

Jan Rynik

PROBLEMY DYNAMIKI KOMBAJNÓW BĘBNOWYCH

Streszczenie. W pracy omówiono czynniki wpływające w sposób zasadniczy na dynamikę układu kombajnowego. W oparciu o wyniki badań przedstawiono możliwości obniżenia obciążeń dynamicznych w poszczególnych zespołach i elementach kombajnów bębnowych.

1. Wstęp

Wydajna i niezawodna praca kombajnu węglowego w trudnych kopalnianych warunkach eksploatacyjnych zależy w dużym stopniu od tego, czy założone obciążenia w obliczeniach konstrukcyjnych zespołów i elementów kombajnu odpowiadają rzeczywistym obciążeniom w procesie jego eksploatacji. Złożoność konstrukcji kombajnu i jego układu dynamicznego jak i występujące duże trudności przy pomiarach i rejestracji podstawowych parametrów dynamicznych w normalnych warunkach eksploatacyjnych są przyczyną, że proces kształtowania się obciążeń w poszczególnych zespołach kombajnu jest jak dotąd mało poznany. Brak wystarczających danych z zakresu dynamiki układu kombajnowego w dużym stopniu utrudnia projektowanie podstawowych zespołów kombajnu i jest często przyczyną ich niskiej trwałości. Brak tych danych wywiera również niemały wpływ na wydłużenie się cyklu prób prototypów kombajnów węglowych.

2. Ogólna charakterystyka układu dynamicznego kombajnu

Kombajn bębnowy stanowi złożony układ dynamiczny, w którym zmienne w czasie obciążenia są rezultatem wymuszonych drgań układu sprzężonego napędu organu urabiającego i układu ciągnięcia. Głównym źródłem wymuszania drgań jest dynamiczny charakter obciążenia organu urabiającego. Autorzy prac [2, 6, 8, 9] dzielą umownie dynamikę kombajnu bębnowego na dynamikę wewnętrzną i na dynamikę zewnętrzną.

Dynamika wewnętrzna obejmuje całokształt procesów dynamicznych zachodzących w napędowym układzie organu urabiającego (na organie urabiającym, w przekładni i w silniku napędowym). Napęd organu urabiającego traktowany jest jako sprzężysty układ drgający, do którego z jednej strony przyłożone

są zewnętrzne obciążenia działające na organ urabiający, a z drugiej strony obciążenia w elektrycznej części silnika napędowego.

Dynamika zewnętrzna obejmuje dynamikę ruchu maszyny. Na dynamikę ruchu maszyny wywiera wpływ przebieg obciążenia organu urabiającego oraz kinematyczne i dynamiczne parametry układu pociągowego. Między procesami zewnętrzną i wewnętrzną dynamiką kombajnu zachodzi wzajemna zależność. Na przykład nierównomierność ruchu maszyny (dynamika zewnętrzna) wpływa na charakter obciążeń organu urabiającego i jego układu napędowego (dynamika wewnętrzna). Przy nadmiernych oporach urabiania (zbyt duży przekrój skrawu, twarde wtrącenia, intensywne dławienie, itp.) organ urabiający wskutek nadmiernego przeciążenia silnika elektrycznego zmniejszyć może gwałtownie swoją prędkość obrotową lub unieruchomić się całkowicie. W tym przypadku energia kinetyczna obrotowych elementów napędu (dynamika wewnętrzna) przejdzie w energię potencjalną deformacji układu napędowego, co może spowodować zmianę położenia kadłuba maszyny i doprowadzić do utraty stabilności kombajnu (dynamika zewnętrzna).

