ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989

Seria: MECHANIKA z.99 Nr kol. 1057

SYMPOZJON "MODELOWANIE W MECHANICE"
POLSKIE TOWARZYSTWO MECHANIKI TEORETYCZNEJ I STOSOWANEJ
Beskid Śląski, 1990

Arkadiusz Mężyk, Eugeniusz Świtoński

Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn
Politechnika Śląska

WPŁYW LUZU MIĘDZYZĘBNEGO NA NIERÓWNOMIERNE OBCIĄŻENIE SATELITÓW W PRZEKŁADNI PLANETARNEJ

Streszczenie. W pracy zaproponowano sposób modelowania przekładni planetarnej umożliwiający wyznaczenie obciążenia satelitów w zależności od wielkości luzów występujących w zazębieniach i łożyskowaniach. Zamieszczono wyniki obliczeń numerycznych dla przedstawionego modelu matematycznego.

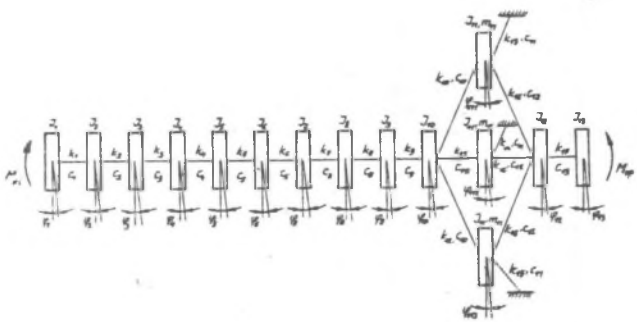
1. Wstęp

Wysokie wymagania eksploatacyjne i trwałościowe stawiane maszynom górniczym powodują konieczność prowadzenia badań teoretycznych dotyczących dynamiki już na etapie konstruowania.
Niniejszy artykuł przedstawia fragment prac prowadzonych przez Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn w celu identyfikacji stanu obciążenia i wielkości oddziaływań dynamicznych w parach kinematycznych układu napędowego prototypowego kombajnu KGS-320W/2BPH. We wcześniejszych pracach [1] stosowano uproszczony model układu napędowego, zakładający równomierny rozdział mocy na poszczególne satelity przekładni planetarnej. Wyniki dotychczasowych badań tego typu przekładni [2] wskazują na możliwość występowania przeciążenia jednego i odciążenia pozostałych satelitów, czego przyczyną są występujące w przekładni

luzy. Spowodowało to konieczność innego podejścia do zagadnień dynamiki układów napędowych, zawierających przekładnie planetarne.

2. Model dynamiczny układu

Przyjmując dyskretny model fizyczny układu napędowego głowicy kombajnu KGS-320W/2BPH uwzględniono zmiany sztywności zazębień, luzy w parach kinematycznych oraz rozbudowano model przekładni planetarnej [3]. W modelu tym każdy satelita traktowany jest jako oddzielna masa drgająca o dwóch stopniach swobody. Pozwoliło to na symulację nierównomiernego rozdziału mocy w przekładni planetarnej. Przedstawiony model fizyczny (rys.1) składa się z tarcz o momentach bezwładności I_i połączonych nieważkimi elementami o współczynnikach sztywności k_i i tłumienia c_i [4].



Rys.1 Model fizyczny układu napędowego głowicy kombajnu węglowego KGS-320W/2BPH

Układ napędzany jest momentem silnika elektrycznego, natomiast organ urabiający, stanowiący końcowy element układu, obciążony jest momentem oporu skrawania [1].
Do symulacji zmiennej sztywności wykorzystano funkcję (1):

$$k = \begin{cases} k_1 & \text{dla} \quad 0 \le x \le \varepsilon_\alpha - 1 \\ k_2 & \text{dla} \quad \varepsilon_\alpha - 1 < x \le 1 \end{cases}, \qquad (1)$$

gdzie: k_1 - współczynnik sztywności zazębienia dwuparowego,
k_2 - współczynnik sztywności zazębienia jednoparowego,
ε_α - wskaźnik przyporu czołowego,
x - względna współrzędna punktu zazębienia wzdłuż odcinka przyporu.

Luzy występujące w układzie symulowano przy wykorzystaniu funkcji określającej wartość siły w zależności od chwilowego wzajemnego położenia sąsiednich mas (2):

$$F = \begin{cases} k(\Delta x + l/2) & \text{dla} \quad \Delta x < -l/2 \\ 0 & \text{dla} \quad -l/2 \le \Delta x \le l/2 \\ k(\Delta x - l/2) & \text{dla} \quad l/2 < \Delta x \end{cases}, \qquad (2)$$

gdzie: F - siła uogólniona,
Δx - różnica uogólnionych przemieszczeń,
l - wielkość luzu.

