбранных материалов.

Общие понятия смешанного трения и предела показывают, что процессы, происходящие в этих типах трения, как правило, носят случайный процесс, что подтверждается существующими экспериментами.

Материалы могут быть проверены по своему происхождению и исследуемые смеси делятся на две категории. Первый материал является чистым NP 55, а вторая пара состоит из смеси NP 20 и NP 40 с материалом CuSn10.

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что самые низкие значения гарантированного тестового истирания по времени t_{\min} и максимальной нагрузки F_{\max} достигает материал NP 20 + 40% CuSn10 в течении 170 минут и 3400 N. За ним следуют материалы NP 55 с временем нагружения 176 минут и силой 3500 N. Оставшийся материал NP 40 + 40% CuSn10 достигает наивысших качественных показателей – 181 минуту и 3600 N. Это заметно отличается от двух предыдущих материалов. Можно сделать вывод, что его состав и технологические данные отвечают высоким требованиям для практического использования в подшипнике скольжения.

Графики зависимостей коэффициента трения и температуры подшипника от времени испытания были построены для всех исследуемых материалов. На графиках показаны кривые для средних значений. При этом вид кривой зависимости для каждого материала имеет схожий характер для обоих типов исследований – коэффициента трения и температуры. Анализ полученных зависимостей показывает, что первоначально имеется тенденция к снижению значений, а после достижения минимума наступает значительное увеличение показателей.

Анализируя коэффициент трения материала CuSn10 BS-20, было обнаружено, что минимум наступает после 100 минут при шероховатости не ниже 0,004, а после этого быстро возрастает. Можно сделать вывод о том, что практическая применимость только к этой области минимальна. Материал NP 40 + 40% CuSn10 достиг минимального значения коэффициента трения в диапазоне 100-270 минут времени испытания. Наиболее сбалансированным материалом в результате анализа оказывается NP 55.

Подытоживая частичные результаты показателей выбранных свойств трибологических материалов, можно составить порядок приоритетности их использования на практике следующим образом:

- NP 40 + 40% CuSn10;
- NP 55;
- NP 20 + 40% CuSn10.

Результати експеримента підтвердили можливість створити скользящий вузол з використанням технології при всіх испытанных матеріалах, в том числі створення скользящей поверхності на активній стороні зуба.

Предлагаемая стаття являється частиною проекту VEGA 1/0227/15.

Список литературы

1. *Rusnák J.* Štúdium tribologických vlastností materiálov nanosených na povrch nekonvenčnými technológiami / *Rusnák J.* // Monografia. MF SPU Nitra – 2005, – 67 s.
2. *Bošanský M.* Non-Standard Gearing, / *Bošanský M., Vereš M., Tököly P., Vanya A.* // STU Bratislava, – 2012, – 159 s.
3. *Tököly P.* Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hladiska odolnosti voči opotrebeniu / *Tököly P.* // Dizertacna práca – Bratislava: – STU Sjf v Bratislave – 2009, – 130 s.
4. *Tököly P.* Geometrické parametre ozubenia a ich vplyv na hrúbku tvrdenej vrstvy boku zuba / *Tököly P., Ličková M.* // In: Transfer 2014: – Zborník prednášok z 15 medzinárodnej vedeckej konferencie, – Trenčín: TnUAD, – 2014, – 7 s., CD-ROM.
5. *Tóth F.* The study of geometrical changes of a given sliding couple caused by the influence of operation. Methods, devices, interpretation. Scientific monograph. / *Tóth F., Rusnák J., Hristo B., Kadnár M., Aleš D.* // Angel Kanchev University of Ruse Agrarian and Industrial Faculty, – 2014, – 82 s.
6. *Kučera M.* Analysis of the information from the test of tribological characteristics of selected materials. / *Kučera M.* // In: Zborník. "Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004", – Nitra: SPU, – 2004, – 4 s.
7. *Kučera M.* Analysis of Friction Marks and Wear Products / *Kučera M., Pršan J.* // In: Acta technologica agriculturae 2008, – č. 2, s. 7.

8. *Kučera M.* The study of the effect of dynamic loading process on the properties of tribological system: methods, devices, interpretation / *Kučera M. Kučera M. Beloiev C.I.* // 1st ed. Ruse: Angel Kanchev University of Rouse, – 2015, – 86 s.

References (transliterated)

1. *Rusnák J.* Štúdium tribologických vlastností materiálov nanosených na povrch nekonvenčnými technológiami / *Rusnák J.* // Monografia. MF SPU Nitra – 2005, – 67 p.
2. *Bošanský M.* Non-Standard Gearing, / *Bošanský M., Vereš M., Tököly P., Vanya A.* // STU Bratislava, – 2012, – 159 p.
3. *Tököly P.* Stanovenie hrúbky vrstvy povrchovej časti boku zuba z hladiska odolnosti voči opotrebeniu / *Tököly P.* // Dizertacna práca – Bratislava: – STU Sjf v Bratislave – 2009, – 130 p.
4. *Tököly P.* Geometrické parametre ozubenia a ich vplyv na hrúbku tvrdenej vrstvy boku zuba / *Tököly P., Ličková M.* // In: Transfer 2014: – Zborník prednášok z 15 medzinárodnej vedeckej konferencie, – Trenčín: TnUAD, – 2014, – 7 p., CD-ROM.
5. *Tóth F.* The study of geometrical changes of a given sliding couple caused by the influence of operation. Methods, devices, interpretation. Scientific monograph. / *Tóth F., Rusnák J., Hristo B., Kadnár M., Aleš D.* // Angel Kanchev University of Ruse Agrarian and Industrial Faculty, – 2014, – 82 p.
6. *Kučera M.* Analysis of the information from the test of tribological characteristics of selected materials. / *Kučera M.* // In: Zborník. "Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2004", – Nitra: SPU, – 2004, – 4 p.
7. *Kučera M.* Analysis of Friction Marks and Wear Products / *Kučera M., Pršan J.* // In: Acta technologica agriculturae 2008, – part. 2, p. 7.
8. *Kučera M.* The study of the effect of dynamic loading process on the properties of tribological system: methods, devices, interpretation / *Kučera M. Kučera M. Beloiev C.I.* // 1st ed. Ruse: Angel Kanchev University of Rouse, – 2015, – 86 p.

Поступила (received) 15.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження трибологічних властивостей матеріалів, отриманих за допомогою плазмової технології термічного напилення для активного зуба / Ю. Руснак, М. Каднар, З. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 138–141. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Исследование трибологических свойств материалов, полученных с помощью плазменной технологии термического напиления для активного зуба / Ю. Руснак, М. Каднар, З. Ткач // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 138–141. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Research the tribological properties of the materials obtained by the plasma thermal spraying technology for active tooth / J. Rusnák, M. Kadnar, Z. Tkáč // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 138–141. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Юрій Руснак – проф., к.т.н., кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Юрий Руснак – проф., к.т.н., кафедра конструирования машин, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; тел. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Juraj Rusnák – Prof. Ing., PhD., professor CSc./PhD., Department of Machine Design, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia; tel. 0910212501; e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk.

Мілан Каднар – доц., к.т.н., кафедра конструювання машин, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Милан Каднар – доц., к.т.н., кафедра конструирования машин, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; тел. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Milan Kadnar – Doc. Ing., associate professor CSc./PhD., Department of Machine Design, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia; tel. 0903849857; e-mail: milan.kadnar@uniag.sk.

Зденко Ткач – проф., к.т.н., кафедра транспорту та маніпуляції, Технічний факультет, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Нітра, Словаччина; тел. 0911880199; e-mail: zdenko.tkac@uniag.sk.

Зденко Ткач – проф., к.т.н., кафедра транспорта и манипуляции, Технический факультет, Словацкий сельскохозяйственный университет в Нитре, Нитра, Словакия; тел. 0911880199; e-mail: zdenko.tkac@uniag.sk.

Zdenko Tkáč – Prof. Ing., PhD., professor CSc./PhD., Department of Transport and Handling, The Faculty of Engineering Slovak University of Agriculture in Nitra, Nitra, Slovakia; tel. 0911880199; e-mail: zdenko.tkac@uniag.sk.

УДК 621.01(833)

Х. С. САМИДОВ, А. Б. АХАДОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИВодОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН МЕТОДОМ "ОБОБЩЕННЫЕ БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ"

Робота присвячена оптимізації параметрів динамічних машин, в тому числі металорізальних верстатів. Запропонована методика дозволяє за допомогою нескладних аналітичних виразів встановити зв'язок між конструктивними, експлуатаційними параметрами та динамічними характеристиками проєктованої машини, прогнозувати очікуваний рівень вібрації, створювати машини з заданими динамічними характеристиками та машини з найкращими конструктивними параметрами.

Ключові слова: технологічні машини, оптимізація, проєктування, динамічні процеси, вібрація, конструкція.

Работа посвящена оптимизации параметров динамических машин, в том числе металлорежущих станков. Предлагаемая методика позволяет при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, создавать машины с заданными динамическими характеристиками и машины с наилучшими конструктивными параметрами.

Ключевые слова: технологические машины, оптимизация, проектирования, динамические процессы, вибрация, конструкция.

The work is dedicated to the optimization of dynamic machine parameters, including machine tools. Compiled and simplified dynamic models of electromechanical drives of technological cars, taking into account the elastic damping properties of structures, characteristics of cutting forces and electromagnetic phenomena engines. They allow for the study of oscillations, motion stability and optimization of structural parameters of the machine. The method of "generalized dimensionless parameters" developed and implemented a method to optimize design parameters drives technological machinery, including pipe-91A38 machine, screw-cutting lathe 1K625 and three-mass dynamic models of cars for different purposes. The proposed method allows using a simple analytical expressions to establish a connection between the structural, operational parameters and dynamic characteristics of the machine designed to predict the expected vibration level, to create machines with specified dynamic characteristics of the machine and with the best design parameters.

Keywords: technological machines, optimization, projection, dynamic processes, vibration, construction.

Актуальность проблемы. Современные машины характеризуются непрерывным ростом скоростей движения механизмов, мощностей приводов, нагрузок на детали, что выдвигает на первое место исследование их колебаний, оптимизации динамических процессов проектируемых машин. Для выполнения этих актуальных проблем необходимо разработки и реализации комплексных методов анализа, оптимизации динамических процессов машин.

Цель статьи. Показать новый подход к оптимизации конструктивных параметров, снижения динамических нагрузок и получения устойчивого движения приводов технологических машин.

Материалы исследований. Как известно динамическая модель приводов технологических машин, в частности металлорежущих станков, представляют собой довольно сложную систему.

При оптимизации динамических процессов машин, прежде всего, необходимо установить связь между конструктивными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины.

В качестве примера оптимизируем конструктивных параметров главного привода токарно-винторезного станка марки 1K625 по методам "Обобщение безразмерные параметры" [1].

На рис 1, а показана одиннадцатая массовая динамическая модель главного привода данного станка. С целью упрощения расчетной части поставленной задачи одиннадцатимассовая динамическая модель станка приведена трёх массовой динамической модели (рис. 1, б). На рис. 2 представлена блок-схема алгоритма "Упрощения многомассовых динамических моделей" [1].

Применение метода "Обобщенные безразмерные параметры" значительно упрощает оптимизацию переходных процессов в машинах.

Интервал изменения численных значений обобщенных безразмерных параметров ограничен диапазоном [1]

$$0 < C_i < \frac{n-1}{2n}; \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n-1), \quad (1)$$

где n – число степеней свободы динамической модели машин.

