ceria: MECHANIKA z. 107

Nr kol. 1154

Arkadiusz Mężyk, Zdzisław Rak, Eugeniusz Świtoński

Katedra Mechaniki Technicznej Politechnika Śląska

ANALIZA DYNAMICZNA UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY KOMBAJNU WĘGLOWEGO KGS-300

Streszczenie. W referacie przedstawiono sposb modelowania układu napędowego głowic kombajnu górniczego. Przyjęty model dynamiczny uwzględnia nieliniowości i luzy w zazębieniach kól zębatych. Dla wyznaczonych parametrów modelu przeprowadzono obliczenia numeryczne dla różnych wariantów symulacji nieliniowości i stanu obciążenia organu urabiającego.

Резюме. В работе представлено способ моделжрования системы привода головки угольного комбайна. Принята динамическая модель, которая учитывает нелинейности и зазоры в зацеплениях зубчатых колес. Для полученных параметров модели проведены нумерические расчеты для разных вариантов симуляции нелинейности и нагрузки исполнительного органа.

Summary. A method for modelling a driving system of gearheads of a mining shearer has been presented in the paper. Nonlinearity and plays in meshes of gear wheels are taken into account in the assumed dynamic model. With respect to the determined parameters of the model there have been made numerical calculations for different variants of simulating the nonlinearity and load state of a cutting drum.

1. WSTEP

Złożoność cech konstrukcyjnych maszyn górniczych, a w szczególności kombajnów węglowych stwarza trudności w zakresie opisu zjawisk dynamicznych zachodzących w procesie jego eksploatacji. Brak wystarczających danych z zakresu dynamiki układów napędowych maszyn górniczych w znacznym stópniu utrudnia proces projektowo-konstrukcyjny i często jest przyczyną niskiej ich trwałości. Na wielkości sił wzajemnego oddziaływania w parach kinematycznych łańcucha kinematycznego napędu głównego maszyny decydujący wpływ ma [1]:

- wartość i charakter obciążeń,
- cechy konstrukcyjne układu napędowego,
- moc i charakterystyka elektrycznego silnika napędowego.

Wymienione wyżej czynniki wzajemnie na siebie oddziałują, na zasadzje sprzężenia zwrotnego. Uwzględnienie sprzężenia zwrotnego wszystkich tych trzech czynników wymaga opracowania modelu dynamicznego, którego część charakterystyk musi być określona na drodze doświadczalnej. Dokładne określenie charakterystyk, a w szczególności opisu sprzeżenia stanu obciażenia z układem elektromechanicznym, na obecnym etapie wiedzy jest bardzo złożone. Z tych względów wprowadza się założenie, w którym stan obciążenia organu urabiającego wyznaczony na drodze eksperymentalnej [2] nie zależy od zjawisk dynamicznych w układzie elektromechanicznym. Pewien wpływ na stan obciążenia głowicy kombajnu ma prędkość jego posuwu. W nowszych rozwiązaniach kombajnów węglowych wprowadza się system automatycznej regulacji posuwu w zależności od oporów skrawania. Charakter i wartości ekstremalne przebiegów czasowych sił dynamicznych w parach kinematycznych układu napędowego zależą w znacznej mierze od związków fizycznych układu napędowego i silnika elektrycznego. Przyjęty model elektromechaniczny układu napędowego pozwala na ocenę wpływu silnika elektrycznego na układ mechaniczny i na tej podstawie określa się funkcję momentu silnika elektrycznego, która stanowi podstawę doboru jego mocy [3]. Dobrane według średnich stałych obciążeń silniki elektryczne nie zapewniają pracy kombajnu z mocą nominalną, a okresy ich pracy są znacznie niższe od zalecanych. Istotny wpływ na charakter i wartości ekstremalne sił dynamicznych w parach kinematycznych układu napędowego mają związki fizyczne modelujące oddziaływania w zazębieniach kół przekładni [4]. Charakterystyki zazębienia są funkcjami kąta obrotu kół pozostających w zazebieniu, jak również luzu międzyzębnego, którego wielkość zależy od technologii wykonania i zużycia eksploatacyjnego.

