

Kazimierz FURMANIK, Michał PRĄCIK

Akademia Górniczo-Hutnicza al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków,
Politechnika Krakowska, al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków
E-mail: fukaz@agh.edu.pl, mp@sparc2.mech.pk.edu.pl

Wpływ warunków eksploatacyjnych na dynamikę współpracy krążnika centrującego z taśmą przenośnika

1 Wstęp

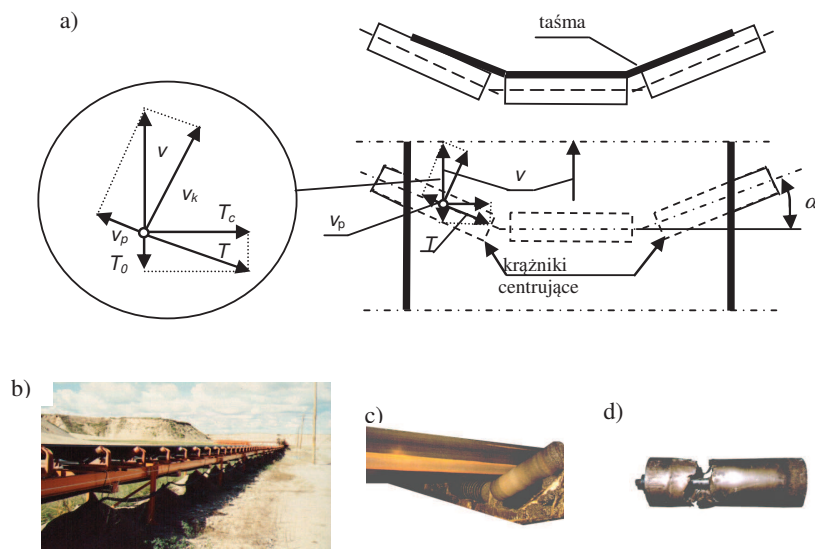
Konieczność ochrony środowiska przed drganiami i hałasem oraz zwiększenia bezpieczeństwa i poziomu eksploatacji dotyczy również przenośników taśmowych – środków powszechnie stosowanych w transporcie materiałów rozdrobnionych i pylistych [1, 4-6]. Drgania ich elementów, zwłaszcza najliczniejszych – krążników, obniżają jakość pracy oraz trwałość przenośników i dlatego na etapie ich projektowania oraz w trakcie eksploatacji drgania te należy ograniczać lub eliminować.

W przenośnikach taśmowych istnieje wiele źródeł drgań; punktowe, jak np. napędy, miejsca załadunku urobku oraz – liniowe, pochodzące od poruszającej się wzdłuż trasy elastycznej taśmy wraz z urobkiem zawierającym duże bryły i od samych krążników. Jedną z przyczyn wywołujących drgania, może być także tarcie występujące przy współpracy krążników centrujących z taśmą [2, 3]. Ich zukosowanie powoduje wystąpienie poosiowej prędkości poślizgu v_p względem płaszcza krążnika oraz siły tarcia T , której składową T_c prostopadłą do osi taśmy wykorzystuje się do jej centrowania, a składową styczną T_θ zwiększa jej opory ruchu (rys. 1a). Drgania wywołane tarciami mogą powodować intensywne, nierównomierne zużycie ściernie taśmy i płaszczy krążników, zmęczeniowe zużycie elementów konstrukcji trasy, jak również hałas, a w konsekwencji obniżenie walorów eksploatacyjnych przenośnika.

W układzie krążnik centrujący – taśma, typ wzbudzanych tarciami drgań i wielkości charakteryzujące je zależą w sposób istotny od konstrukcji i warunków eksploatacji przenośnika (zanieczyszczeń, obciążenia i prędkości poślizgu krążnika centrującego), które decydują o charakterystyce sił tarcia, a przez to o dynamice współpracy krążnika centrującego z taśmą przenośnika.

W pracy, wykorzystując metody symulacji komputerowej, przeprowadzono analizę drgań krążnika centrującego współpracującego ciernie z taśmą, uwzględniając wpływ warunków eksploatacyjnych przenośnika, tzn. obciążenia i kąta zukosowania krążnika centrującego, parametrów układu (sztywności, tłumienia) oraz charakterystyk tarcia.