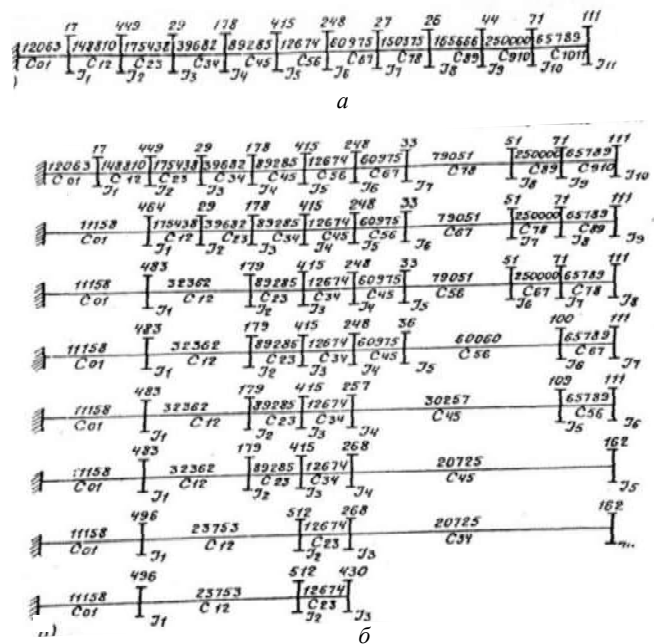


Рис. 1 – динамическая модель привода станка 1K625: а – до упрощения; б – после упрощения. $J_i - 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$, $C_{ij} - \text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $\Pi_{\text{шп}} - 250 \text{ об}/\text{мин}$

Если, $n = 2$, то есть в случае дифференциального уравнения четвертого порядка, максимальное значение

$$C_{imax} = \frac{2-1}{2\cdot 2} = 0,25; \quad \text{при } n = 3; \quad C_{imax} = \frac{3-1}{2\cdot 3} = 0,33.$$

Решения различных задач оптимизации электромеханических систем с разными степенями свободы и в разных законах приложения внешних сил, дало возможность установить интервал допустимых значений

изменения обобщённых безразмерных параметров:

$$0,05 \leq 0,45. \quad (2)$$

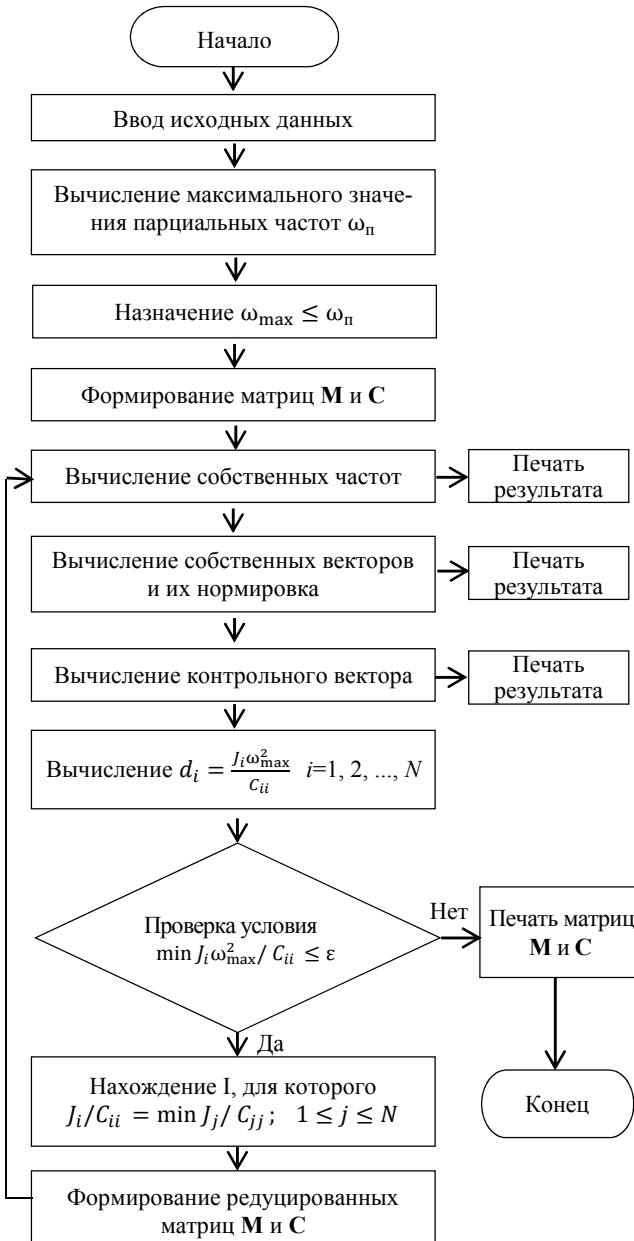


Рис. 2 – Блок схема алгоритма упрощения динамических моделей машин

Подробный анализ решения задач оптимизации переходных процессов динамических моделей электро-механических систем машин, с двумя, тремя и более степенями свобод показывает, что, значения обобщённых безразмерных параметров C_i определяются формулами:

$$C_1 = \frac{T J_1^2 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 - T J_1^2 C_{12} C_{23} + J_1 J_2^2 \beta_3 (b_{12}^2 + b_{23}^2) - J_2^2 C_{12} \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \beta_3 / T J_1)^2}; \quad (3)$$

$$C_2 = \frac{J_1 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 - T J_1^2 C_{12} C_{23} \beta_3 + J_2^2 \beta_3 C_{12} b_{23}^2}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \beta_3 / T J_1)^3}, \quad (4)$$

где $b_{i,i+1}^2 = C_{i,i+1}(J_i + J_{i+1})/J_i J_{i+1}$; $i = 1, 2, 3$ – цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем; $T = 1/\omega_3 s_k = 1/s_k p \omega_3$ – электромагнитная постоянная время;

$\beta_3 = 1/\gamma \omega_0 = T C_3$ – коэффициент крутизны статической характеристики двигателя;

C_3 – жёсткость связи электродвигателя.

Следует отметить, что независимо от численного и относительного значения масс J_i и жесткостей C_i в динамических моделях машин всегда будет развиваться идентичный переходной процесс. Одинаковыми будут и значения обобщенных параметров C_i . Так для трех массовой динамической модели с единичными значениями параметров C_i

$$C_{12} = C_{23} = 1; \quad J_1 = J_2 = J_3 = 1;$$

$$C_1 = \frac{C_{12} C_{23} (J_1 + J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3 \left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} \right)^2} =$$

$$= \frac{1 \cdot 1(1 + 1 + 1)}{1 \cdot 1 \cdot 1 \left(1 \frac{1 + 1}{1 \cdot 1} + 1 \frac{1 + 1}{1 \cdot 1} \right)^2} = 0,187, \quad (5)$$

со значениями параметров

$$C_{12} = C_{23} = 10^7 \text{ Н·м/рад}; \quad J_1 = J_2 = J_3 = 10^4 \text{ Н·м}. \quad (6)$$

$$C_1 = \frac{10^7 \cdot 10^7 (1 + 1 + 1) \cdot 10^4}{10^4 \cdot 10^4 \cdot 10^4 \left(10^7 \frac{10^4 + 10^4}{10^4 \cdot 10^4} + 10^7 \frac{10^4 + 10^4}{10^4 \cdot 10^4} \right)^2} = 0,187$$

В таблице 1 даны значения обобщенных параметров C_i (1, 2, 3) для различных вариантов трехмассовых динамических моделей машин (рис. 3). В варианте IV возможны биения колебаний, так как в данном варианте значения обобщенного параметра $C_i = 0,250$ равно к предельному значению границы обобщенного параметра $C_i = 0,250$. Увеличением соотношения жесткостей C_i или уменьшением моментов инерций J_i , можно снизить динамических нагрузок и устойчивого движения приводов технологических машин.

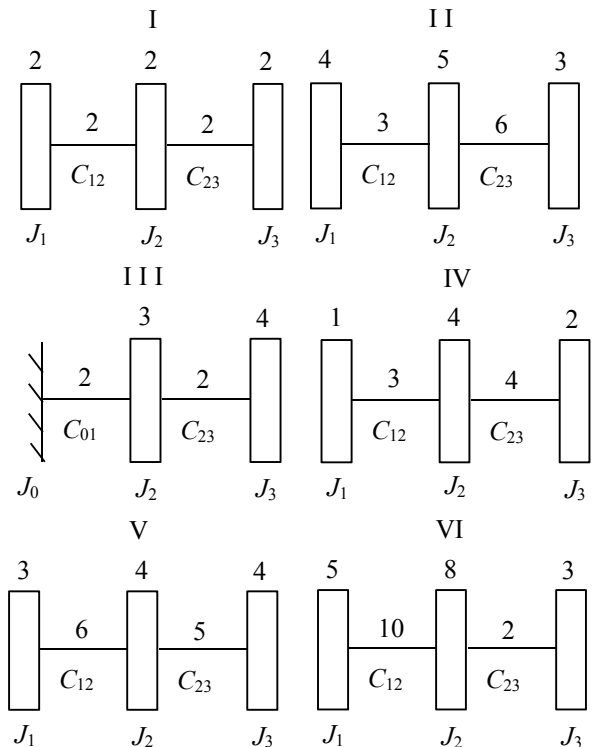


Рис. 3 – Трехмассовые динамические модели машин

Таблица 1 – Значения обобщенных безразмерных параметров для трехмассовых динамических моделей машин

Вариант	Безразмерные параметры					Обобщенные параметры C_i
	J_1	J_2	J_3	C_{12}	C_{23}	
I	2	2	2	2	2	0,125
II	4	5	3	3	6	0,174
III	0	3	4	2	2	0,167
IV	1	4	2	3	4	0,250
V	3	4	4	6	5	0,191
VI	5	8	3	10	2	0,154

Проверим оптимальность конструктивности параметров приводов конкретных технологических машин по методу "Обобщенные безразмерные параметры".

$$0,1 \leq C_1 \leq \frac{T J_1^2 J_2^2 \left[\frac{C_{12} C_{23} (J_2 + J_3) (J_1 + J_2)}{J_1 J_2^2 J_3} \right] - T J_1^2 C_{12} C_{23} + J_1 J_2^2 \beta_3 \left[\frac{C_{12} C_{23} (J_1 + J_2) + J_1 C_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} \right] - C_{12} J_2^2 \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 \left[\frac{J_3 C_{12} (J_1 + J_2) + J_1 C_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} + \frac{\beta_3}{T J_1} \right]^2} \leq 0,27; \quad (8)$$

$$0,01 \leq C_2 \leq \frac{J_1 J_2^2 \beta_3 \left[\frac{C_{12} C_{23} (J_2 + J_3) (J_1 + J_2)}{J_1 J_2^2 J_3} \right] - C_{12} C_{23} J_1 \beta_3 - C_{12} J_2^2 \beta_3 \left[\frac{C_{23} (J_2 + J_3)}{J_2 J_3} \right]}{T J_1^2 J_2^2 \left[\frac{J_3 C_{12} (J_1 + J_2) + J_1 C_{23} (J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} + \frac{\beta_3}{T J_1} \right]^3} \leq 0,036. \quad (9)$$

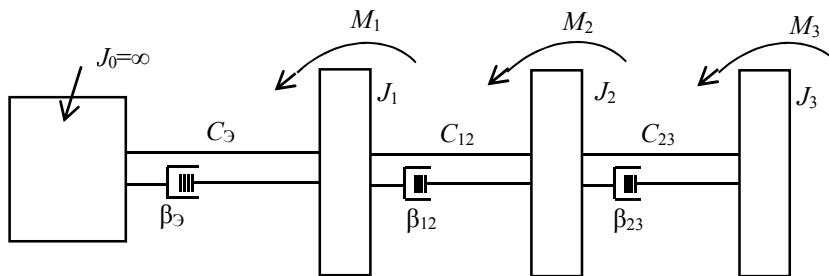


Рис. 4 – Динамическая модель электромеханического привода трубоотрезного станка 91А38

Максимальные значения безразмерных обобщенных параметров C_1, C_2 для электромеханических систем с тремя степенями свободы, согласно выражениям (8), (9) равно $C_{1max} = 0,27; C_{2max} = 0,035$.