3. Losowy charakter obciążenia organu urabiającego

Rzeczywiste obciążenia organu urabiającego kombajnu węglowego charakteryzują się typowym przebiegiem stochastycznym. Na losowy charakter obciążenia organu urabiającego, decydujący wpływ wywiera przypadkowy charakter sił działających na poszczególne noże w procesie urabiania. Losowy charakter obciążenia noży wynika z samego procesu urabiania oraz ze zmienności własności fizyko-mechanicznych węgla w pokładzie (oddzielanie od oaliny cząstek o różnej wielkości, niejednorodna struktura węgla w pokładzie, przypadkowe rozmieszczenie przerostów, twardych wtrąceń lub pęknięć w masywie, zmienna wielkość grubości skrawu w różnych punktach drogi zakreślonej przez noże, zmienna w czasie ilość noży stykających się z calizną, itp.). Na losowy charakter obciążenia organów urabiających tylko w nieznacznym stopniu wpływają zmienne w czasie opory ładowania (przemieszczenie urobku o losowo zmiennej granulacji ze strefy pracy organu urabiającego w kierunku przenośnika odstawy i ładowania go na ten przenośnik). Pomiar momentów sił oporu na wale napędowym organu urabiającego [2, 6, 8] wykazują znaczną zmienność amplitud i częstotliwości. Ekstremalne wartości tych momentów osiągają częstokroć kilkakrotną wartość obciążenia średniego, a częstotliwość tych zmian waha się najczęściej w przedziale od 20-30 Hz.

Ze względu na losowy charakter siły wymuszającej zachodzi konieczność probabilistycznego potraktowania zagadnień dynamiki układu kombajnowego.

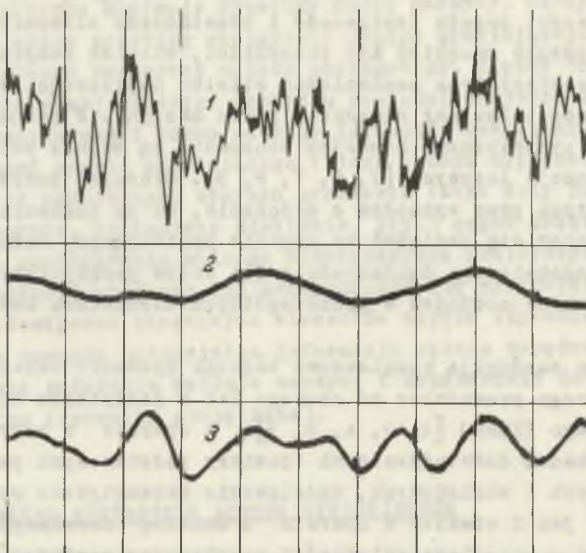
4. Dynamika wewnętrzna kombajnu bębnowego

Na dynamikę napędu organu urabiającego decydujący wpływ wywierają czynniki następujące: przebieg i charakter obciążeń na organie urabiającym, dynamiczne właściwości napędu (sztywność i bezwładność elementów obrotowych, kinematyka i dynamika zazębień kół przekładni, stopień zużycia elementów przekładni, charakterystyka mechaniczna silnika napędowego, straty dysypatywne itp.) oraz pulsujący charakter ruchu maszyny. W probabilistycznej analizie układu dynamicznego kombajnu stosowane są zwykle metody analizy korelacyjnej funkcji losowych [2, 6, 7, 8, 9]. Stosując powyższą metodę badań, autorzy tych prac wywodzą z założenia, że po poznaniu praw rządzących kształtowaniem się obciążeń na organie urabiającym, można przy pomocy tych praw z dostateczną dokładnością dla celów praktycznych określić przebieg i charakter obciążeń w poszczególnych elementach układu napędowego.

Na dużą uwagę zasługują kompleksowe badania dynamiki układu napędowego organu urabiającego prowadzone od szeregu lat w Instytucie Górnictwa im. A.A. Skoczyńskiego (ZSRR) [2, 3, 4, 8, 9]. W oparciu o bogaty materiał statystyczny z badań doświadczalnych (pomiarów podstawowych parametrów w warunkach dołowych i stoiskowych, modelowanie matematyczne obciążeń dynamicznych, itp.) jak i również w oparciu o analizę korelacyjną losowych funkcji obciążeń – określono zależności korelacyjne pomiędzy obciążeniami w węzłowych punktach napędu (organ urabiający, przekładnia napędowa, silnik napędowy) oraz wpływ parametrów dynamicznych układu na przebieg tych obciążeń w badanych typach kombajnów. Badania wykazały [2, 8, 9], że na dynamikę wewnętrzną kombajnu istotny wpływ wywierają następujące parametry dynamiczne układu: kształt charakterystyki mechanicznej silnika elektrycznego, momenty bezwładności wirnika silnika elektrycznego i organu urabiającego, sztywność dynamiczna przekładni napędzającej i straty dysypatywne w układzie napędowym. Odpowiedni dobór tych parametrów zmniejszyć może dynamiczne obciążenie napędów badanych kombajnów o około 20% [2]. Szczególnie korzystnie wpływa na dynamikę układu kombajnowego zmniejszenie wartości zredukowanej sztywności układu napędowego i zwiększenie strat dysypatywnych w tym układzie [2, 8]. Prowadzone są badania nad obniżeniem sztywności układu i powiększeniem dysypatywnych strat przez wprowadzenie do przekładni napędowej sprzęgieł sprężysto-tłumiących [3, 4, 5].

