У роботі пропонується модифікація базової математичної моделі динаміки одноступінчастої зубчастої передачі, для випадку однакових значень жорсткостей опор. Наведено базову та модифіковану математичні моделі з відповідною таблицею ідентифікаторів

Ключові слова: модель, динаміка, жорсткість опори, ідентифікатор

В работе предлагается модификация базовой математической модели динамики одноступенчатой зубчатой передачи, для случая одинаковых значений жесткостей опор. Приведены базовая и модифицированная математические модели с соответствующей таблицей идентификаторов

Ключевые слова: модель, динамика, жесткость опоры, идентификатор

The modification of the basic mathematical model of the dynamics of a single-stage gear system, in the case of equal values of the rigidity of the bearings is proposed. The basic and the modified mathematical model with the appropriate identifier table is shown.

Keywords: mathematical model, dynamic, rigidity of the bearing, identifier

УДК 621.01:531

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗА УМОВИ РІВНОСТІ ЗНАЧЕНЬ ЖОРСТКОСТЕЙ ОПОР

А.А. Тимченко
Доктор технічних наук, профессор, завідуючий кафедрою
Кафедра комп'ютерних технологій*
Контактний тел.: (0472) 71-00-86
E-mail: tymchenko@ukr.net

К.Я. Охріменко
Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра комп'ютеризованих технологій машинобудування*
Контактний тел.: (0472) 43-68-06

П.В. Дяченко
Молодший науковий співробітник*
Контактний тел.: (0472) 71-29-95
E-mail: dpv-orion@yandex.ru

*Черкаський державний технологічний університет
бул. Шевченка, 460, м. Черкаси, Україна, 18006

1. Постановка проблеми

Важливою проблемою у машинобудуванні, приладобудуванні та ряді інших галузей пов'язаних з розробкою та застосуванням зубчастих передач, є поглиблене дослідження їх динаміки. Таке дослідження передбачає розгляд впливу різноманітних факторів на динамічну навантаженість і коливальний процес у рамках внутрішньої і зовнішньої динаміки.

Однією з основних причин, що стимулює дослідження динаміки зубчастих передач є необхідність зниження їх віброактивності, за умов підвищених швидкостей, та пов'язаної з цим насиченості вібраційних спектрів. Загальноприйнятою є думка [1], що найдієвішим методом зниження віброактивності механізмів що містять зубчасті передачі, є відстройка робочих режимів зубчастих передач від резонансів, обумовлених як внутрішньою так і зовнішньою динамікою механізмів.

Резонанси, що пов'язані з зовнішньою динамікою, обумовлені широким спектром збурюючих сил, створюваних великою кількістю зовнішніх факторів і полігармонічним характером збудження у зубчастих зачепленнях. Крім того, зубчасті передачі працюють за умов широкого вар'ювання кутових швидкостей зубчастих коліс, що призводить до відповідного зміщення спектру збурюючих сил на частотній осі.

Внутрішня динаміка механічної системи обумовлена наявністю спектру частот власних коливань її елементів. Враховуючи те, що найдієвішим способом зниження віброактивності зубчастих передач є спосіб описаний вище, можна зробити висновок, що точність динамічної і відповідно математичної моделі механічної системи визначається її інформативністю. Під інформативністю у даному випадку слід вважати кількість врахованих конструктивних, геометричних, динамічних, інерційно-пружних та демпфуючих параметрів моделі. Чим вищою буде ступінь деталізації прийнятої динамічної і відповідно математичної моделі, тим вона буде точнішою.

Розв'язати задачу підвищення достовірності та точності опису динаміки коливальних процесів у механічних системах класу зубчастих передач, можна тільки на основі створення нових математичних моделей, що описують результати спостережень динамічного процесу на виході системи, і орієнтовані на сучасний рівень комп'ютеризації досліджень у поєднанні з застосуванням чисельно-аналітичних методів обробки експерементальних даних.