Таким образом исходя из полученных результатов расчета можно отметить, что конструктивные параметры трубоотрезного станка 91А38 почти оптимальные.

Пример №2

Проверим оптимальность конструктивных параметров токарно-винторезного станка 1К625, динамиче-

Пример №1
Параметры электропривода станка 91А38.

Моменты инерции:

$$J_1 = 0,27 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; J_2 = 0,52 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; J_3 = 0,32 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2.$$

Жесткости:

$$C_3 = 24600 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}; C_{12} = 2180 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}; C_{23} = 830 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}. \quad (7)$$

При учете коэффициентов жесткостей C_3, C_{ij} и коэффициентов податливостей β_3, β_{ij} . Динамические модели технологических машин, приведенные к трех массовой систем типа на рис. 4 установлены следующие оптимальные интервалы изменения обобщенных безразмерных параметров [1]:

ская модель которого показана на рис. 5.

Параметры динамической модели станка 1К625:

$$J_1 = 0,496 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; J_2 = 0,512 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; J_3 = 0,267 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; J_4 = 0,162 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; C_{12} = 11158 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}; C_{23} = 23753 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}; C_{34} = 12674 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}. \quad (10)$$

Для обеспечения минимальной динамической нагрузки четырех массовых крутильных механических систем, их конструктивные параметры должны удовлетворять следующим ограничениям [1]:

$$0,1 \leq C_1 \leq \frac{C_{12} C_{23} + C_{23} C_{34} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2 J_3 J_4} + C_{12} C_{34} (J_1 J_2 + J_2 J_3 + J_3 J_4)}{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + C_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3 J_4} \right)^2} \leq 0,375; \quad (11)$$

$$0,01 \leq C_2 \leq \frac{C_{12} C_{23} C_{34} (J_1 + J_2 + J_3 + J_4)}{J_1 J_2 J_3 J_4 \left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + C_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3 J_4} \right)^3} \leq 0,0625. \quad (12)$$

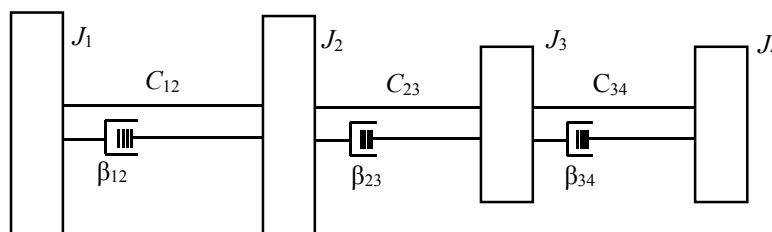


Рис. 5 – Динамическая модель станка 1К625

Подставляя значения параметров (10) в выражения (11) и (12), находим:

$$C_1 = 0,0383; \quad C_2 = 0,0704. \quad (13)$$

Доказано, что для обеспечения минимальной динамической нагрузки четырех массовых механических систем, их конструктивные параметры должны удовлетворять следующим ограничениям:

$$C_1 = 0,03 \div 0,375; \quad C_2 = 0,010 \div 0,0625; \quad C_3 = 0,008 \div 0,0039. \quad (14)$$

Из сравнения значений (13) обобщенных параметров и с оптимальной областью их изменения (11) и (12) видно, что конструктивные параметры главного привода токарного станка 1К625 является оптимальными.

Выводы:

1. Составлены и упрощены динамические модели электромеханических приводов технологических машин с учетом упругодемпфирующих свойств конструкций, характеристики сил резания и электромагнитных явлений двигателей, позволяющие проводить исследований колебаний, устойчивости движения и оптимизации конструктивных параметров машин.

2. Методом "Обобщенные безразмерные параметры" разработана и реализована методика оптимизации конструктивных параметров приводов технологических машин, в том числе трубоотрезного станка 91А38, токарно-винторезного станка 1К625 и трехмассовых динамических моделей машин различного назначения.

3. Практическая направленность работы открывает широкие возможности для внедрения её результатов проектными, конструкторскими и научно-исследовательскими организациями, занимающимися вопросами расчета, проектирования, исследования динами-

ческих процессов и оптимизации конструктивных параметров машин различного назначения.

Список литературы

1. Самидов Х. С., Самидов Э. Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: "Нурлан", 2003. – 622 с.
2. Самидов Х. С. оптимизация переходных процессов электромеханических систем машин и её физическая реализуемость // Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2010. – № 26. – С. 124–134.
3. Самидов Х. С., Гасымов А. Ф. Оптимизации динамических процессов электромеханических приводов машин по коэффициенту динамичности // Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2010. – № 35. – С. 120–124.
4. Мустафаев Х. Д. Современное состояние перспективы развития динамики и оптимизации конструктивных параметров машин // "Теоретическая и прикладная механика". – Баку, 2012. – №3–4. – С. 121–125с.

References (transliterated)

1. Samidov Kh. S., Samidov E. Kh. *Dinamika i optimal'noe konstruirovaniye mashin* [The dynamics and optimal design of machines]. – Baku: «Nurlan», 2003. – 622 p.
2. Samidov Kh. S. *Optimizaciya perekhodnikh processov elektromekhanicheskikh sistem mashin i ee fizicheskaya realizuemost'* [Optimization of transient electromechanical machine systems and its physical realizability] // *Vestnik nacional'nogo tekhnicheskogo universiteta «KhPI»* [Bulletin national technical university KhPI] – Kharkov, 2010. – No. 26. – P. 124–134.
3. Samidov Kh. S., Gasimov A. F. *Optimizacii dinamicheskikh processov elektromekhanicheskikh privodov mashin po koefficientu dinamichnosti* [Optimization of dynamic processes of electromechanical drives of machines by coefficient dynamics] // *Vestnik nacional'nogo tekhnicheskogo universiteta «KhPI»* [Bulletin national technical university KhPI]. – Kharkov, 2010. – No. 35. – P. 120–124.
4. Mustafayev Kh. D. *Sovremennoe sostoyaniye perspektivi razvitiya dinamiki i optimizacii konstruktivnikh parametrov mashin* [Current state and prospects of development of the dynamics of structural optimization of machine parameters] // «*Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika*» [«Theoretical and applied mechanics»]. – Baku, 2012. – No. 3-4. – P. 121–125.

Поступила (received) 29.03.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оптимізація динамічних процесів приводів технологічних машин методом "Узагальнені безрозмірні параметри" / Х. С. Самідов, А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПИ", 2016. – № 23 (1195). – С. 142–145. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Оптимизация динамических процессов приводов технологических машин методом "Обобщённые безразмерные параметры" / Х. С. Самидов, А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПИ", 2016. – № 23 (1195). – С. 142–145. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Optimization of dynamic processes of technological machines drives by "Generalized dimensionless parameters" / X. S. Samidov, A. B. Ahadov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 142–145. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самідов Халіл Самід оглу – доктор технічних наук, професор, Азербайджанський Інженерний Архітектурний Університет, м. Баку; тел.: +994 12 561-22-02; e-mail: xalilsamidov@mail.ru.

Самидов Халил Самид оглу – доктор технических наук, профессор, Азербайджанский Инженерный Архитектурный Университет, г. Баку; тел.: +994 12 561-22-02; e-mail: xalilsamidov@mail.ru.

Samidov Xalil Samid – Doctor of technical sciences, Full Professor, Azerbaijan Architecture and Engineering University, Baku; tel.: +994 12 561-22-02; e-mail: xalilsamidov@mail.ru.

Ахадов Анар Бейбала оглу – інженер, магістр, технік вимірювальних приладів "BP Caspian sea exploration", м. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ахадов Анар Бейбала оглу – инженер, магистр, техник измерительных приборов "BP Caspian sea exploration", г. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ahadov Anar Beybala – engineer, master, instrumentation technician at "BP Caspian Sea Exploration", Baku; tel.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

УДК 621.833

В. Н. ТКАЧЕНКО

ИСПЫТАНИЯ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДИСКОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Для проверки методик обчислення напружень у зубчастому гнучкому колесі хвильової передачі (ВП) з дисковим генератором хвиль деформації під навантаженням, а також обліку геометричної нелінійності, впливу сил у зацепленні, перемінної згинної твердості зубчастого вінця гнучкого колеса і концентрації напружень у западинах між зубцями, були проведені іспити ВП на витривалість під навантаженням. Результати іспитів дозволяють рекомендувати вищезгадані методики для проведення перевірочних розрахунків гнучких коліс ВП на згинну витривалість.

Ключові слова: хвильова зубчата передача, напруження згину, гнучке колесо, згинна витривалість.

Для проверки методик вычисления напряжений в зубчатом гибком колесе волновой передачи (ВП) с дисковым генератором волн деформации под нагрузкой, а также учета геометрической нелинейности, влияния сил в зацеплении, переменной изгибной жесткости зубчатого венца гибкого колеса и концентрации напряжений во впадинах между зубьями, были проведены испытания ВП на выносливость под нагрузкой. Результаты испытаний позволяют рекомендовать вышеупомянутые методики для проведения проверочных расчетов гибких колес ВП на изгибную выносливость.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, напряжение изгиба, гибкое колесо, изгибная выносливость.

To verify the methods of calculating the stress in the toothed flexible wheel wave transmission (EP) rotary oscillator waves of deformation under load, as well as taking into account the geometric nonlinearity, the effect of the forces engaged, variable bending stiffness of the ring gear of the flexible wheel and the stress concentration in the valleys between the teeth were held VP endurance test under load. The test results allow us to recommend the above method for verifying calculations flexible VI wheels in the flexural Endurance. In this case, as usual, the reference data for the value of the fatigue limit of steel flexible wheel needs to be adjusted based on the scale factor and the roughness of the surface by known methods.

Keywords: wave transmission, flexible wheel, tension, bending endurance.

Введение. Особенность волновой зубчатой передачи (ВЗП) с дисковым генератором волн упругой деформации состоит в том, что в отличие от ВЗП с генератором принудительной деформации, гибкое колесо входит в контакт с поверхностями дисков по части периметра гибкого колеса. При закручивании гибкого колеса передаваемым вращающим моментом происходит существенное изменение первоначальной формы радиальных перемещений [1]. Такое изменение сопровождается ростом напряжений изгиба. Причем напряжения увеличиваются с увеличением вращающего момента, как в области вершины, так и во впадине волны деформации. Приведенные в работе [2] результаты позволяют вычислять напряжения от изгиба как в вершине, так и во впадине волны деформации ВЗП различных габаритов, в зависимости от величины передаваемого вращающего момента и от величины угла охвата диска генератора гибким колесом в ВЗП до приложения нагрузки.

Для оценки возможности использования рассмотренной методики определения напряжений изгиба при проверочных расчетах гибких колес ВЗП с дисковыми генераторами волн на изгибную выносливость были проведены испытания ВЗП на выносливость при различных передаваемых вращающих моментах. По результатам проведенных испытаний были также построены кривые ограниченной выносливости при различной вероятности разрушения.