Należy zauważyć, że przebieg i charakter obciążeń różni się dość znacznie w poszczególnych elementach układu dynamicznego (rys. 1). Układ napędowy dzięki swoim właściwościom dynamicznym zachowuje się jak filtr niskiej częstotliwości, nie przepuszczając część widma obciążeń o wysokiej częstotliwości, zaobserwowanego na wale napędowym organu urabiającego. Wykazywane w pomiarach częstotliwości zmian obciążeń silnika elektrycznego [6] są kilkakrotnie mniejsze od częstotliwości zmian obciążeń na organie urabiającym (średnio od 7-8 razy mniejsze). Badania [6] wykazują ściśle

korelują pomiędzy średnią wartością poboru mocy silnika napędowego i średnią wartością losowego obciążenia organu urabiającego.

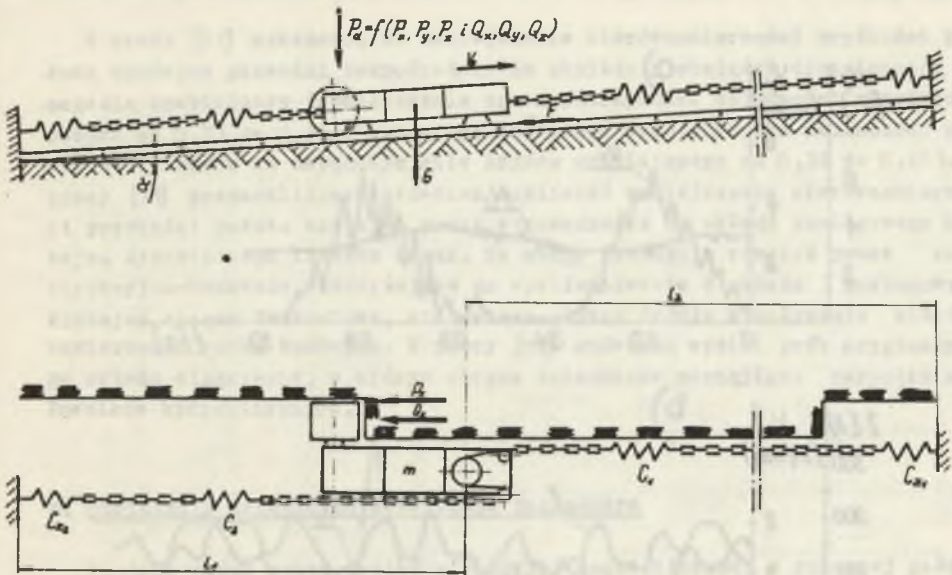


Rys. 1. Obciążenia dynamiczne kombajnu bębnowego w warunkach roboczych [2]
1 - na organie urabiającym, 2 - w silniku, 3 - w przekładni napędowej