2. Аналіз наукових публікацій

Проблема побудови математичних моделей тісно пов'язана з проблемою адекватності математичного опису динамічного процесу на виході коливальної системи. Її вирішенню присвячені фундаментальні праці вчених радянської школи І. І. Артоболевського, В. В. Болотіна, Ю. А. Митропольського, Я. Г. Пановко та ін. Значний внесок у розвиток математичного опису механічних систем класу зубчастих передач, розсіювання енергії у яких викликане дисипативними силами, внесли вчені М. Д. Генкін, В. К. Грінкевич, Б. М. Абрамов, Е. Л. Айрапетов, Ф. Я. Балицький, Л. М. Гаркаві [2-6]. Насьогодні існують різноманітні підходи і способи визначення динамічних систем, класу зубчастих передач. Серед них чільне місце займають підходи, що грунтуються на тривимірному опису динаміки коливальних процесів механічних систем. Одна з математичних моделей одноступінчастої зубчастої передачі, що створена на основі такого підходу опублікована у [7].

3. Мета статті

Метою статті є отримання на основі [7] математичної моделі динаміки одноступінчастої косозубої евольвентної зубчастої передачі з урахуванням кінематичних похибок переміщення, яка б за спрощених умов описувала динаміку коливальних процесів досліджуваної механічної системи. За спрощені умови приймемо випадок моделювання динаміки зубчастої передачі, у передбаченні що значення жорсткостей її опор приймаються одинаковими в усіх напрямках.

4. Основна частина

Опублікована у [7] математична модель описує динаміку коливальних процесів одноступінчастої зубчастої передачі на жорсткості опор без врахування фактору демпфування системи. Модель дає можливість досліджувати вплив мас зубчастих коліс, пружності і довжини валів на значення частот і форм власних коливань елементів зубчастої передачі. З врахуванням кінематичних похибок переміщень, математична модель [7] має вигляд:

$$\ddot{\phi} = -\left[\frac{k_1}{J}\right]\phi + \left[\frac{k_1}{J}\right]\phi_1 + \left[\frac{M}{J}\right];$$

$$\ddot{\phi}_1 = \left[\frac{k_1}{J_{x1}}\right]\phi - \left[\frac{k_1}{J_{x1}}\right]\phi_1 - \left[\frac{C_7(t)r_{b1}}{J_{x1}}\right]x_1 + \left[\frac{C_7(t)r_{b1}}{J_{x1}}\right]x_2;$$

$$\ddot{\phi}_2 = -\left[\frac{k_2}{J_{x2}}\right]\phi_2 + \left[\frac{k_2}{J_{x2}}\right]\phi_3 + \left[\frac{C_7(t)r_{b2}}{J_{x2}}\right]x_1 - \left[\frac{C_7(t)r_{b2}}{J_{x2}}\right]x_2;$$

$$\ddot{\phi}_3 = \left[\frac{k_2}{J_3}\right]\phi_2 - \left[\frac{k_2}{J_3}\right]\phi_3 + \left[\frac{M_3}{J_3}\right];$$

$$\ddot{\varphi}_1^y = \left[\frac{r_{b1}}{J_{y1}}\right]\phi_1 - \left[\frac{r_{b2}}{J_{y1}}\right]\phi_2 + \left[\frac{C'_{1Z}l_1^2 + C''_{1Z}l_2^2}{J_{y1}} + \frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y - \left[\frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y + \left[\frac{tg\beta_0}{J_{y1}}\right]x_1 -$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{J_{y1}}\right]x_2 + \left[\frac{C'_{1Z}l_1 + C''_{1Z}l_2}{J_{y1}} + \frac{C_7(t)\xi}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]z_1 - \left[\frac{C_7(t)\xi}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]z_2 + \left[\frac{\delta\phi + j}{J_{y1}}\right];$$

$$\ddot{\varphi}_2^y = \left[\frac{r_{b1}}{J_{y2}}\right]\phi_1 - \left[\frac{r_{b2}}{J_{y2}}\right]\phi_2 - \left[\frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y + \left[\frac{C'_{2Z}l_1^2 + C''_{2Z}l_2^2}{J_{y2}} + \frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y + \left[\frac{tg\beta_0}{J_{y2}}\right]x_1 -$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{J_{y2}}\right]x_2 - \left[\frac{C_7(t)\xi}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]z_1 - \left[\frac{C'_{2Z}l_1 + C''_{2Z}l_2}{J_{y2}} - \frac{C_7(t)\xi}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]z_2 + \left[\frac{\delta\phi + j}{J_{y2}}\right];$$