Dla przedstawionego dyskretnego modelu fizycznego, na podstawie równań Lagrange'a II rodzaju, napisano różniczkowe równania ruchu [4]:

$$I_1\ddot{\phi}_1 + c_1(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + F_1 = M_{el},$$

$$I_2\ddot{\phi}_2 + c_1(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + c_2(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) - F_1 + F_2 = 0,$$

$$\cdot \qquad \cdot \qquad \cdot$$

$$I_9\ddot{\phi}_9 + c_8(\dot{\phi}_9 - \dot{\phi}_8) + c_9(\dot{\phi}_9 - \dot{\phi}_{10}) - F_8 + F_9 = 0,$$

$$I_{10}\ddot{\phi}_{10} + c_9(\dot{\phi}_{10} - \dot{\phi}_9) + c_{10}r_{10}(\dot{\phi}_{10}r_{10} - \dot{x}_{111} - \dot{\phi}_{111}r_{11}) +$$
$$+ c_{10}r_{10}(\dot{\phi}_{10}r_{10} - \dot{x}_{112} - \dot{\phi}_{112}r_{11}) + c_{10}r_{10}(\dot{\phi}_{10}r_{10} - \dot{x}_{113} - \dot{\phi}_{113}r_{11}) -$$
$$+ F_9 + F_{10}r_{10} + F_{11}r_{10} + F_{12}r_{10} = 0,$$

$$I_{11}\ddot{\phi}_{111} + c_{11}r_{11}(\dot{\phi}_{111}r_{11} - \dot{x}_{111}) + c_{10}r_{11}(\dot{\phi}_{111}r_{11} + \dot{x}_{111} - \dot{\phi}_{10}r_{10}) +$$
$$+ F_{13}r_{11} - F_{10}r_{11} = 0,$$

$$\cdot \qquad \cdot$$

$$m_{11}\ddot{x}_{111} + c_{11}(\dot{x}_{111}-\dot{\phi}_{111}r_{11}) + c_{10}(\dot{x}_{111}+\dot{\phi}_{111}r_{11}-\dot{\phi}_{10}r_{10}) + c_{12}(\dot{x}_{111}-\dot{\phi}_{12}r_{12}) - F_{10} - F_{18} + F_{16} = 0,$$

$$\cdot \quad \cdot \quad \cdot$$

$$I_{12}\ddot{\phi}_{12} + c_{12}r_{12}(\dot{\phi}_{12}r_{12}-\dot{x}_{111}) + c_{12}r_{12}(\dot{\phi}_{12}r_{12}-\dot{x}_{112}) + c_{12}r_{12}(\dot{\phi}_{12}r_{12}-\dot{x}_{113}) + c_{13}(\dot{\phi}_{12}-\dot{\phi}_{13}) - r_{12}(F_{16}+F_{17}+F_{18}) + F_{19} = 0,$$

$$I_{13}\ddot{\phi}_{13} + c_{13}(\dot{\phi}_{13}-\dot{\phi}_{12}) - F_{19} = -M_{op},$$

gdzie: I_i - moment bezwładności i-tej masy,
m_i - masa satelity,
ϕ_i - przemieszczenie kątowe i-tej masy,
x - przemieszczenie satelity w kierunku stycznym do jarzma,
r_i - promień podziałowy i-tego koła,
k_i - współczynnik sztywności,
c_i - współczynnik tłumienia,
F_i - uogólnione siły międzyzębne wyznaczone na podstawie zależności (2),
M_{el} - moment elektryczny silnika napędowego [1],
M_{op} - moment oporu skrawania skały.

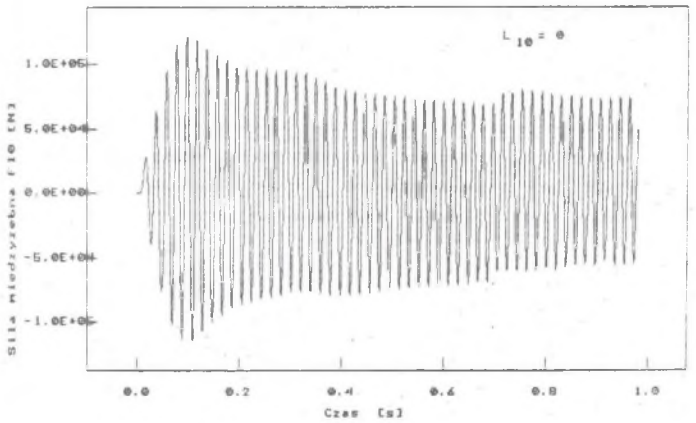
3. Obliczenia numeryczne i wnioski

Określenie wpływu luzów na rozdział mocy w przekładni planetarnej uzyskano poprzez zróżnicowanie ich wartości na poszczególnych satelitach. Wielkości przyjętych do obliczeń luzów mieściły się w przedziale luzów nominalnych.
Różniczkowe równania ruchu całkowano przy wykorzystaniu metody Rungego-Kutty IV -go rzędu.
W wyniku obliczeń numerycznych otrzymano przebiegi czasowe oddziaływań dynamicznych w parach kinematycznych układu