Na podstawie uzyskanych wyników symulacji wskazano możliwości eliminacji, bądź ograniczenia tych drgań, co jest istotne ze względów technicznych i ekonomicznych.



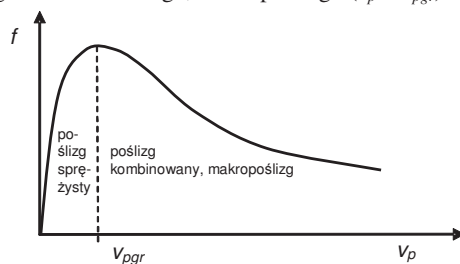
Rys.1. Skutki poślizgu taśmy względem krążnika centrującego: a) układ taśmy na krążnikach; b) widok trasy przenośnika; c) zużycie ścierne dolnej okładki taśmy (jaśniejszy pas); d) przetarcie płaszczka krążnika

Fig.1. Effects of slide of belt in relation to centering roller : a) system of belt on rollers;b) view of route of conveyor; c) wear of belt bottom covers (brighter fringe);d) abrasion of overcoat of roller

2 Równania ruchu układu

Charakterystyka tarcia jest podstawą analizy drgań krążnika centrującego współpracującego ciernie z taśmą. Wyznacza się ją doświadczalnie uwzględniając warunki eksploatacji przenośnika oraz parametry współpracy krążnika z taśmą. Ma ona dwa różne jakościowo zakresy (rys. 2):

- 1) poślizgu sprężystego ($v_p \leq v_{pgr}$),
- 2) poślizgu kombinowanego, makropoślizgu ($v_p > v_{pgr}$).



Rys. 2. Wykres zależności współczynnika tarcia f od prędkości poślizgu v_p

Fig. 2. Graph dependence of friction coefficient f versus speed of slide v_p

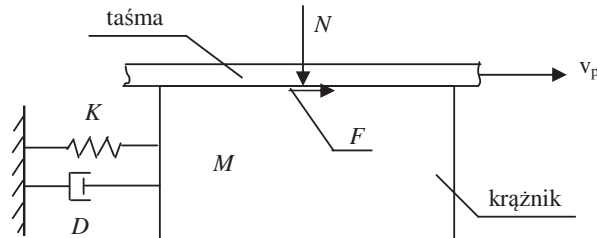
Praca układu na opadającej części charakterystyki tarcia sprzyja powstawaniu drgań samowzbudnych, a wielkości charakteryzujące je zależą od charakterystyki tarcia i parametrów układu. W przeprowadzonej analizie przyjęto następujące założenia upraszczające:

- krążnik traktuje się jako bryłę sztywną, a jego drgania są rozpatrywane w skali makro,
- analizę ruchu krążnika ogranicza się do ruchu poosiowego,
- układ podparcia krążnika modeluje się jako element lepko-sprężysty typu Voigta Kelvina,
- zakłada się idealną geometrię krążnika, liniowy kontakt z taśmą oraz pomija się wpływ luzów promieniowych,
- przy modelowaniu ruchu pomija się efekty temperaturowe oraz wpływ zużycia na zmiany charakterystyk tarcia.

Do analizy drgań poosiowych krążnika wzbudzanych tarcie, przyjęto układ przedstawiony na rys. 3, w którym taśma poruszająca się z prędkością v ślizga się przy udziale tarcia z prędkością v_p po sztywnym płaszczy krążnika o masie M . Krążnik jest związany z bazą za pomocą elementu lepko-sprężystego o stałych współczynnikach sprężystości K i tłumienia D . Równanie ruchu analizowanego układu ma postać:

$$M\ddot{X} + D\dot{X} + KX = F \quad (1)$$

gdzie: X - przemieszczenie poosiowe krążnika; $\dot{X} = dX/dt$ - prędkość; t - czas; $F = f \cdot N \operatorname{sgn}(v_p)$ - siła tarcia; f - współczynnik tarcia; N - siła nacisku taśmy na krążnik; M - masa krążnika; α - kąt zukosowania krążnika; v - prędkość taśmy; $v_p = v \sin \alpha - \dot{X}$ - prędkość poślizgu taśmy względem płaszczy krążnika.