2. CHARAKTERYSTYKA KOMBAJNU [5]

Kombajn KGS-300 przystosowany jest do sterowania radiowego i lokalnego. Organy robocze głowic kombajnowych napędzane są dwoma sprzężonymi ze sobą silnikami elektrycznymi o mocy 150 kW każdy. W kombajnie zastosowano bezcięgnowy system posuwu z kołami pionowymi wspólpracującymi z uzębionym klinem jezdnym. Prędkość posuwu kombajnu regulowana jest automatycznie zależności od obciążenia silników elektrycznych napędu organów urabiających. Zabezpiecza to, w pewnym stopniu, przed nadmiernymi obciążeniami układu napędowego i silników elektrycznych. Wały silników elektrycznych są ze sobą sprzężone dwoma kołami pośrednimi. Moment obrotowy w układzie napędowym przenoszony jest poprzez układ kół zębatych do dwóch przekładni planetarnych na wałach których osadzone są organy urabiające kombajnu. Schemat kinematyczny układu napędowego glowic kombajnowych przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat kinematyczny układu napędowego głowic kombajnu KGS-300 Fig. 1 Kinematic diagram of a driving system of gearheads of the gearheads of the KGS-300 shearer

3. SYMULACJA ZMIENNEJ SZTYWNOŚCI I LUZÓW

Jak wykazały wyniki eksploatacji kombajnów węglowych podczas pracy w warunkach nieustalonych decydujący wpływ na wielkości i przebiegi sił międzyzębnych mają nieliniowości charakterystyk sztywności zazębień i występujące w przekładni luzy [6]. Zmienną sztywność zazębienia podczas obliczeń symulowano (rys.2) za pomocą funkcji:

$$\begin{aligned} k_{im} &= \left\{ \begin{array}{lll} k_{1im} & dla & 0 &< x_{1m} &< \varepsilon_{\alpha} - 1 \\ & & & & \\ k_{2im} & dla & \varepsilon_{\alpha} - 1 &\leq x_{im} \leq 1 \end{array} \right. \\ \text{gdzie:} \quad i &= 0, \ 1, \ 2 &- \text{ numer gałęzi,} \\ \text{m} &= 1, \ 2, \ \dots 14, \\ \varepsilon_{\alpha im} &- \text{ wskaźnik przyporu czołowego,} \\ k_{1im} &- \text{ współczynnik sztywności zazębienia dwuparowego,} \\ k_{2im} &- \text{ współczynnik sztywności zazębienia jednoparowego,} \end{aligned}$$

x - względna współrzędna punktu zazębienia wzdłuż odcinka przyporu.



Rys.2 Symulacja zmiennej sztywności zazębień Fig. 2 Simulation of variable rigidity of meshes

Do symulacji luzów (rys. 3) wykorzystano funkcję:



Rys. 3 Symulacja występowania luzów w zazębieniu Fig. 3 Simulation of accurence of plays in meshing

4. PARAMETRY MODELU FIZYCZNEGO

Model fizyczny układu przedstawiono na rysunku 4, a jego opis matematyczny w pracy [6]. Wyznaczone na drodze obliczeniowej i doświad-



Rys. 4. Dyskretny model fizyczny układu napędowego głowic kombajnu KGS-300

Fig. 4 Discrete physical model of a driving system of gearheads of the KGS-300 shearer

277

czalnej zredukowane na wał silnika napędowego parametry modeju układu mechanicznego zestawiono w tablicy 1.

Tablica 1

Parametry modelu dynamicznego układu napędowego głowicy zredukowane na wał silnika napędowego

Indeks ij	I _{ij} [kgm ²]	k ij [Nm/rad]	c _{ij} [Nms/rad]
11	1.934	1.290 e+6	10.549
12	3.732 e-2	7.360 e+6	12.246
13	6.760 e-2	8.262 e+5	7.520
i4	1.242 e-1	8.527 e+6	35.320
i5	1.242 e-1	8.795 e+6	33.035
16	2.205 e-1	1.137 e+5	3.176
17	4.540 e~2	3.412 e+6	11.638
18	4.516 e-2	3.522 e+6	43.428
i9	5.119 e-2	3.548 e+6	13.738
i10	3.758 e-2	9.523 e+4	0.388
i11	6.834 e-4	1.256 e+8	48.395
112	2.217 e-3	1.774 e+8	320.622
i13	1.078 e-1	2.298 e+8	589.481
i14	3.700	2.230 e+6	23.461
01	6.760 e-2	1.956 e+6	5.426
02	6.760 e-2	2.127 e+6	6.709

```
m = 0.718 [kg] - masa satelity
    i≈ 1,2
```

```
*)współczynnik sztywności k [N/m]
współczynnik tłumienia c [Ns/m]
```