Основная часть. Испытывалась двухволновая ВЗП с диаметром гибкого колеса 122 мм. Передаточное число 120, модуль 0,5 мм. Гибкие зубчатые колеса изготавливались из труб стали ШХ-15 одной плавки. Из такого же материала были изготовлены гибкие зубчатые колеса, испытанные на изгиб, без закручивания вращающим моментом. Выбранная сталь отвечает всем требованиям, предъявляемым к материалам для изготовления гибких колес, выпускается в трубах различного диаметра. Кроме того, такой выбор продиктован также желанием получить результаты, которые

можно было бы сравнить с полученными ранее. Перед нарезкой зубьев гибкие колеса проходили термообработку до $HRC = 28...32$. Такая термообработка благоприятно сказывается на выносливости металла и в то же время не исключает возможности приработки зубьев в передаче. Аналогично термообработывались ГК, испытанные только на изгиб, без нагрузки вращающим моментом. Крепление гибких колес к выходному валу передачи осуществлялись соединением, не ограничивающим ГК от осевых перемещений, с помощью винтов, через овальные отверстия в несколько утолщенном в области торца гибком колесе. Такое соединение наряду с максимальной простотой обладает удовлетворительными эксплуатационными характеристиками и вполне пригодно для испытаний. Двухволновой генератор обеспечивал угол охвата диска генератора гибким колесом, в еще не нагруженной передаче, на 60° .

Испытания проводились на специально спроектированной и изготовленной установке (рис. 1) в которой одновременно испытывались два гибких колеса, нагруженных рабочим моментом по замкнутому контуру.

Привод редуктора осуществляется от электродвигателя 1 типа АО2-42-4 мощностью 5,5 кВт и 1450 об/мин, через клиноременную передачу 2 с передаточным числом 1,35 и раздаточную коробку 6. Раздаточная коробка имеет следующие параметры: передаточное число 1, числа зубьев $Z = 13,9$, угол наклона $\beta = 15^\circ 18' 40''$, коэффициент смещения исходного контура равен $X = 0$. В сварном корпусе редуктора установлены две волновые зубчатые передачи, причем предусмотрена возможность испытаний передач с гибким колесом диаметром до 250 мм и длиной до 240 мм. Вал генератора 15 соединяется с валом 17 раздаточной коробки с помощью упругой втулочно-пальцевой муфты, компенсирующей погрешности относительно расположения волнового редуктора и раздаточной коробки. Ведомый вал 11 соединен с гибким колесом 13 через ступицу 12, сидящую на валу на шлицах. Колеса 10, замыкающие

© В. Н. Ткаченко, 2016

контур передают вращение на вал второй линии, выполненной аналогично первой. Колеса имеют следующие параметры: модуль $m=6$, числа зубьев $Z=60$, угол наклона $\beta > 0$, коэффициент смещения исходного контура $X=0$. Вал генератора второй линии соединен с валом 7 раздаточной коробки с помощью упругой муфты 8, которая используется при нагружении. Число оборотов генератора фиксируется счетчиком оборотов 4 типа СЧ-102. Большое передаточное число волнового редуктора в сочетании с достаточной крутильной податливостью всего контура позволяют нагружать контур относительным закручиванием полумуфт муфты 7, которая позволяет осуществлять замыкание контура при любом относительном положении полумуфт.

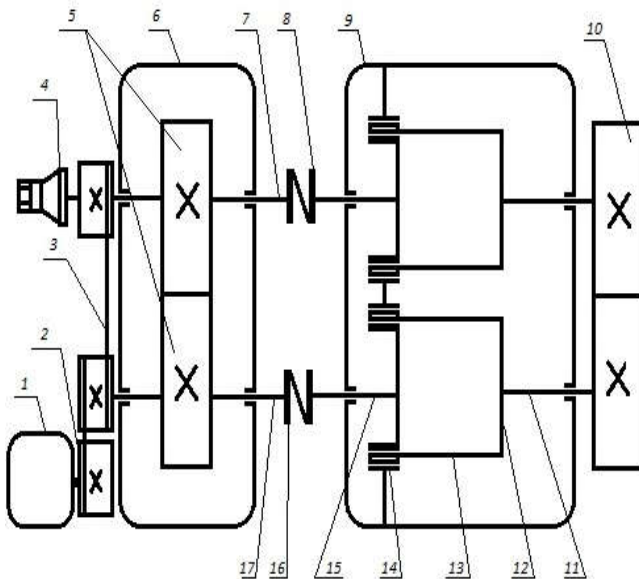


Рис. 1 – Установка для испытаний ВЗП

Испытания проводились методом нисходящих нагрузок. При разрушении испытываемого ГК следующее испытывалось под нагрузкой, уменьшенной на 10-15 % по сравнению с предыдущей. Испытания завершались, когда ГК выдерживало без разрушения 10^7 циклов нагружений. Нагружение ВЗП вращающим моментом осуществлялось с помощью упругой муфты, расположенной в контуре, перед одной из испытываемых передач.

Для нагружения одна из полумуфт стопорится, а другая закручивается относительно застопоренной необходимой крутящим моментом, после чего полумуфты фиксируются относительно друг друга. ВЗП смазывалась маслом автол 10. Уровень смазки доходил до наружного кольца подшипника генератора. При работе смазка обеспечивала полужидкостный режим трения. Периодически проводимые осмотры показали, что в первые 100...200 тысяч циклов нагружения происходит интенсивная приработка рабочих поверхностей зубьев гибкого и жесткого колес, начинается естественное фланкирование зубьев.

Причиной выхода из строя ВЗП является возникновение и последующее развитие трещин в области зубчатого венца ГК передачи.

Обработка полученных результатов проводилась по методике для случая, когда дисперсия и основное отклонение принимаются независимыми от уровня нагружения и представляются в виде уравнений уста-

лостных кривых с заданной вероятностью неразрушения. В связи с тем, что для испытываемых передач при $T > 300$ Н·м напряжения изгиба с ростом передаваемого момента также увеличиваются по зависимости близкой к линейной, возможен переход от системы координат $\lg N \rightarrow \lg \sigma$ к системе $\lg N \rightarrow \lg T$, где N – количество циклов нагружения; T – вращающий момент.

В этом случае корреляционное уравнение записывается в виде:

$$\lg N = r \frac{S_N}{S_T} (\lg T - \lg \bar{T}) + \lg \bar{N} + K_e \cdot S_{Nr},$$

где $\lg N$ – вероятное значение логарифма долговечности;

r – коэффициент корреляции;

S_N и S_T – основные отклонения логарифмов долговечности и нагруженности гибкого колеса;

$\lg \bar{N}$ и $\lg \bar{T}$ – среднеарифметические логарифмы долговечности и нагруженности;

S_{Nr} – условное основное отклонение, или мера индивидуального рассеяния;

K_e – коэффициент, соответствующий определенной вероятности неразрушения.

Результаты обработки проведенных испытаний представлены на рис. 2. Кривые 1, 2, 3 и 4 получены для 20, 50, 70 и 95 процентов вероятности неразрушения.

Кроме передач на рис. 1, была испытана передача под нагрузкой 450 Н·м. Эта передача испытывалась $4,6 \cdot 10^7$ циклами нагружения и не вышла из строя.

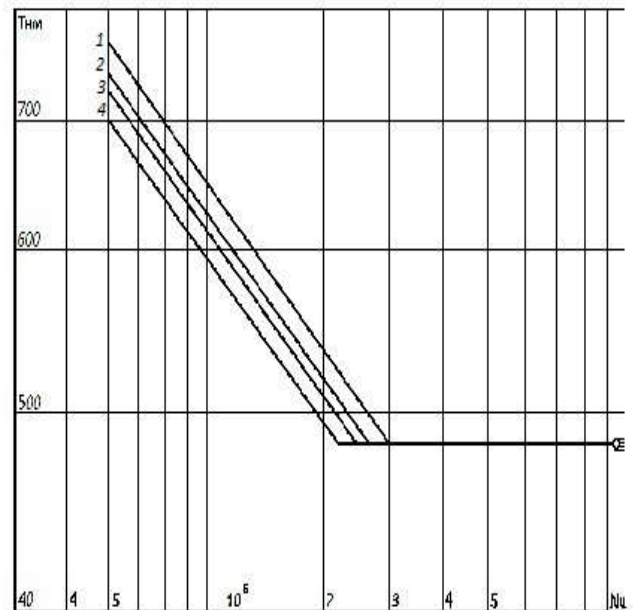


Рис. 2 – Графики выносливости

По результатам испытаний видно, что при передаваемом вращающем моменте 450...480 Н·м гибкие зубчатые колеса выходят из области ограниченной выносливости, так, что запас изгибной выносливости $n_\sigma \geq 1$.

Максимальные напряжения от изгиба зубчатого венца ВЗП на вершине и во впадине волны деформации – σ_1 и σ_2 , как уже было ранее отмечено, существенно возрастают с увеличением передаваемого крутящего момента. Для определения зависимости этих напряжений от параметров передачи и от величины передаваемой нагрузки экспериментально определялись радиальные

перемещения $W(\theta)$ в области венца [1] с последующим вычислением указанных напряжений. Результаты расчета сверялись с результатами тензометрирования. По результатам расчетов и тензометрирования были построены графики (рис. 3, 4).

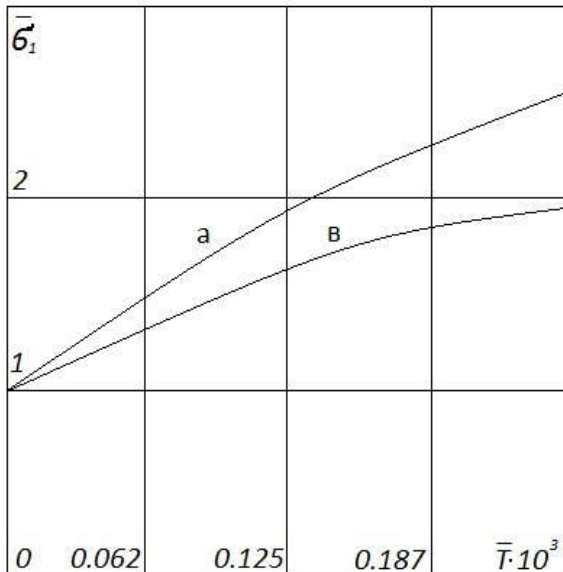


Рис. 3 – Относительные напряжения в вершине волны деформации

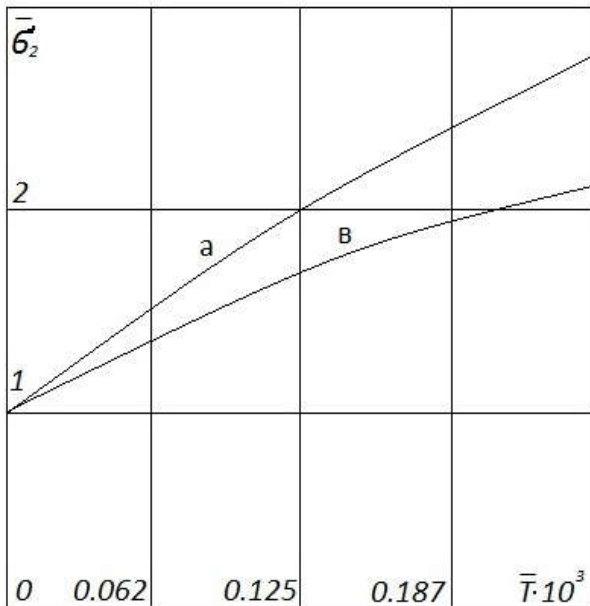


Рис. 4 – Относительные напряжения во впадине волн деформации

По графикам можно определять напряжения σ_1 и σ_2 при различных величинах передаваемой нагрузки на выходе ВЗП в передачах углами охвата генератора волн гибким колесом в еще не нагруженной передаче от 40° – кривые *a* и до 75° – кривые *b*.