5. Dynamika zewnętrzna

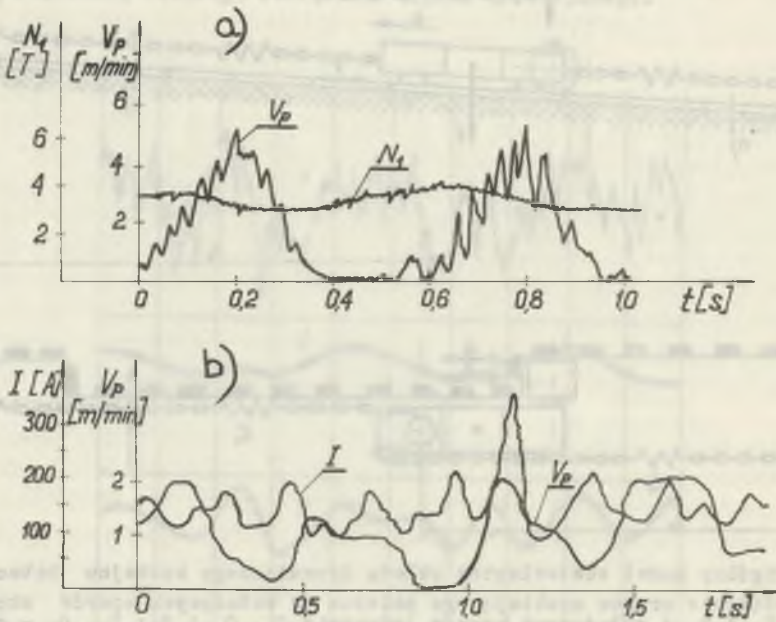
Na rys. 2 przedstawiono ogólny model ekwiwalentny układu dynamicznego kombajnu przyjmowany zwykle w rozważaniach analitycznych. Kombajn w modelu tym traktowany jest jako układ drgający złożony z masy m , elementów sprężystych C_1 i C_2 (ciągnio pociągowe i ciągnio bierne) oraz z elementów sprężystych C_{s_1} i C_{s_2} , jeśli umocowanie kołców ościga łańcuchowego jest podatne.

Podejmowane próby analizy dynamicznej kombajnu wyłącznie na drodze teoretycznej napotykają na duże trudności i nie dają spodziewanych rezultatów. Rozwiązanie przyjętych równań różniczkowych ruchu kombajnu wymaga poczynienia daleko idących założeń upraszczających, które w konsekwencji zniekształcają rzeczywisty przebieg i charakter zjawisk dynamicznych w układzie kombajnowym. Badania doświadczalne wykazują [1, 7, 10, 11], że przy stałej prędkości obrotowej napędowego koła gwiazdowego ciągnika, prędkość posuwu kombajnów bębnowych ma charakter pulsujący. Niejednostajna prędkość posuwu jest wynikiem sprężystego oddziaływania ościga łańcuchowego na dynamiczny układ kombajnu.



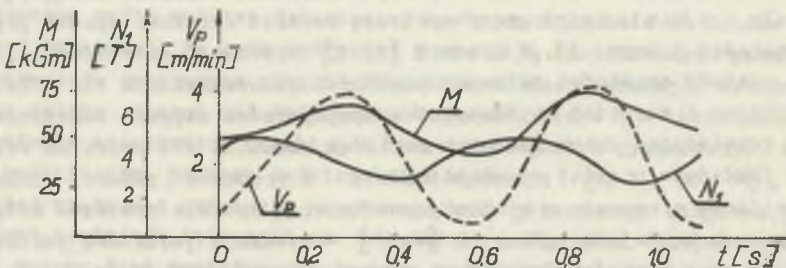
Rys. 2. Ogólny model ekwiwalentny układu dynamicznego kombajnu bębnowego P_d - obciążenie organu urabiającego zależne od składowych oporów skrawania P_x , P_y i P_z i składowych oporów ładowania Q_x , Q_y i Q_z ; P_x , Q_x - składowe równoległe do kierunku posuwu pokonywane przez mechanizm posuwu; m , G - masa i ciężar kombajnu; F - sumaryczna siła tarcia sań kombajnu o przenośnik pancerny zależna od składowej siły ciężkości, składowych oporów urabiań i ładowania i współczynnika tarcia sań kombajnu o przeszłą przenośnika; C_1 , C_2 , C_{x1} , C_{x2} - współczynniki sprężystości układu pociągowego