Układ elektryczny opisany jest równaniami różniczkowymi przedstawionymi w pracy [7]. Współczynniki równań różniczkowych opisujące parametry modelu silnika elektrycznego sprowadzone na uzwojenie stojana mają następujące wartości:

L = 4.12011·10⁻² [H] - indukcyjność pola głównego uzwojenia fazy stojana.
 L = 2.55286·10⁻³ [H] - indukcyjność rozproszenia uzwojenia stojana,
 L = 7.62490·10⁻⁴ [H] - indukcyjność rozproszenia wspólna dla obu klatek sprowadzona na stronę stojana,
 L = 2.96025·10⁻⁴ [H] - indukcyjność rozproszenia klatki rozruchowej sprowadzona na stronę stojana,
 L = 1.54065·10⁻³ [H] - indukcyjność rozproszenia klatki pracy sprowadzona na stronę stojana,

R _p [≠] 0.25433	[<u>Ω</u>]	– rezystancja klatki pracy sprowadzona na stronę stojana,
$R_{p} = 0.66494$	[Ω]	 rezystancja klatki rozruchowej sprowadzona na stronę stojana,
R ≠ 0.125	[Ω]	- rezystancja fazy stojana.

5. WYZNACZENIE CZĘSTOŚCI DRGAŃ SWOBODNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO

Przyjęty model dynamiczny układu napędowego pozwala na identyfikację własności dynamicznych kombajnu, jego częstości rezonansowych i wielkości

Tablica 2

Częstości drgań własnych układu napędowego głowic

	Częstości drgań własnych		
Lp.	[rad/s]	[Hz]	
1	384.0	61.1	
2	4856.0	772.9	
3	29886.9	4756.7	
4	15714.7	2501.1	
5	48896.2	7782.1	
6	883.2	140.6	
7	12611.0	2007.1	
8	16011.6	2548.3	
9	7094.8	1129.2	
10	1329.9	211.7	
11	14018.8	2231.2	
12	7534.9	1199.2	
13	6884.3	1095.7	
14	23066.2	3671.1	
15	721.2	114.8	
16	16536.4	2631.8	
17	10753.5	1711.5	
18	0.0	0.0	
19	23910.6	38055	
20	3514.2	559.3	
21	7774.6	1237.4	
22	14022.2	2231.7	
23	1250.8	199.1	
24	7098.3	1129.7	
25	16011.6	2548.3	
26	12611.0	2007.1	
27	886.2	141.0	
28	48896.2	7782.1	
29	15714.7	2501.1	
30	29886.9	4756.7	
31	4856.0	772.9	
32	407.1	64.8	

współczynników dyssypacji energii drgań. Na podstawie przyjętego modelu dynamicznego i przy wykorzystaniu komputerowego systemu analizy układu napędowego głowicy kombajnu węglowego [8] wyznaczono częstości drgań swobodnych, których wartości zestawiono w tablicy 2.

W wyniku przeprowadzonej analizy częstości zazębień i obrotów wałów _{Oraz} częstości drgań swobodnych ustalono strefy rezonansowe układu napędowego

6. ZESTAWIENIE I ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

W wyniku numerycznego całkowania różniczkowych równań ruchu silnika elektrycznego i układu napędowego wyznaczono następujące przebiegi dynamiczne [9]:

- momentów silników elektrycznych,

- oddziaływań dynamicznych w parach kinematycznych,

- prędkości katowych silników.

W celu pełnej oceny wielkości sił dynamicznych w parach kinematycznych układu napędowego kombajnu KGS-300 przeprowadzono obliczenia numeryczne dla kilku wariantów stanu obciążenia zmieniając przy tym cechy geometryczne i fizyczne w parach kinematycznych. Zmiany obciążenia dotyczyły niejednoczesnego obciążenia organów urabiających. Ocenę wpływu cech geometrycznych w parach kinematycznych "przeprowadzono analizując różne warianty symulacji zazębień. Jako poziom odniesienia przyjęto wariant, w którym charakterystyki zazębień modelowane były w nieliniowej postaci przy wprowadzeniu w każdej parze luzu nominalnego.