Для того, чтобы графиками можно было пользоваться при расчетах передач различных абсолютных размеров, относительное увеличение напряжений дано в зависимости от относительного же, безразмерного вращающего момента $\bar{T} = 4T/d^2h \cdot E$. Здесь d – диаметр гибкого колеса, h – его толщина, E – модуль продольной упругости.

По методике [2] вычислим амплитудные и средние напряжения изгиба в ГК при передаваемом вращающем моменте 480 Н·м. По методике, приведенной в [3], учитывается влияние сил в зацеплении и геометрической нелинейности на величины напряжений изгиба. Влияние переменной изгибной жесткости в области зубчатого венца и влияние концентрации напряжений во впадинах между зубьями проведена по зависимостям из работы [4]. Вычисленный, с учетом вышеперечисленных факторов, предел выносливости стали ГК равен 370 МПа. Предел выносливости ГК из той же стали и таких же габаритов, которые испытывались на выносливость только от изгиба ГК генератором волн, без нагружения вращающим моментом по результатам испытаний равен 396 МПа. Различия менее чем на 10 % сравниваемых пределов выносливости является неизбежным следствием сравнения величин, полученных обработкой усталостных испытаний. Снижение пределов выносливости стали ГК по сравнению со справочными данными на 30...40 % можно объяснить влиянием масштабного фактора и большей шероховатостью поверхности во впадинах между зубьями ГК по сравнению с образцами для стандартных испытаний.

Выводы. Полученные результаты позволяют сделать вывод о возможности использования методик вычисления напряжений от изгиба ГК в нагруженной ВЗП с дисковым генератором и методик учета переменной изгибной жесткости и концентрации напряжений в зубчатом венце ГК для проверочных расчетов на изгибную выносливость. При этом, как обычно, справочные данные для величины предела выносливости стали ГК необходимо скорректировать с учетом масштабного фактора и шероховатости поверхности по известным методикам.

Список литературы

1. Ткаченко В. Н. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния гибкого колеса волновой зубчатой передачи под нагрузкой // Труды 9-й международной конф. "Физические и компьютерные технологии". – Харьков : НТУ "ХПИ", 2004. – С. 153–55.
2. Ткаченко В. Н. Определение напряжений в гибком колесе волновой зубчатой передачи с дисковым генератором // Вісник НТУ "ХПИ" : 36. Наук.праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2012. – № 35. – С. 166–168.
3. Ткаченко В. Н. Влияние сил зацепления и геометрической нелинейности на напряжения в зубчатом венце гибкого колеса волновой зубчатой передачи // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научных трудов. "Транспортное машиностроение." – Харьков, 2009. – №47. – С. 193–196.
4. Ткаченко В. Н. Определение оптимальной толщины зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи // 36. Наук.праць "Високи технології в машинобудуванні". – Харків, 2006. – С. 477–480.

Bibliography (transliterated)

1. Tkachenko V.N. Experimentalnoe issledovanie napragnenno-deformirovannogo sostoyaniya gibkogo kolesa volnovoy zubchatoy peredachi pod nagruzkoy [The experimental study of the tension state flexible wave wheel gear under load]. *Trudy megdunar. konf. "Fizicheskie i komputernye tehnologii"* [proc. Of the Int.Conf "Physical and computer technology"]. Kharkov, 2004, pp. 153–155.
2. Tkachenko V.N. Opredelenie napragneniy v gibkom kolese volnovoy zubchatoy peredachi s diskovym generatorom [Determination tension in a flexible wheel wave gear with disc generator] *Vesn. Khar'k. Politekn.in-ta. Ser.: problem.mechanich.privoda* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: The problem of mechanical drive]. Kharkov, 2012, no.35, pp.166–168.

3. Tkachenko V. N. Vliyanie sil zatsepleniya I geometricheskoy nelineynosti na napriageniya v zubchatom ventce gibkogo kola volnovoy zubchatoy peredachi [The effect of the engagement forces and geometric nonlinearity on the tension in supple wheels harmonic drive]. *Vestn. Khar'k. Politekhn. In-ta. Ser.: Transport mashinostroeniye* [Bulletin of the Karkov Polytechnic Institute. Series: Transportation engineering]. Kharkov, 2009, no. 47, pp.193–196.
4. Tkachenko V. N. Opredelenie optimalnoy tolshiny zubchatogo ventca gibkogo kola volnovoy peredachi [The definition of a optimal thickness of the flexible ring gear wheel harmonic drive] *Sbornik nauchnykh trudov "Visokie technologiy v mashinostroeniye"* [High technologies of machine-bulding]. Kharkov, 2006, pp.477–480.

Поступила (received) 12.04.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Випробування хвильової зубчастої передачі з дисковим генератором хвиль на витривалість / В. М. Ткаченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 146–149. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Испытания волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн на выносливость/ В. Н. Ткаченко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 146–149. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Testing the harmonic drive with disk generator wave on endurance / V. N. Tkachenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 146–149. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткаченко Віталій Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри "Деталі машин та прикладна механіка"; тел.: (057) 707-64-55.

Ткаченко Віталій Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", доцент кафедры "Детали машин и прикладная механика"; тел.: (057) 707-64-55.

Tkachenko Vitaliy Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Machine elements and applied mechanics"; tel.: (057) 707-64-55.

УДК 539.3

М. А. ЧУБАНЬ, Р. И. ШЕЙЧЕНКО, Р. В. ГРАБОРОВ, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. Ю. ТАНЧЕНКО, Н. А. ТКАЧУК

ВЛИЯНИЕ ВАРЬИРОВАНИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОЧНОСТНЫЕ И ЖЕСТКОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОРПУСОВ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН

У статті на тестовому прикладі бронетранспортера БТР-80 поставлена і вирішена задача структурної та параметричної оптимізації тонкостінної машинобудівної конструкції. Для вирішення даного завдання задіяний метод дослідження поверхонь відгуку із застосуванням методів лінеаризації, білінеаризації, і кусочно-поліноміальної апроксимації базисними функціями Ерміта в ході побудови математичних моделей. В результаті досліджень знайшли підтвердження тенденції зміни оцінюваних характеристик конструкції у відповідь на варіювання параметрів її елементів, а також на введення нових конструктивних елементів. Визначено, що більш точні апроксимації виходять при застосуванні методу апроксимації функціями Ерміта. Методи лінійної і білінійної апроксимації дають велику похибку в зонах різкої зміни функцій відгуку.

Ключові слова: структурна оптимізація, параметрична оптимізація, бронетранспортер, лінійна апроксимація, білінійна апроксимація, кусочно-поліноміальна апроксимація, метод скінченних елементів, тонкостінна конструкція.

В статье на тестовом примере бронетранспортера БТР-80 поставлена и решена задача структурной и параметрической оптимизации тонкостенной машиностроительной конструкции. Для решения данной задачи задействован метод исследования поверхностей отклика с применением методов линеаризации, билинеаризации, и кусочно-полиномиальной аппроксимации базисными функциями Эрмита в ходе построения математических моделей. В результате исследований нашли подтверждения тенденции изменения оцениваемых характеристик конструкции в ответ на варьирование параметров ее элементов, а также на введение новых конструктивных элементов. Определено, что более точные аппроксимации получаются при применении метода аппроксимации функциями Эрмита. Методы линейной и билинейной аппроксимации дают большую погрешность в зонах резкого изменения функций отклика.

Ключевые слова: структурная оптимизация, параметрическая оптимизация, бронетранспортер, линейная аппроксимация, билинейная аппроксимация, кусочно-полиномиальная аппроксимация, метод конечных элементов, тонкостенная конструкция

In the article the problem of structural and parametric optimization of thin-walled engineering design is formulated and solved on the test example of the BTR-80. The stress-strain state of the BTR-80 hull with the base panel thickness 6 mm with the introduction of reinforcing channel bars and uprights in the area of tower module attachment and varying their thickness is analysed. The area of construction requiring reinforcement was determined based on the results of its stress state preliminary analysis by means of the finite element method. As a test load was applied force of 1 kN acting along the vertical axis down. The influence of the other forces and moments components can be taken into account due to the fact that the stress-strain state of the hull is studied in an elastic formulation and superposition principle is valid in this case. The method of response surface studying using linearization, bilinearization and piecewise polynomial approximation by Hermit's basis functions methods in the process of the building of mathematical models is applied for solve this problem. The research confirmed the trends of changing of the evaluated design characteristics in response to variation of the

© М. А. Чубань, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, А. В. Грабовский, А. Ю. Танченко, Н. А. Ткачук, 2016

parameters of its elements, as well as the introduction of new components. In the area of small thicknesses of channel bars and reinforcing uprights the evaluated design characteristics are changing very rapidly, and in the area of large thicknesses they are practically unchanged. It was determined that a more accurate approximations are obtained by the using of the method of approximation by Hermit's functions. Methods of linear and bilinear approximation give a large error in the areas of abrupt change of the response functions.

Keywords: structural optimization, parameter optimization, armored personnel carrier, the linear approximation, bilinear approximation, piecewise-polynomial approximation, finite element method, thin-walled structure.

Введение. Благодаря способности пластин и оболочек обладать высокими прочностью и жесткостью при относительно малом весе они нашли широкое применение в большинстве отраслей машиностроения. Для обеспечения этих свойств в инженерной практике используют элементы усиления, которые располагают в так называемых уязвимых местах конструкции.

Для принятия решений проводят многовариантные исследования. При этом получаемая задача является задачей не только параметрической оптимизации, но и структурной.

С целью решения данной задачи предлагается использовать метод исследования поверхности отклика с применением линейной и билинейной моделей их аппроксимации. При этом особенность задач рассматриваемого типа состоит в том, что, если варьировать параметры конструкции, оцениваемые характеристики изменяются плавно, но, когда вводятся новые элементы конструкции, наблюдается их резкое изменение. Данная закономерность, в свою очередь, отражается на форме функции отклика оцениваемого показателя.

С целью оценки погрешности, допускаемой в процессе оптимизации при задействовании методов линейной и билинейной аппроксимации для построения модели поверхности отклика, была решена тестовая задача, результаты которой рассмотрены в данной статье.

Постановка задачи. Исследовалось напряженно-деформированное состояние (НДС) тонкостенной конструкции на примере бронетранспортера БТР-80 с базовой толщиной панелей 6 мм при введении усилительных швеллеров и стоек в зоне погонного кольца и варьировании их толщин.

Зона конструкции, требующая усиления, была определена исходя из результатов анализа НДС при помощи метода конечных элементов (МКЭ) [1, 2]. Перемещения и напряжения в корпусе бронетранспортера от действия вертикальной нагрузки, приложенной к кромке погонного кольца, приведены на рисунках 1, 2. Относительно реальных нагрузок, действующих на бронекорпус, можно отметить, что они порождаются весом, инерционными усилиями при движении бронетранспортера по пересеченной местности, а также реактивными силами отдачи при осуществлении стрельбы из пушек, которыми оснащены боевые модели современных бронетранспортеров.