$$\ddot{\varphi}_1^z = \left[\frac{C'_{1Y}l_1^2 + C''_{1Y}l_2^2}{J_{z1}} + \frac{C_7(t)(r_{b1})^2 tg^2\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z - \left[\frac{C_7(t)(r_{b1})^2 tg^2\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z + \left[\frac{C'_{1Y}l_1 - C''_{1Y}l_2}{J_{z1}} + \frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]y_1 -$$

$$-\left[\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{\varphi}_2^z = -\left[\frac{C_7(t)(r_{b2})^2 tg^2\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z + \left[\frac{C'_{2Y}l_1^2 + C''_{2Y}l_2^2}{J_{z2}} + \frac{C_7(t)(r_{b2})^2 tg^2\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z - \left[\frac{C_7(t)r_{b2}tg\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]y_1 +$$

$$+\left[\frac{C''_{2Y}l_2 - C'_{2Y}l_1}{J_{z2}} + \frac{C_7(t)r_{b2}tg\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{x}_1 = \left[\frac{C_{1x} + C_7(t)(tg\beta_0 + 1)}{m_1}\right]x_1 - \left[\frac{C_7(t)(tg\beta_0 + 1)}{m_1}\right]x_2;$$

$$\ddot{x}_2 = \left[\frac{C_7(t)(1 - tg\beta_0)}{m_2}\right]x_1 + \left[\frac{C_{2x} + C_7(t)(tg\beta_0 + 1)}{m_2}\right]x_2;$$

$$\ddot{y}_1=\left[\frac{C''_{1Y}l_2-C'_{1Y}l_1}{m_1}+\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_1\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z-\left[\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_1\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z+\left[\frac{C''_{1Y}+C'_{1Y}}{m_1}+\frac{C_7(t)}{m_1\sin\alpha_t}\right]y_1-\left[\frac{C_7(t)}{m_1\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{y}_2=-\left[\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_2\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z-\left[\frac{C'_{2Y}l_1-C''_{2Y}l_2}{m_2}-\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_2\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z+\left[\frac{C_7(t)}{m_2\sin\alpha_t}\right]y_1+\left[\frac{C''_{2Y}+C'_{2Y}}{m_2}+\frac{C_7(t)}{m_2\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{z}_1=\left[\frac{r_{b1}}{m_1}\right]\phi_1-\left[\frac{r_{b2}}{m_1}\right]\phi_2+\left[\frac{C''_{1Z}l_2-C'_{1Z}l_1}{m_1}+\frac{C_7(t)\xi^2}{m_1\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y-\left[\frac{C_7(t)\xi^2}{m_1\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y+\left[\frac{tg\beta_0}{m_1}\right]x_1- \qquad (1)$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{m_1}\right]x_2+\left[\frac{C''_{1Z}+C'_{1Z}}{m_1}+\frac{C_7(t)\xi}{m_1\cos\alpha_t}\right]z_1-\left[\frac{C_7(t)\xi}{m_1\cos\alpha_t}\right]z_2-\left[\frac{\delta\phi+j}{m_1}\right];$$

$$\ddot{z}_2=\left[\frac{r_{b1}}{m_2}\right]\phi_1-\left[\frac{r_{b2}}{m_2}\right]\phi_2-\left[\frac{C_7(t)\xi^2}{m_2\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y+\left[\frac{C''_{2Z}l_2-C'_{2Z}l_1}{m_2}+\frac{C_7(t)\xi^2}{m_2\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y+\left[\frac{tg\beta_0}{m_2}\right]x_1-$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{m_2}\right]x_2-\left[\frac{C_7(t)\xi}{m_2\cos\alpha_t}\right]z_1+\left[\frac{C''_{2Z}+C'_{2Z}}{m_2}+\frac{C_7(t)\xi}{m_2\cos\alpha_t}\right]z_2-\left[\frac{\delta\phi+j}{m_2}\right];$$

За узагальнені координати математичної моделі (1) взято:

φ, φ_1, φ_2, φ_3 – кути повороту приєднаних мас та ділянок валів навколо осей x_1, x_2;

$\varphi_1^y,\varphi_1^z,\varphi_2^y,\varphi_2^z$ – кути повороту шестерні та колеса навколо осей y_1, y_2 та z_1, z_2;

x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2 – лінійні переміщення шестерні та колеса вздовж осей x, y, z.