Rejestrowane w badaniach przebiegi zmian prędkości posuwu mają najczęściej charakter losowy (rys. 3) [1, 6]. Zarówno kształt krzywych zmian prędkości jak i wartości amplitud zmieniają się w funkcji czasu. Jak widać z przedstawionych na rys. 3 wycinków z osylogramów prędkości posuwu kombajnu, amplitudy zmian, prędkość przybierać może znaczne wartości (przy średniej prędkości około 3 m/min, maksymalne wartości osiągają wartość około 6 m/min). Oscylogramy wykazują również okresowe spadki prędkości do wartości 0 (rys. 3). W pracach [1, 10] wykazano doświadczalnie, że średnia wartość częstotliwości pulsacji prędkości posuwu zmienia się w funkcji masy kombajnu i wartości współczynnika sprężystości ciężna łańcuchowego. Analiza korelacyjna zmian średnich wartości momentów sił oporu na wale napędowym (składowe niskiej częstotliwości) i prędkość posuwu kombajnu, przeprowadzona w oparciu o statystyczne badania wyników pomiarów dołowych i stoiskowych kombajnów bębnowych [1, 11] - wykazują jednakową periodyczność zmian tych wartości (amplitudy momentu i prędkości znajdują się w fazie). Zmiany wartości napięć w ciężnie roboczym wykazują również tę samą częstotliwość zmian, przy określonym fazowym przesunięciu (rys. 4).



Rys. 3. Oscylogramy prędkości posuwu, poboru mocy i napięcie w gałęzi roboczej łańcucha pociągowego kombajnu bębnowego
 a) przy zjeździe maszyny połączonym z ładowaniem urobku [1] (urabianie jednokierunkowe), b) przy ruchu roboczym [6]

Jak widać, nierównomierność ruchu kombajnu wpływa w istotny sposób na proces kształtowania się obciążeń na organie urabiającym. Wyjaśnić można to zjawisko tym, że opory urabiania zależą bezpośrednio od wielkości przekroju skrawu noża, na który bezpośredni wpływ wywiera prędkość posuwu kombajnu [12]. Badania wykazują [8] ścisłą korelację między dynamiką wewnętrzną a dynamiką zewnętrzną kombajnu.



Rys. 4. Wykresy zmian prędkości posuwu, średniego momentu na wale napędowym organu urabiającego i napięcia w cięgnię roboczym kombajnu bębnowego przy ruchu roboczym [1]

W pracy [11] wykazano, że zmniejszenie nierównomierności prędkości posuwu kombajnu prowadzi bezpośrednio do obniżenia obciążeń dynamicznych na organie urabiającym (zmniejszenie np. współczynnika zmienności prędkości posuwu od 0,73 do 0,36 prowadzi do obniżenia współczynnika zmienności momentu sił oporu na napędowym wale organu urabiającego od 0,38 do 0,25). W pracy [11] przeanalizowano również możliwość zmniejszenia nierównomierności prędkości posuwu kombajnu przez wprowadzenie do układu pociągowego kombajnu dynamicznego tłumika drgań. Na uwagę zasługują również prace konstrukcyjno-badawcze, zmierzające do wyeliminowania z układu pociągowego kombajnu ciężno łańcuchowe, stanowiące główne źródło wywoływania nierównomierności ruchu kombajnu. W pracy [15] omówiono wyniki prób oryginalnego układu ciągnięcia, w którym ciężno łańcuchowe zastąpiono zespołem siłowników hydraulicznych.