Учитывая, что напряженно-деформированное состояние бронекорпуса исследуется в упругой постановке, то справедлив принцип суперпозиции. В связи с этим в качестве пробной нагрузки было приложено усилие 1 кН, действующее вдоль вертикальной оси вниз. Для учета влияния остальных компонент усилий и моментов процедура является аналогичной.



Рис. 1 – Перемещения в корпусе бронетранспортера, м

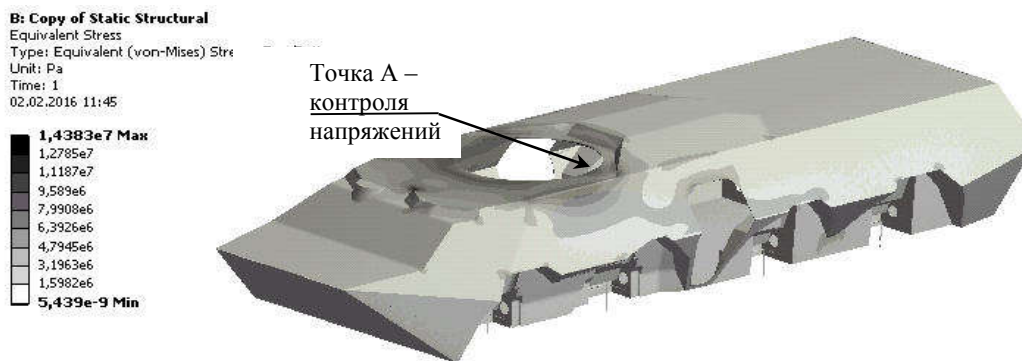


Рис. 2 – Напряжения в корпусе бронетранспортера, Па

Таким образом, из опыта решения подобных задач [3–7] сделан вывод о том, что в модель целесообразно добавить следующие элементы усиления, рис. 3:

- два поперечных швеллера с разных сторон погонного кольца;
- две вертикальные стойки;
- косынки – для связи швеллера и крыши корпуса.

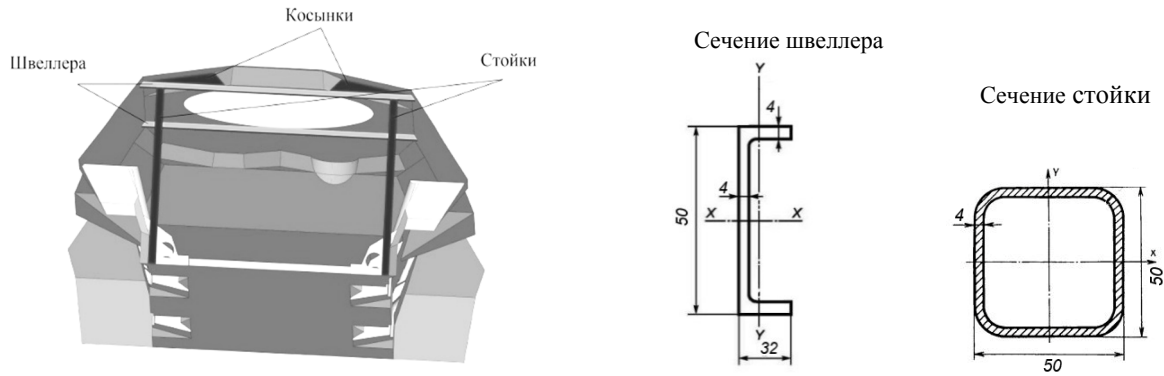


Рис. 3 – Конструкция с элементами усиления

Номинальные толщины усилительных элементов 4 мм. Толщина косынок устанавливалась равной толщине полки швеллера.

Для построения действительной поверхности отклика было проведено серию расчетов НДС конструкции с разными комбинациями толщин швеллеров и стоек, варьируемых в пределах от 0 до 15 мм с шагом 0,5, рис. 4, 5.

Далее согласно подходу, описанному в статье [8], для действительных поверхностей отклика были получены кусочно-линейные и кусочно-билинейные аппроксимирующие функции [9, 10] при размерности сетки, наброшенной на область варьирования параметров элементов конструкции – 7×7 .

Действительные и аппроксимирующие (темным цветом) поверхности отклика в одной системе координат изображены на рис. 6–9.

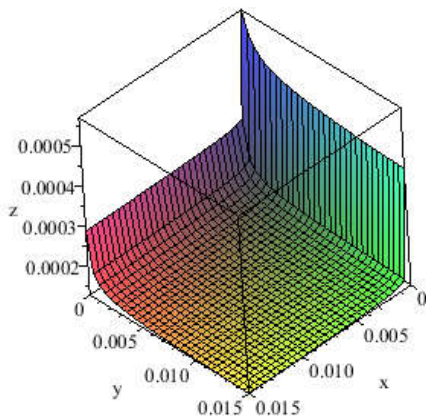


Рис. 4 – Действительная поверхность отклика перемещений в точке А

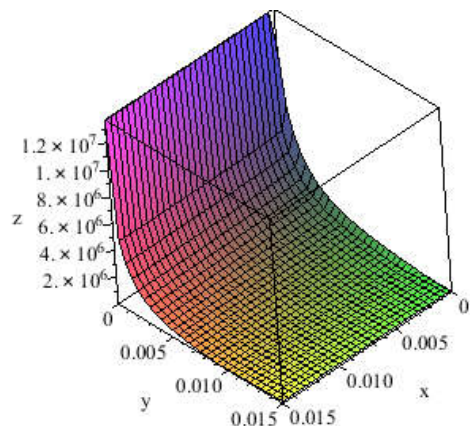


Рис. 5 – Действительная поверхность отклика напряжений в точке А

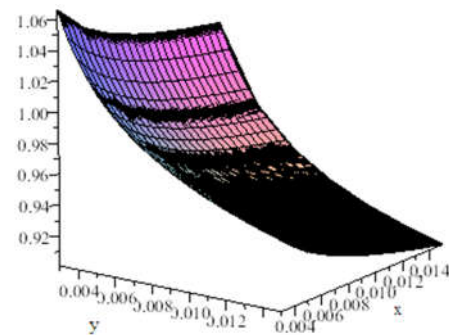


Рис. 6 – Действительная и аппроксимирующая кусочно-линейная поверхности отклика (относительные перемещения)

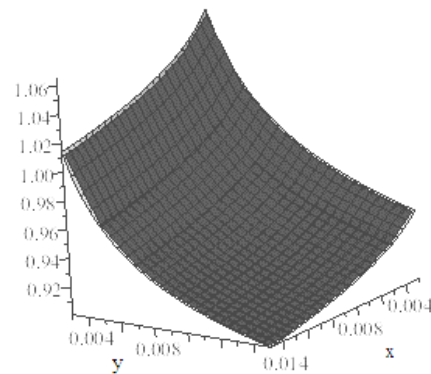


Рис. 7 – Действительная и аппроксимирующая кусочно-билинейная поверхности отклика (относительные перемещения)

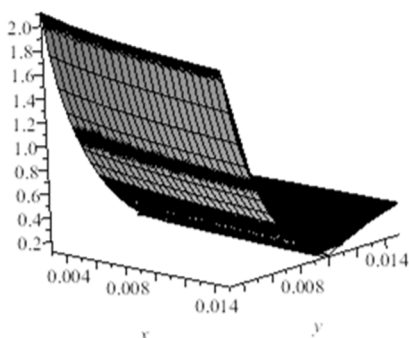


Рис. 8 – Действительная и аппроксимирующая кусочно-линейная поверхности отклика напряжений (относительные напряжения)

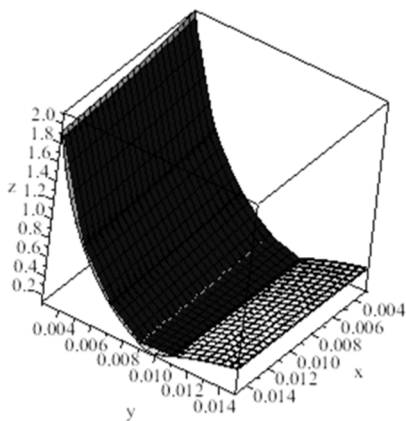


Рис. 9 – Действительная и аппроксимирующая кусочно-билинейная поверхности отклика напряжений (относительные напряжения)

Погрешность при построении модели составила:
 – для перемещений – не больше 0,6 % в случае линейной аппроксимации, до 0,6 % – в случае билинейной аппроксимации, рис. 10, 11. На приведенных графиках видно, что, хотя максимальные погрешности линейризованной и билинейризованной поверхностей равны, в некоторых узлах билинейная модель оказывается более точной;

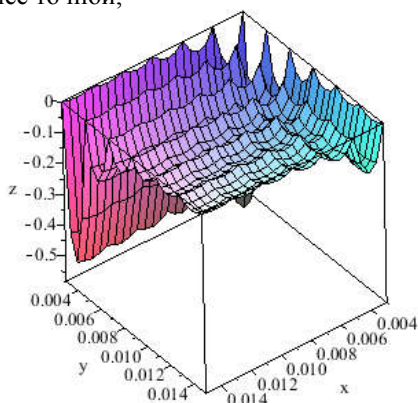


Рис. 10 – Разность действительной и линейризованной функций отклика перемещений, %

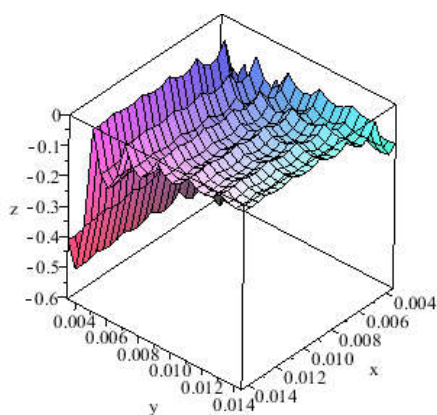


Рис. 11 – Разность действительной и билинейризованной функций отклика перемещений, %

– для напряжений – максимум 9 % в случае линейной аппроксимации, и также до 9 % – в случае билинейной аппроксимации, рис. 12, 13.

Таким образом, результаты исследований показали, что при приближении к зонам резкого изменения функций отклика применение данных методов аппроксимации приводит к большим погрешностям.

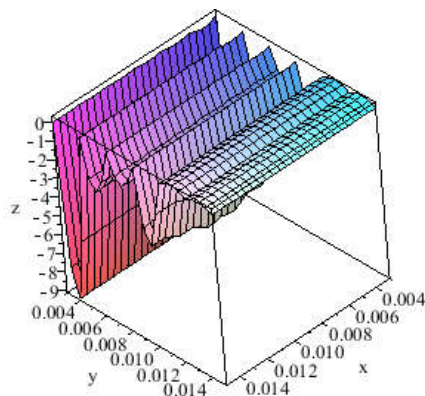


Рис. 12 – Разность действительной и линейризованной функций отклика напряжений, %

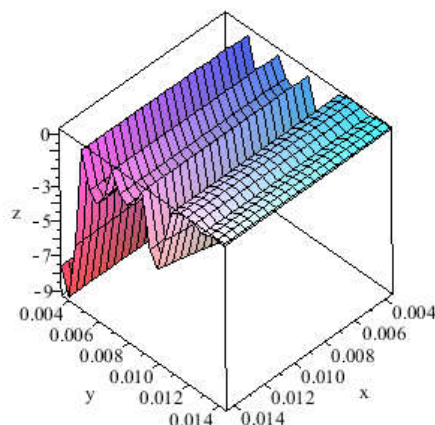


Рис. 13 – Разность действительной и билинейризованной функций отклика напряжений, %

Предполагается, что кусочно-полиномиальная аппроксимация с использованием базисных функций Эрмита [11–13], рассмотренная в статье [14], в данном случае должна показать более приемлемый результат. Конечно, следует отметить, что количество требуемых для построения модели "реперных" решений при задействовании данного метода повышается.