Конструктивними, геометричними, динамічними та інерційно-пружними параметрами механічної системи є:

J, J_3 – моменти інерції приєднаних мас двигуна та навантаження відносно осі x;

J_{x1}, J_{x2} – моменти інерції відносно осі x ділянок валів між зубчастими колесами та приєднаними масами;

J_{y1}, J_{y2} – моменти інерції зубчастих коліс відносно осі y;

J_{z1}, J_{z2} – моменти інерції зубчастих коліс відносно осі z;

m_1, m_2 – маси зубчастих коліс;

M, M_3 – крутний момент двигуна та момент опору механізму навантаження відповідно;

k_1, k_2, l_1, l_2 – крутильні жорсткості та довжини валів;

C'_{1Z}, C''_{1Z} – жорсткості опор вхідного валу по осі z ;
C'_{1y}, C''_{1y} – жорсткості опор вхідного валу по осі y ;
C_{x1} – жорсткість опори вхідного валу по осі x ;
C'_{2Z}, C''_{2Z} – жорсткості опор вихідного валу по осі z ;
C'_{2y}, C''_{2y} – жорсткості опор вхідного валу по осі y ;
C_{x2} – жорсткість опори вхідного валу по осі x;

r_{b1}, r_{b2} – радіуси основних кіл зубчастих коліс; α_t – торцевий кут зачеплення; β_0 – кут нахилу зуба; ξ – поточна координата точки зачеплення зубців; $\delta\varphi$ – похибка кроку зачеплення; j – бічний зазор зачеплення.

Система диференціальних рівнянь (1) може бути спрощена, якщо припустити, що жорсткіть опор обох валів одинакова в усіх напрямах, прийнявши позначення $C=C'_{1y}=C'_{2y}=C''_{1y}=C''_{2y}=C'_{1z}=C''_{1z}=C'_{2z}=C''_{2z}$. Таке спрощення може дещо звузити можливості моделювання, оскільки можуть не враховуватись індивідуальні особливості конкретної аналізованої механічної системи, однак для більшості практичних випадків моделювання, таке спрощення моделі є оправданим, оскільки зменшує кількість її параметрів.

Перетворення виразів системи (1), які містять члени C'_{1y}, ..., C''_{2z}., рівняння, до яких вони входять, та відповідні їм позначення зведені до табл. 1.

Таблиця 1

Таблиця відповідності виразів та ідентифікаторів системи рівнянь (1)

Рівняння	Змінна	Вираз	Перетворення	Ідентифікатор
5	φ_1^y	$C'_{1Z}l_1^2+C''_{1Z}l_2^2$	$C(l_1^2+l_2^2)$	CL_1
5	z1	$C''_{1Z}l_2+C'_{1Z}l_1$	$C(l_2+l_1)$	CL_2
6	φ_2^y	$C'_{2Z}l_1^2+C''_{2Z}l_2^2$	$C(l_1^2+l_2^2)$	CL_1
6	z_2	$C'_{2Z}l_1+C''_{2Z}l_2$	$C(l_1+l_2)$	CL_2
7	φ_1^z	$C'_{1Y}l_1^2+C''_{1Y}l_2^2$	$C(l_1^2+l_2^2)$	CL_1
7	y_1	$C'_{1Y}l_1-C''_{1Y}l_2$	$C(l_1-l_2)$	CL_3
8	φ_2^z	$C'_{2Y}l_1^2+C''_{2Y}l_2^2$	$C(l_1^2+l_2^2)$	CL_1
8	y_2	$C''_{2Y}l_2-C'_{2Y}l_1$	$C(l_2-l_1)$	CL_4
11	φ_1^z	$C''_{1Y}l_2-C'_{1Y}l_1$	$C(l_2-l_1)$	CL_4
11	y_1	$C'_{1Y}+C''_{1Y}$	2C	2C
12	φ_2^z	$C'_{2Y}l_1-C''_{2Y}l_2$	$C(l_1-l_2)$	CL_3
12	y_2	$C'_{2Y}+C''_{2Y}$	2C	2C
13	φ_1^y	$C''_{1Z}l_2-C'_{1Z}l_1$	$C(l_2-l_1)$	CL_4
13	z_1	$C'_{1Z}+C''_{1Z}$	2C	2C
14	φ_2^y	$C''_{2Z}l_2-C'_{2Z}l_1$	$C(l_2-l_1)$	CL_4
14	z_2	$C'_{2Z}+C''_{2Z}$	2C	2C