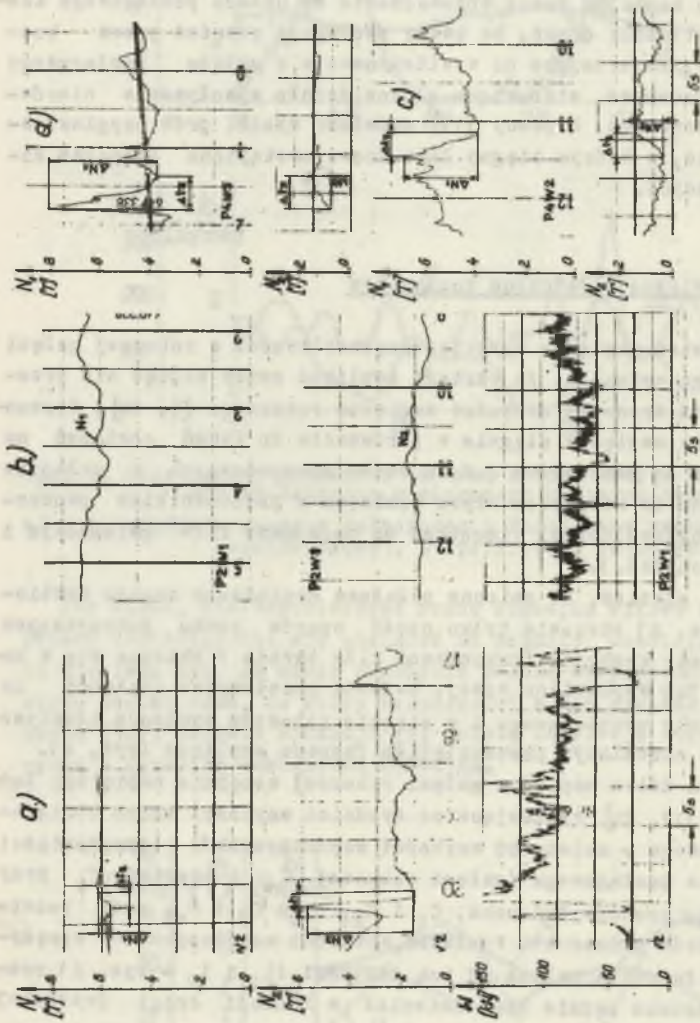
5. Obciążenia dynamiczne w łańcuchu pociągowym

Pomiary widma zmian napięć o wysokiej częstotliwości w roboczej gałęzi łańcucha pociągowego wykazują, że wartość amplitud zmian napięć nie przekracza zwykle 10-15% średniej wartości napięcia roboczego [6, 14]. Stosunkowo nieduże wahania napięć w ciągu w porównaniu do wahań obciążeń na organie urabiającym są rezultatem dużych strat dysypatywnych w układzie dynamicznym kombajnu (w miejscach styku kombajnu z przenośnikiem pancernym, w przekładni hydraulicznej ciągnika, na napędowym kole gwiazdowym i krążkach kierujących itd.).

Należy zauważyć również, że zmienne składowe obciążenia organu urabiającego P_x i Q_x (rys. 2) stanowią tylko część oporów ruchu pokonywanych przez układ pociągowy kombajnu (pokonywana siła tarcia F zmienia się w małym stopniu). Jak już wspomniano wyżej, badania korelacyjne obciążeń na wale napędowym organu urabiającego i w ciągu roboczym wykazują identyczną częstotliwość z określonym przesunięciem fazowym amplitud (rys. 4).

Średnie wartości zmian napięć w gałęzi roboczej wstępnie napiętego łańcucha pociągowego [13, 14] wynikające ze średnich wartości zmian obciążenia układu pociągowego - zależą od wartości współczynników sprężystości obu gałęzi łańcucha pociągowego (gałęzi roboczej C_1 i biernej C_2 przy sztywnym umocowaniu krańców łańcucha, C_1 i C_{z1} oraz C_2 i C_{z2} przy podatnym umocowaniu końców łańcucha). Ponieważ wartości współczynników sprężystości obu gałęzi łańcucha zależą od ich długości (l_1 i l_2 - rys. 2), rozdział napięć w łańcuchu będzie się zmieniał w funkcji drogi przebytej przez kombajn wzdłuż przodka ścianowego.

Na rys. 5a i b [13, 14] przedstawiono oscylogramy poboru mocy silnika napędowego kombajnu i rozkładu napięć w łańcuchu pociągowym przy sztywnym i podatnym umocowaniu jego końców. Jak to wynika z rys. 5a i b, istnieje ścisła zależność pomiędzy średnim poborem mocy silnika napędowego a średnim obciążeniem układu pociągowego.