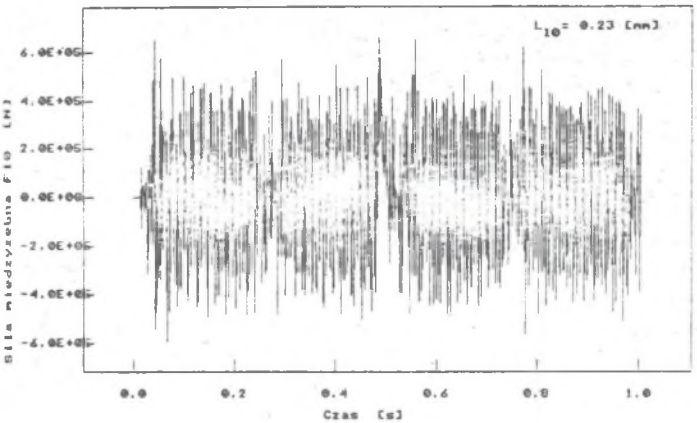
napędowego. Na rysunkach 2-4 przedstawiono przykładowe przebiegi sił w zazębieniach satelitów z kołem słonecznym dla następujących wariantów obliczeń:

- układ liniowo-sprężysty (rys.2),
- układ z uwzględnieniem zmiennych sztywności zazębień i luzów (rys.3,4).

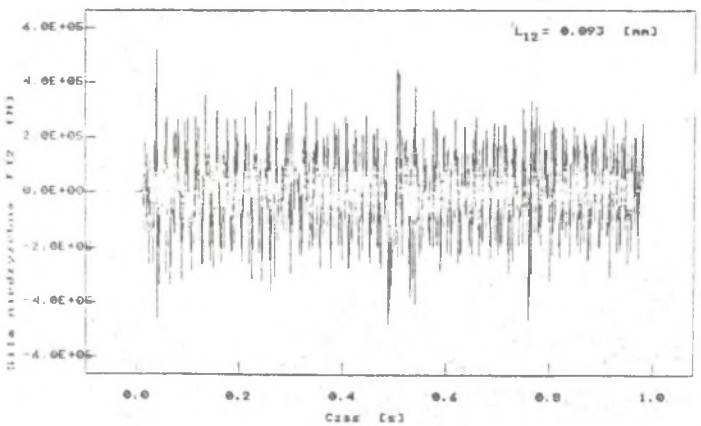
Wprowadzenie luzów i zmiennych sztywności w przekładni spowodowało zmianę charakteru przebiegów czasowych (charakter impulsu) oraz wzrost ich wartości maksymalnych w stosunku do przebiegów uzyskanych dla układu liniowo-sprężystego. W wyniku zróżnicowania wartości luzów w przekładni nastąpił dwukrotny wzrost obciążenia satelity, dla którego założono najmniejszy luz. Wyniki badań stanowić będą podstawę do optymalnego doboru satelitów pod kątem wielkości luzu, podczas montażu przekładni planetarnych.



Rys.2 Przebieg zmian siły w zazębieniu satelity z kołem słonecznym dla wariantu 1



Rys. 3 Przebieg zmian siły w zazębieniu satelity z kołem słonecznym dla wariantu 2



Rys. 4 Przebieg zmian siły w zazębieniu satelity z kołem słonecznym dla wariantu 2

LITERATURA

[1] Świtoński i inni.: Analiza dynamiczna układu napędowego głowicy kombajnu ścianowego KGS-320 z uwzględnieniem nieliniowych charakterystyk w węzłach par kinematycznych. Sprawozdanie z pracy NB-222/RMT-4/87, IMiPKM Politechniki Śląskiej, Gliwice 1988.
[2] Müller L.: Przekładnie zębate. Dynamika. WNT, Warszawa 1986.
[3] Анрапетов Э.Л., Генкин М.Д.: Динамика планетарных механизмов. Наука, Москва 1980.
[4] Marchelek K.: Dynamika obrabiarek. WNT, Warszawa 1974.

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ НА НЕРАВНОМЕРНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ САТЕЛЛИТОВ В ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Резюме

В работе представлено способ моделирования планетарной передачи, который дает возможность определения нагрузки сателлитов в зависимости от величины зазоров в зацеплениях и подшипниках. Предъявлено результаты нумерических расчетов для представленой математической модели.

INFLUENCE OF PITCH PLAY UPPON INEQUALITY OF THE LOAD OF SATELLITES IN A PLANETARY GEAR

Summary

In this paper we proposed the way of modelling of the planetary gear enabling determination of the load of satellites depending on quantity of clearens in meshings and their bearings. The results of numerical calculations for the mathematical model are inserted.