Analiza otrzymanych wyników obliczeń numerycznych wskazuje, że wprowadzenie zmiennych sztywności zazębień z pominięciem luzów międzyzębnych nieznacznie zmienia wielkości sił dynamicznych w stosunku do modelu z uśrednionymi sztywnościami. Istotna zmiana charakteru i wielkości sił dynamicznych w parach kinematycznych następuje przy wprowadzaniu luzów międzyzębnych w układzie napędowym.

Przeprowadzona analiza porównawcza wyników obliczeń numerycznych wykazuje niekiedy kilkakrotny wzrost maksymalnych sił dynamicznych obliczonych przy wprowadzeniu luzów w całym układzie w stosunku do sił obliczonych z pominięciem luzów.

280

LITERATURA

- [1] Świtoński E., Banasz T.: Dinamiczeskaja modiel ugolnogo kombajna ZN Pol. Śl. ser. Górnictwo, nr 144, Gliwice 1986, s. 173-183.
- [2] Pozin E.Z., Jakowlew K.N., Krugłow N.T.: O wlijanii skorosti riezanija na parametry słuczajnogo processa razruszenija ugla. Naucznyje Soobszczenija Instituta Gornogo Dieła. Moskwa 1982, t.2.
- [3] Pozin E.Z., Luboszczinckij D.M., Antonow P.E.: Formirowanije nagruzki elektrodwigatiela oczistnogo kombajna. Fiziko-techniczeskije problemy rozrabotki poleznych iskopajemych. Moskwa 1973, nr 1.
- [4] Müller L.: Przekładnie zębate. Dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [5] Kombajn górniczy ścianowy KGS-300 ~ instrukcja obsługi CMG KOMAG Katowice 1988.
- [6] Jurkiewicz W., Świtoński E.: Ocena wpływu nieliniowości w układzie napędowym głowicy kombajnu na wielkości sił dynamicznych. Międzynarodowa konferencja "DYNAMACH 89", ZN Pol. Śl., ser. Górnictwo z.179, Gliwice 1989.
- [7] Świtoński E., Mężyk A., Rak Z.: Dynamika maszyn górniczych z uwzględnieniem zjawisk elektromechanicznych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 9-10, Katowice 1991, s. 111-116.
- [8] Mężyk A., Świtoński E.: Komputerowy system analizy układu napędowego głowicy kombajnu węglowego. ZN Pol.i Śl., ser. Mechanika z.103, Gliwice 1991.
- [9] Świtoński i inni: Dynamika maszyn górniczych z uwzględnieniem zjawisk elektromechanicznych. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego MEN T/03/591/90-2. Gliwice 1991.

DYNAMIC ANALYSIS OF A DRIVING SYSTEM OF A GEARHEAD OF THE KGS-300 COAL SHEARER

The work deals with a method for modelling a driving system of a gearhead of the KGS-300 coal shearer. A back coupling of the mechanical system and electrical one as well as mechanical nonlinearities are taken into account in the assumed model.

On the ground of a formulated algorithm and determined parameters of the model free vibration frequencies and dynamic forces in kinematic pairs of the driving system have been calculated.

In order to evaluate fully the quantities of dynamic forces in kinematic pairs of the driving system of the KGS-300 shearer numerical calculations for a number of variants of a load state have been made with the geometric and physical characteristics being changed. Changes of load referred to not simultaneous loading of cutting drums. The effect of geometric features in kinematic pairs has been evaluated when analysing different variants of mesh simulation. A variant, where mesh characteristic had been modelled in a nonlinear form at introducing a nominal play into each kinematic pair, served as a reference level.

From the analysis of the obtained results of numerical calculations it appears that the introduction of variable mesh rigidity when learning the plays among teeth out of account changes insignificantly the quantities of dynamic forces as related to the model with averaged rigidities.

A vital change in character and in quantity of dynamic forces in kinematic pairs takes place when plays among teeth in the driving system have been introduced. A comparative analysis of the results of numerical calculations has been carried out and this indicates that sometimes dynamic forces calculated under introducing plays in the whole system increase several times in relation to the forces calculated when leaving the plays out of account.

The results of calculations make a load state of elements of the driving system assumed for service life calculations performed in the course of designing and constructing of shearers.