Интервалы переменных x и y были разбиты на 6 подынтервалов (по 7 узловых точек). Также для нахождения производных в узловых точках были введены промежуточные узлы. Соответственно, для построения аппроксимации потребовалось найти 113 решений задачи анализа НДС корпуса бронетранспортера.

Далее по этим данным были построены непосредственно аппроксимации поверхностей отклика, рис. 14, 15.

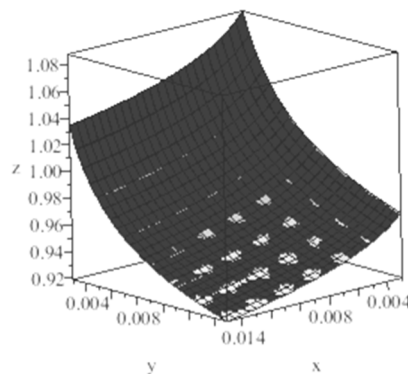


Рис. 14 – Действительная и аппроксимирующая поверхности отклика перемещений (относительные перемещения) в одной системе координат

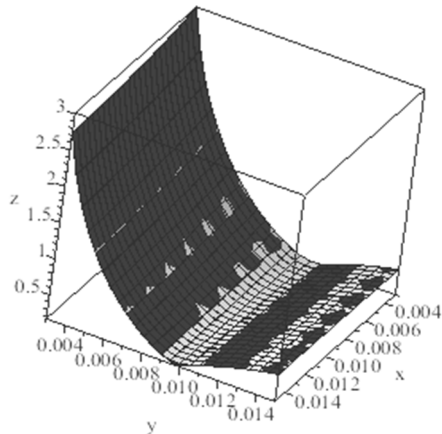


Рис. 15 – Действительная и аппроксимирующая поверхности отклика напряжений (относительные напряжения) в одной системе координат

Погрешность данного метода также была вычислена, и составила 0,15 % – для поверхности отклика перемещений, 2 % – для поверхности отклика напряжений, рис. 16, 17.

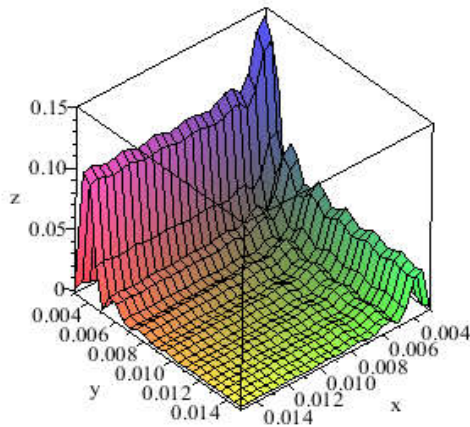


Рис. 16 – Погрешность при аппроксимации действительной функции отклика перемещений функциями Эрмита, %

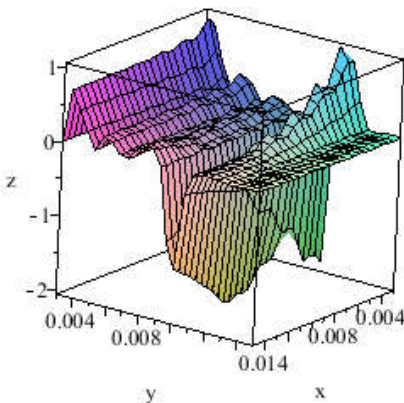


Рис. 17 – Погрешность при аппроксимации действительной функции отклика напряжений функциями Эрмита, %

Выводы. Таким образом, нашли подтверждения тенденции изменения поверхности отклика: в зоне малых толщин швеллеров и стоек усиления они изменяются очень резко, при больших толщинах – практически не изменяются. Также в качестве заключения можно отметить, что для данной тестовой задачи параметрической и структурной оптимизации корпуса бронетранспортера наибо-

лее точные аппроксимации функций отклика были получены при применении метода аппроксимации локальными функциями Эрмита. Допустимость же применения методов линеаризации и билинеаризации является вопросом дискуссионным, т. к. оба они дают большую погрешность в зонах резкого изменения функций отклика.

Список литературы

1. Zienkiewicz, O. S. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / O. S. Zienkiewicz, R. L. Taylor – London : Mc Graw-Hill, 1989. – 648 p.
2. Flaherty, J. E. Finite Element Analysis / J. E. Flaherty – New York: Spring, 2000. – 323 p.
3. Ткачук М. А. Проблема забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин: підходи, моделі та методи / М. А. Ткачук, О. В. Литвиненко, А. В. Грабовський, І. В. Цебряк // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ "ХПІ". – 2015. – № 43 (1152). – С. 123–131.
4. Васильєв А. Ю. Методи забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень / А. Ю. Васильєв, М. М. Ткачук, А. Ю. Танченко, О. В. Мартиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ "ХПІ". – 2015. – № 43 (1152). – С. 12–16.
5. Литвиненко А. В. Проектно-технологическое обеспечение тактико-технических характеристик легкобронированных машин на основе исследования прочностных характеристик корпусов / А. В. Литвиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ "ХПІ", 2014. – № 14 (1057). – С. 50–56.
6. Литвиненко А. В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению тактико-технических характеристик военных колесных и гусеничных машин путем обоснования параметров бронекорпусов по критериям прочности и защищенности / А. В. Литвиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ "ХПІ", 2014. – № 29 (1072). – С. 68–77.
7. Литвиненко А. В. Оценка чувствительности прочностных, жесткостных и динамических характеристик бронекорпусов на варьирование проектно-технологических параметров / А. В. Литвиненко, В. В. Вакуленко, Н. А. Ткачук, С. Т. Бруль, Л. К.-А. Магералов // Інтегровані технології та енергозбереження. Щоквартальний науково-практичний журнал. – Харків : НТУ "ХПІ", 2014. – № 3. – С. 145–153.
8. Чубань М. А. Модели аппроксимации поверхности отклика в оптимизационных исследованиях машиностроительных конструкций / М. А. Чубань, П. И. Шейченко, Р. В. Граборов // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х. : НТУ "ХПІ". – 2015. – № 62 (1171). – С. 46–51.
9. Myers, R. Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments. – 3rd ed. / R. Myers, D. Montgomery, C. Anderson-Cook. – New Jersey : John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, 2009. – 1247 p.
10. Zhang, H. Linearly constrained global optimization via piecewise-linear approximation / H. Zhang, Sh. Wang // Journal of Computational and Applied Mathematics, 2008. – 214. – pp 111–120.
11. Jung, Soon-Mo Approximation of analytic functions by Hermite functions / Soon-Mo Jung // Bulletin des Sciences Mathematiques, 2009. – Volume 133, Issue 7. – P. 756–764.
12. Lorentz, R. Multivariate hermite interpolation by algebraic polynomials: / R. Lorentz // A survey. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2000. – 122. – P. 167–201.
13. Beliczynski, B. Approximation of Functions by Multivariable Hermite Basis: A Hybrid Method / B. Beliczynski // Adaptive and Natural Computing Algorithms. Series Lecture Notes in Computer Science. – Springer Berlin Heidelberg. – 2011. – Volume 6593. – pp 130–139.
14. Чубань М. А. Аппроксимация поверхности отклика для использования в процессе параметрического синтеза машиностроительных конструкций / М. А. Чубань // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Транспортне машинобудування. – 2015. – № 43 (1152). – С. 161–164.

References (transliterated)

1. Zienkiewicz, O. S. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / O. S. Zienkiewicz, R. L. Taylor – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648 p.

2. *Flaherty, J. E.* Finite Element Analysis / *J. E. Flaherty* – New York: Spring, 2000. – 323 p.
3. *Tkachuk M. A.* Problema zabezpechennya taktiko-tehnichnih karakteristik boyovih bronovanih mashin: pldhodi, modeli ta metodi / *M. A. Tkachuk, O. V. Litvinenko, A. V. Grabovskiy, I. V. Tsebryuk* // *Visnik NTU "HPH"*. Zb. nauk. prats. Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – Kharkiv : NTU "KhPI". – 2015. – No 43 (1152). – P. 123–131.
4. *Vasilev A. Yu.* Metodi zabezpechennya taktiko-tehnichnih karakteristik viyskovih gusenichnih i kolisnih mashin na etapi proektnih doslidzhen / *A. Yu. Vasilev, M. M. Tkachuk, A. Yu. Tanchenko, O. V. Martinenko* // *Visnik NTU "KhPI"*. Zb. nauk. prats. Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – Kharkiv : NTU "KhPI". – 2015. – No 43 (1152). – P. 12–16.
5. *Litvinenko A. V.* Proektno-tehnologicheskoe obespechenie taktiko-tehnicheskikh karakteristik legkobronirovaniy mashin na osnove issledovaniya prochnostnykh karakteristik korpusov / *A. V. Litvinenko* // *Visnik NTU "KhPI"*. Zb. nauk. prats. Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – No 14 (1057). – P. 50–56.
6. *Litvinenko A. V.* Obschiy podhod k proektno-tehnologicheskomu obespecheniyu taktiko-tehnicheskikh karakteristik voennykh kolesnykh i gusenichnykh mashin putem obosnovaniya parametrov bronekorpusov po kriteriyam prochnosti i zaschischnosti / *A. V. Litvinenko* // *Visnik NTU "KhPI"*. Zb. nauk. prats. Seriya: Mashinostroyeniye ta SAPR. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – No 29 (1072). – P. 68–77.
7. *Litvinenko A. V.* Otsenka chuvstvitelnosti prochnostnykh, zhestkostnykh i dinamicheskikh karakteristik bronekorpusov na varirovaniye proektno-tehnologicheskikh parametrov / *A. V. Litvinenko, V. V. Vakulenko, N. A. Tkachuk, S. T. Brul, L. K.-A. Mageramov* // *Integrovaniye tehnologiyi ta energoberezhennya. Schokvartalnyi naukovopraktychniy zhurnal*. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – No 3. – P. 145–153.
8. *Chuban M. A.* Modeli approksimatsii poverhnosti otklika v optimizatsionnykh issledovaniyakh mashinostroyitelnykh konstruksiy / *M. A. Chuban, R. I. Sheychenko, R. V. Graborov* // *Visnik NTU "KhPI"*. Zb. nauk. prats. Seriya: Novi rishennya v suchasnykh tehnologiyah. – Kharkiv : NTU "KhPI". – 2015. – No 62 (1171). – P. 46–51.
9. *Myers, R.* Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments. – 3rd ed. / *R. Myers, D. Montgomery, C. Anderson-Cook*. – New Jersey : John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, 2009. – 1247 p.
10. *Zhang, H.* Linearly constrained global optimization via piecewise-linear approximation / *H. Zhang, Sh. Wang* // *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 2008. – 214. – pp 111–120.
11. *Jung, Soon-Mo* Approximation of analytic functions by Hermite functions / *Soon-Mo Jung* // *Bulletin des Sciences Mathematiques*, 2009. – Volume 133, Issue 7. – P. 756–764.
12. *Lorentz, R.* Multivariate hermite interpolation by algebraic polynomials: / *R. Lorentz* // *A survey. Journal of Computational and Applied Mathematics*, 2000. – 122 – P.167–201.
13. *Beliczynski, B.* Approximation of Functions by Multivariable Hermite Basis: A Hybrid Method / *B. Beliczynski* // *Adaptive and Natural Computing Algorithms. Series Lecture Notes in Computer Science*. – Springer Berlin Heidelberg. – 2011. – Volume 6593. – pp 130–139.
14. *Chuban M. A.* Approksimatsiya poverhnosti otklika dlya ispolzovaniya v protsesse parametricheskogo sinteza mashinostroyitelnykh konstruksiy / *M. A. Chuban* // *Visnik NTU "KhPI"*. Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – 2015. – No 43 (1152). – P. 161–164.