Rys. 5. Oscylogramy poboru mocy silnika kombajnu KBW-3 napięcie w łańcuchu pociągowym [14] (W - moc silnika, N_1 - napięcie w gałęzi roboczej, N_2 - napięcie w gałęzi biernej, długość ośkowita łańcucha pociągowego $l_1 + l_2 = 184$ m)

a) ruch roboczy kombajnu z sztywnym umocowaniem łańcucha ($l_1 = \sim 20$ m), b) ruch roboczy kombajnu z podatnym umocowaniem końców łańcucha ($l_1 = \sim 20$ m), c) zjazd kombajnu połączony z ładowaniem urobku z podatnym umocowaniem końców łańcucha ($l_1 = \sim 50$ m), d) zjazd maszyny połączony z ładowaniem urobku z podatnym umocowaniem końców łańcucha ($l_1 = \sim 120$ m)

W pracach [13, 14] wykazano analitycznie i doświadczalnie, że zmianom w obciążeniu układu pociągowego o wartość np. ΔP towarzyszą zmiany napięć w obu gałęziach układu według zależności $\Delta P = \Delta N_1 + \Delta N_2$ (rys. 5) przy czym wartość stosunku tych zmian napięć $\frac{\Delta N_1}{\Delta N_2}$ zależy od wartości współczynników sprężystości gałęzi roboczej i biernej łańcucha pociągowego i zmienia się tym samym w funkcji przebytej drogi kombajnu w ścinaniu. Jak widać, pomiary napięć przeprowadzone np. tylko w gałęzi roboczej nie określają rzeczywistych obciążeń statycznych i dynamicznych układu pociągowego kombajnu.

6. Zakończenie

Dotychczasowe rezultaty badań dynamiki kombajnów bębnowych wskazują na to, że złożone problemy dynamiki kombajnu mogą być rozwiązywane przy pomocy kompleksowych badań doświadczalnych i teoretycznych. Szczególne znaczenie w tych badaniach posiadają pomiary i badania statystyczne losowo zmiennych parametrów dynamicznego układu kombajnowego.

Prowadzone od szeregu lat w różnych ośrodkach naukowych badania dynamiki kombajnów bębnowych przyniosły już szereg pozytywnych rezultatów. Kontynuacja tych badań stworzy realne możliwości stałego wzrostu trwałości i niezawodności tych maszyn. Na szczególne podkreślenie zasługują badania zmierzające do obniżenia dynamicznych obciążeń poszczególnych zespołów kombajnów na drodze:

- doboru optymalnych parametrów pracy organów urabiających w szczególności prędkość posuwu i skrawania oraz układów noży,
- zmniejszenia nierównomierności ruchu maszyny, bądź to przez dobór optymalnych parametrów dynamicznych układu pociągowego kombajnu, bądź to przez zastąpienie układu ciągnowego innym układem pociągowym,
- doboru optymalnych parametrów dynamicznych napędu organu urabiającego (silnika i przekładni) i wprowadzenie do układu napędowego sprzęgieł lub elementów sprężysto-tłumiących mających za zadanie tłumienie wymuszonych drgań układu i zabezpieczenia napędu przed przeciążeniem.

LITERATURA

- [1] Alszyo J.J. i inni: Pieremeszczenie uzkozachwatnych Wyjemocznych Kombajnow s uprugim tlagowym organom. Izwiestia Wysszych uczebnych zawjedenii. Gornyj Żurnał nr 5 1970.
- [2] Dokukin A.W. i inni: Korrelacjonnyj analiz nagruzok wyjemocznych maszin. Institut Gornowo Deła. Moskwa 1969.
- [3] Dokukin, Istomin W.N.: Primjnenie frikcionnych predochranitelnych muft w wyjemocznych maszynach. Institut Gornowo Deła im. A.A. Skoczynskowo, Moskwa 1970.
- [4] Istomin W.N., Zinowiew B.A.: Charakteristiki uprugich elementow kompensacjonno djemformirujuszczich ustroistw uzkozachwatnych kombajnow Nauoz. Soobsz. Int. Gornowo Deła im. A.A. Skoczynskowo. wyp. 88, Moskwa 1971.