Як видно з табл. 1, змін зазнали рівняння 5-8, та 11-14 системи (1). Після спрощення, з урахуванням наведених у табл. 1 ідентифікаторів, видозмінена математична модель динаміки зубчастої передачі набуде вигляду:

$$\ddot{\phi} = -\left[\frac{k_1}{J}\right]\phi + \left[\frac{k_1}{J}\right]\phi_1 + \left[\frac{M}{J}\right];$$

$$\ddot{\phi}_1 = \left[\frac{k_1}{J_{x1}}\right]\phi - \left[\frac{k_1}{J_{x1}}\right]\phi_1 - \left[\frac{C_7(t)r_{b1}}{J_{x1}}\right]x_1 + \left[\frac{C_7(t)r_{b1}}{J_{x1}}\right]x_2;$$

$$\ddot{\phi}_2 = -\left[\frac{k_2}{J_{x2}}\right]\phi_2 + \left[\frac{k_2}{J_{x2}}\right]\phi_3 + \left[\frac{C_7(t)r_{b2}}{J_{x2}}\right]x_1 - \left[\frac{C_7(t)r_{b2}}{J_{x2}}\right]x_2;$$

$$\ddot{\phi}_3 = \left[\frac{k_2}{J_3}\right]\phi_2 - \left[\frac{k_2}{J_3}\right]\phi_3 + \left[\frac{M_3}{J_3}\right];$$

$$\ddot{\varphi}_1^y = \left[\frac{r_{b1}}{J_{y1}}\right]\phi_1 - \left[\frac{r_{b2}}{J_{y1}}\right]\phi_2 + \left[\frac{CL_1}{J_{y1}} + \frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y - \left[\frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y + \left[\frac{tg\beta_0}{J_{y1}}\right]x_1 -$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{J_{y1}}\right]x_2 + \left[\frac{CL_2}{J_{y1}} + \frac{C_7(t)\xi}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]z_1 - \left[\frac{C_7(t)\xi}{J_{y1}\cos\alpha_t}\right]z_2 + \left[\frac{\delta\phi + j}{J_{y1}}\right];$$

$$\ddot{\varphi}_2^y = \left[\frac{r_{b1}}{J_{y2}}\right]\phi_1 - \left[\frac{r_{b2}}{J_{y2}}\right]\phi_2 - \left[\frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y + \left[\frac{CL_1}{J_{y2}} + \frac{C_7(t)\xi^2}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y + \left[\frac{tg\beta_0}{J_{y2}}\right]x_1 -$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{J_{y2}}\right]x_2 - \left[\frac{C_7(t)\xi}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]z_1 - \left[\frac{CL_2}{J_{y2}} - \frac{C_7(t)\xi}{J_{y2}\cos\alpha_t}\right]z_2 + \left[\frac{\delta\phi + j}{J_{y2}}\right];$$

$$\ddot{\varphi}_1^z = \left[\frac{CL_1}{J_{z1}} + \frac{C_7(t)(r_{b1})^2 tg^2\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z - \left[\frac{C_7(t)(r_{b1})^2 tg^2\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z + \left[\frac{CL_3}{J_{z1}} + \frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]y_1 -$$

$$-\left[\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{J_{z1}\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{\varphi}_2^z = -\left[\frac{C_7(t)(r_{b2})^2 tg^2\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z + \left[\frac{CL_1}{J_{z2}} + \frac{C_7(t)(r_{b2})^2 tg^2\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z - \left[\frac{C_7(t)r_{b2}tg\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]y_1 +$$

$$+\left[\frac{CL_4}{J_{z2}} + \frac{C_7(t)r_{b2}tg\beta_0}{J_{z2}\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{x}_1 = \left[\frac{C_{1x} + C_7(t)(tg\beta_0 + 1)}{m_1}\right]x_1 - \left[\frac{C_7(t)(tg\beta_0 + 1)}{m_1}\right]x_2;$$

$$\ddot{x}_2 = \left[\frac{C_7(t)(1 - tg\beta_0)}{m_2}\right]x_1 + \left[\frac{C_{2x} + C_7(t)(tg\beta_0 + 1)}{m_2}\right]x_2;$$