Поступила (received) 05.02.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Вплив варіювання проектних параметрів на характеристики міцності та жорсткості корпусів легкоброньованих машин / М. О. Чубань, Р. І. Шейченко, Р. В. Граборов, А. В. Грабовський, А. Ю. Танченко, М. А. Ткачук // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 149–155. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Влияние варьирования проектных параметров на прочностные и жесткостные характеристики корпусов легкобронированных машин / М. А. Чубань, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, А. В. Грабовский, А. Ю. Танченко, Н. А. Ткачук // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 149–155. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0791.

Effect of design parameters varying on strenght and stiffness characteristics of light armored vehicles hulls / M. Chuban, R. Sheychenko, R. Graborov, A. Grabovskiy, A. Tanchenko, M. Tkachuk // *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 149–155. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Чубань Марина Олександрівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Чубань Марина Александровна – Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", аспирант кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Chuban Maryna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; phone: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Шейченко Роман Игоревич – головний конструктор проекту вагонів-цистерн ТОВ Науково-інженерний центр УК "РейлТрансХолдінг", м. Маріуполь.

Шейченко Роман Игоревич – главный конструктор проекта вагонов-цистерн ООО Научно-инженерный центр УК "РэйлТрансХолдинг", г. Мариуполь.

Sheychenko Roman – chief designer of the tank-car project at the JSC Science Engineering Center UK RailTrans Holding", Mariupol.

Граборов Роман Вікторович – начальник групи технічних розрахунків ТОВ Науково-інженерний центр УК "РейлТрансХолдінг", м. Маріуполь.

Граборов Роман Викторович – начальник группы технических расчетов ООО Научно-инженерный центр УК "РэйлТрансХолдинг", г. Мариуполь.

Graborov Roman – chief of technical calculations group of the JSC Science Engineering Center UK "RailTrans Holding", Mariupol.

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-61-66; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Грабовский Андрей Владимирович – кандидат технических наук, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", старший научный сотрудник кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-61-66; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Grabovskiy Andrey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-61-66; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Танченко Андрій Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-saprg.org.

Танченко Андрей Юрьевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", научный сотрудник кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-saprg.org.

Tanchenko Andriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-saprg.org.

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", заведующий кафедрой теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Tkachuk Mykola – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Chief of the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

ЗМІСТ

<i>Андрієнко С. В., Устиненко О. В.</i> Підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу зубця зірочки.....	3
<i>Бондаренко О. В., Устиненко О. В.</i> Рациональне проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів методом псевдовипадкового пошуку при декількох критеріях	8
<i>Власенко В. Н., Фей В. М., Добровольская И. В.</i> Разработка руководящего документа по проектированию, изготовлению и испытанию механических приводов	13
<i>Гаврилов С. А., Ишин Н. Н., Гоман А. М., Скороходов А. С.</i> Уточненный расчет параметров ударных импульсов в зубчатом зацеплении	19
<i>Гутиря С. С., Гайдамака А. В.</i> Методологія системного моделювання технічного рівня підшипників ковчання	24
<i>Гутиря С. С., Чанчин А. Н., Желова В. М., Хомяк Ю. М.</i> Аналитическое моделирование и прочностной расчет эпицикла планетарного редуктора	29
<i>Гутиря С. С., Ягліньський В. П., Чанчин А. М.</i> Головні частоти редукторів порталних тягових мостів	36
<i>Захарченко А. В.</i> Влияние концентрации химически активных веществ на микромеханические характеристики поверхностных слоёв трибосопряжений: объекты, средства и методы исследований.....	41
<i>Ishin N. N., Gavrilov S. A., Maksimchenko N. N.</i> The vibration diagnostics of the mobile machines tooth gears	51
<i>Кайдалов Р. О.</i> Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля.....	59
<i>Калінін П. М., Остапчук Ю. О., Жережон-Зайченко Ю. В., Юсов В. І., Сериков В. І.</i> До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів	64
<i>Карпов А. П., Носко П. Л., Филь П. В., Бойко Г. А.</i> Снижение виброактивности зубчатых передач применением асимметричной функции передаточного отношения.....	72
<i>Kopiláková V., Vořanský M., Petrák L.</i> Comparison HRC and C–C gearing for damage to pitting.....	77
<i>Короткин В. И.</i> О предпочтительных сферах применения зубчатых передач Новикова и эвольвентных	82
<i>Малащенко В. О., Стрілець О. Р., Стрілець В. М.</i> Керування змінами швидкості за допомогою багатосходиноквої зубчастої диференціальної передачі через сонячне зубчате колесо	87
<i>Маргулис М. В., Гордиенко Я. О.</i> Разработка оптимизированной методики расчета волновых прецессионных передач с телами качения.....	92
<i>Матусевич В. А., Шарабан Ю. В., Шехов А. В., Абрамов В. Т.</i> Оптимизация динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях планетарного механизма типа $n \times A1$ при контактной прочности	97
<i>Матюшенко Н. В., Федченко А. В., Березной В. А.</i> Подрезание зубьев в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ	104
<i>Настасенко В. А.</i> Основные принципы синтеза системы комплексно-ориентированной разработки и производства продукции (КОРПП).....	108
<i>Обайди А. С., Ягліньський В. П., Козерацький Г. В., Москвичев Н. Н.</i> Кинематика штанг полноправного тренажера-гексапода	115
<i>Попов А. П., Мироненко А. И., Савенков О. И.</i> Контактная прочность зубчатых передач с учетом влияния перекосов зубьев	121
<i>Протасов Р. В., Устиненко А. В.</i> Синтез эволютного зацепления и анализ его качественных показателей.....	125
<i>Проценко В. О., Клементьєва О. Ю.</i> Особливості компоновки муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування	134
<i>Руснак Ю., Каднар М., Ткач З.</i> Исследование трибологических свойств материалов, полученных с помощью плазменной технологии термического напыления для активного зуба.....	138
<i>Самидов Х. С., Ахадов А. Б.</i> Оптимизация динамических процессов приводов технологических машин методом "Обобщённые безразмерные параметры"	142
<i>Ткаченко В. Н.</i> Испытания волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн на выносливость	146
<i>Чубань М. А., Шейченко Р. И., Граборов Р. В., Грабовский А. В., Танченко А. Ю., Ткачук Н. А.</i> Влияние варьирования проектных параметров на прочностные и жесткостные характеристики корпусов легкобронированных машин	149

CONTENTS

Andrienko S. V., Ustinenko A. V. Increase the resource of chain drive by the criterion of sprocket tooth wear	3
Bondarenko A. V., Ustinenko A. V. Rational design of gear cylindrical gear by pseudo-random search with several criteria	8
Vlasenko V. N., Fey V. M., Dobrovolska I. V. The development of a guidance document for the design, manufacture and test mechanical actuators	13
Gavrilov S. A., Ishin N. N., Goman A. M., Skorokhodov A. S. The method of vibration-pulse diagnosing of a technical condition of gears	19
Gutyrya S. S., Gaydamaka A. V. Methodology of system simulation performance technical level of rolling bearings	24
Gutyrya S. S., Khomiak Y. M., Zheglova V. M., Chanchin A. M. Analytical modeling and strength calculation of an epicycle of a planetary gear	29
Gutyrya S. S., Yaglinsky V. P., Chanchin A. M. Main frequencies of gearboxes of portal driving axles	36
Zakharchenko A. V. The influence of the concentration of chemically active substances on the micromechanical characteristics of the surface layers of friction units: the objects, means and methods of research	41
Ishin N. N., Gavrilov S. A., Maksimchenko N. N. The vibration diagnostics of the mobile machines tooth gears.....	51
Kaidalov R. O. Study kinematics and dynamics of a hybrid electromechanical drive wheel drive car	59
Kalinin P., Ostapchuk Yu., Zherezhon-Zaichenko Yu., Yusov V., Serikov V. On the issue of sustainable design best-stepped gear reducers	64
Karpov A. P., Nosko P. L., Fil P. V., Boyko G. A. Reduction of gear transmission vibroactivity using an asymmetrical function of the gear ratio	72
Kopiláková B., Božanský M., Petrák L. Comparison HRC and C-C gearing for damage to pitting	77
Korotkin V. I. About preferred areas of Novikov gearing and involute gearing.....	82
Malashchenko V. O., Strilets O. R., Strilets V. M. Speed change management via multistep epicyclic gear train by the sun gear	87
Margulies M. V., Gordienko Ya. O. The development of optimized methodics of calculation of harmonic precessional drives with rolling elements	92
Matusevich V. A., Sharaban U. V., Shehov A. V., Abramov V. T. Optimization of the dynamic loading in the toothed hooking of planetary mechanism of type $n \times \overline{AI}$ at contact durability	97
Matyushenko N. V., Fedchenko A. V., Berezhniy V. A. Cropping teeth in cylindrical gears Novikov DLA	104
Nastasenko V. A. The Main Principles of Synthesis of System Complex-Oriented of Development and Production of Products (CODPP)	108
Obaydi A., Yaglinsky V., Kozeratsky G., Moskvitshev N. Kinematics of rods of full simulator hexapod	115
Popov A. P., Myronenko A. I., Savenkov O. I. Contact strength of gears, taking into account the effect of skewing the teeth	121
Protasov R. V., Ustinenko A. V. Synthesis evolute gearing and analysis of its qualitative indicators	125
Protsenko V. O., Klementyeva O. Yu. Features layout with face couplings installing ropes tangential location	134
Rusnák J., Kadnar M., Tkáč Z. Research the tribological properties of the materials obtained by the plasma thermal spraying technology for active tooth	138
Samidov X. S., Ahadov A. B. Optimization of dynamic processes of technological machines drives by "Generalized dimensionless parameters"	142
Tkachenko V. N. Testing the harmonic drive with disk generator wave on endurance.....	146
Chuban M., Sheychenko R., Graborov R., Grabovskiy A., Tanchenko A., Tkachuk M. Effect of design parameters varying on strenght and stiffness characteristics of light armored vehicles hulls.....	149

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"**

Збірник наукових праць

Серія:
Проблеми механічного приводу

№ 23 (1195) 2016

Наукові редактори д-р техн. наук, проф. М. А. Ткачук,
канд. техн. наук, доц., с.н.с. О. В. Устиненко
Технічний редактор канд. техн. наук, доц., с.н.с. О. В. Устиненко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПІ".
Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин.
Тел.: (057) 707-69-01, (057) 707-69-02, (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapri.org

Обл.-вид № 18–16.

Підп. до друку 11.07.2016 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 18,25. Облік.-вид. арк. 18,7.
Тираж 100 пр. Зам. № 7. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ". Свідоцтво про державну реєстрацію
суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, віл Фрунзе, 21

Надруковано в поліграфцентрі "Влавке"
Харків, вул. Жон Мироносиць, 10, оф. 6
тел. +38 (057) 714-06-74, +38 (050) 976-32-87
copy@vlavke.com.ua, <http://vlavke.com.ua>