- [5] Jeremin G.S., Berlinig W.H.: Issledowanie dynamiczeskoj charakteristiki uprugo djempfirijuszozego amortyzatora. Nacz. tr. Karagand. Inst. wyp. 40, 1972.
- [6] Kartawij N.G. i inni: Awtomaticheskoje regulirovanie režymow raboty gornych maszyn. Nedra. Moskwa 1970
- [7] Kartawij N.G., Ulszyn W.A.: Wlijanie pulsinijuszozewo oharakteru skorosti podaozy na nagruzku organow rozruszczenia gornych maszyn. Izwiestia Wysszych Uczebnych Zawiedeniji. Gornyj Żurnał nr 5, 1970.
- [8] Krasnikow Ju. A. i inni: Nacz. Soobszoz. Inst. Gornowo Deža im. A.A. Skoczynskowo wyp. 97 1972.
- [9] Krasnikow Ju. D., Szmarian J.M.: Issledowanie dynamiczeskich swoistw gornych kombajnow. Naucz. Soobszoz. Inst. Gornowo Deža im. A.A. Skoczynskowo wyp. 95 1971.
- [10] Kuklewicz N.A., Czepak A.A.: O režymie raboty priwodow podaozy sowremiennych ugotlnych kombajnow - Gorn. Elektromechanika i awtomatika wyp. 20, 1972.
- [11] Malejew G.W. i inni: Wyprawniwanie skorosti pieremeszczenia dobycznych kombajnow pri pomoszozy dynamiczeskowo gasitela kolebanii. Izwiestia Wysszych Uczebnych Zawiednii. Gornyj Żurnał nr 5, 1972.
- [12] Opolski T.: Elementy urabiające nowoczesnych maszyn górnicych. Wyd. Śląsk, Katowice 1966.
- [13] Rynik J.: Rozkład napięć w układach pociągowych z łańcuchem rozpiętym wzdłuż czoła wyrobiska wyposażonych w kompensatory sprężyste. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo z. 37, 1969 r.
- [14] Rynik J.: Rozkład napięć w kombajnowych łańcuchach pociągowych w świetle badań dołowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo z. 44, 1970.
- [15] Rapport sur l'activité du Centre d'Etudes et Recherches des Charbonnages de France, 1969 (str. 86-87).

ПРОБЛЕМЫ ДИНАМИКИ БАРАБАНЫХ КОМБАЙНОВ

Резюме

В работе обсуждены факторы, влияющие, основным образом, на динамику системы комбайна. Исходя из результатов исследований, представлены возможности уменьшения динамических нагрузок в отдельных узлах и элементах барабанных комбайнов.

PROBLEMS CONCERNING THE DYNAMICS OF A DRUM-SHAPED MECHANICAL COAL MINER

Summary

The paper discusses the factors which influence a considerable degree the dynamics of a mechanical coal-miner system. Basing on experimental data there have been presented possibilities of setting down the dynamic loads in the respective units and elements of drum-shaped mechanical coal miners.

1. Wprowadzenie

W niniejszym artykule omówiono czynniki, które w znaczący sposób wpływają na dynamikę systemu mechanicznego kombajnu bębnowego. Na podstawie danych doświadczalnych przedstawiono możliwości wyznaczenia dynamicznych obciążeń w poszczególnych jednostkach i elementach mechanicznych kombajnów bębnowych.

$$F_{12} = [F_{11} + F_{12} \sin(\alpha) - F] \frac{1}{2} \frac{v_1 + v_2}{v_1 - v_2}$$

$$= F_{11} + F_{12} \sin(\alpha) + \frac{1}{2} F \frac{v_1 + v_2}{v_1 - v_2}$$

(1)

Wzrost F_{12} wraz z F jest widoczny z powyższego wzoru. Wzrost ten jest tym większym, im większe jest α i im większe jest v_1 w stosunku do v_2 . Wzrost ten jest tym większym, im większe jest F .

$$F_{12} = F_{11} + F_{12} \sin(\alpha) + \frac{1}{2} F \frac{v_1 + v_2}{v_1 - v_2}$$

$$F_{12} = F_{11} + F_{12} \sin(\alpha) + \frac{1}{2} F \frac{v_1 + v_2}{v_1 - v_2}$$

(2)