$$\ddot{y}_1 = \left[\frac{CL_4}{m_1} + \frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_1\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z - \left[\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_1\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z + \left[\frac{2C}{m_1} + \frac{C_7(t)}{m_1\sin\alpha_t}\right]y_1 - \left[\frac{C_7(t)}{m_1\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{y}_2 = -\left[\frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_2\sin\alpha_t}\right]\varphi_1^z - \left[\frac{CL_3}{m_2} - \frac{C_7(t)r_{b1}tg\beta_0}{m_2\sin\alpha_t}\right]\varphi_2^z + \left[\frac{C_7(t)}{m_2\sin\alpha_t}\right]y_1 + \left[\frac{2C}{m_2} + \frac{C_7(t)}{m_2\sin\alpha_t}\right]y_2;$$

$$\ddot{z}_1 = \left[\frac{r_{b1}}{m_1}\right]\phi_1 - \left[\frac{r_{b2}}{m_1}\right]\phi_2 + \left[\frac{CL_4}{m_1} + \frac{C_7(t)\xi^2}{m_1\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y - \left[\frac{C_7(t)\xi^2}{m_1\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y + \left[\frac{tg\beta_0}{m_1}\right]x_1 - \qquad (2)$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{m_1}\right]x_2 + \left[\frac{2C}{m_1} + \frac{C_7(t)\xi}{m_1\cos\alpha_t}\right]z_1 - \left[\frac{C_7(t)\xi}{m_1\cos\alpha_t}\right]z_2 - \left[\frac{\delta\phi + j}{m_1}\right];$$

$$\ddot{z}_2 = \left[\frac{r_{b1}}{m_2}\right]\phi_1 - \left[\frac{r_{b2}}{m_2}\right]\phi_2 - \left[\frac{C_7(t)\xi^2}{m_2\cos\alpha_t}\right]\varphi_1^y + \left[\frac{CL_4}{m_2} + \frac{C_7(t)\xi^2}{m_2\cos\alpha_t}\right]\varphi_2^y + \left[\frac{tg\beta_0}{m_2}\right]x_1 -$$

$$-\left[\frac{tg\beta_0}{m_2}\right]x_2 - \left[\frac{C_7(t)\xi}{m_2\cos\alpha_t}\right]z_1 + \left[\frac{2C}{m_2} + \frac{C_7(t)\xi}{m_2\cos\alpha_t}\right]z_2 - \left[\frac{\delta\phi + j}{m_2}\right];$$

Отримана в результаті внесених змін математична модель (2) може розглядатись як спрощений варіант моделі (1). Таке спрощення моделі дає можливість скоротити на 7 кількість параметрів які вводяться для моделювання механічної системи, що спрощує проведення модельного експерименту.

5. Висновки

На основі попередньо створеної математичної моделі, було розроблено модель динаміки зубчастої передачі, яка описує коливальні процеси за умови рівності значень жорсткостей опор в усіх напрямках. Модифікована математична модель дає можливість скорочення на 7 кількість динамічних параметрів базової моделі, що спрощує як саму модель, так і проведення модельного експерименту.

Література

1. Динамические процессы в механизмах с зубчастыми передачами. Сборник статей / Под ред. М. Д. Генкина и Э. Л. Айрапетова. М., Наука, 1976, 155 с.
2. Генкин М. Д. Методы и средства допустимых нагрузок на зубчатые передачи путем уменьшения динамических усилий и интенсивностей вибраций в зацеплении. В кн. вопросы геометрии и динамики зубчатых передач. М., Изд-во Наука, 1964. с. 136.
3. Абрамов Б. М. Колебания прямозубых зубчатых колес. Харьков, изд-во ХГУ, 1969. с. 175.
4. Айрапетов Э. Л., Генкин М. Д. Динамика планетарных механизмов. М., Изд-во Наука. 1980. с. 256.
5. Генкин М. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колесами. М. Изд-во АН СССР. Ин-т Машиноведения, 1961. с. 116.
6. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин., А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
7. Охрименко К. Я. Нагруженность опор общепромышленных редукторов и пути её снижения. Дис. к.т.н., М.: МВТУ им. Баумана, 1986. – 281с.