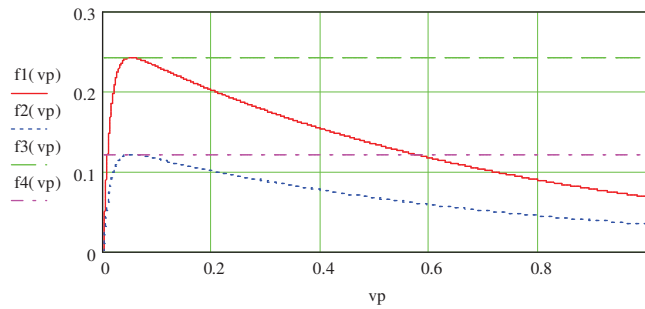
Rys. 3. Schemat układu przyjętego do analizy

Fig. 3. Schema of system taken to analysis

Do symulacji drgań układu przyjęto charakterystyki tarcia (rys. 4) opisane następującą zależnością [3, 5]:

$$f(v_p) = a[1 - \exp(b \cdot v_p)] \cdot \exp(c \cdot v_p) + d \cdot v_p + e \quad (2)$$

gdzie: a, b, c, d, e – parametry, których wartości zależą od eksploatacyjnych warunków tarcia w układzie taśma – krążnik centrujący.



Rys. 4. Przyjęte do analizy charakterystyki tarcia

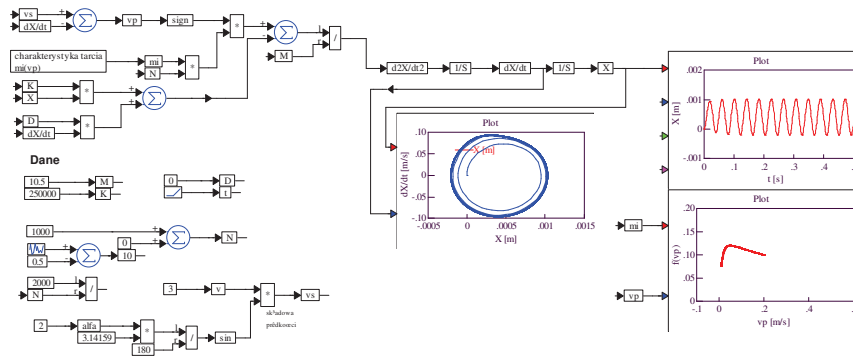
Fig. 4. Friction characteristics taken to analysis

Dla charakterystyk tarcia, jak na rys. 4 odpowiednie stałe wynoszą:

- (1) $a = 0,26415$; $b = -80$ [s/m]; $c = -1,36$ [s/m]; $d = 0,00001$ [s/m]; $e = 0$
- (2) $a = 0,132$; $b = -80$ [s/m]; $c = -1,36$ [s/m]; $d = 0,00001$ [s/m]; $e = 0$
- (3) $a = b = c = d = 0$; $e = 0,24228$;
- (4) $a = b = c = d = 0$; $e = 0,12114$

3 Wyniki symulacji

Na rys. 5 przedstawiono schemat programu symulacyjnego (zrealizowanego w pakiecie *VisSim* [7]), a na rysunkach 6–17 - wyniki symulacji.



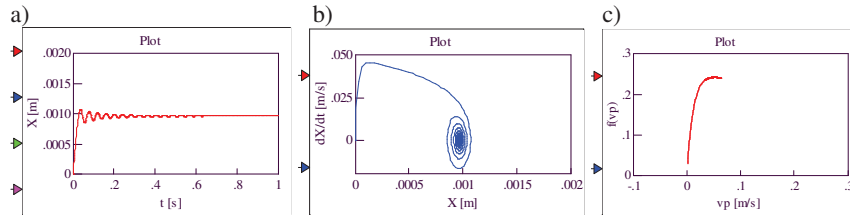
Rys. 5. Schemat programu symulacyjnego (*VisSim*)

Fig. 5. Schema of simulation programme (*VisSim*)

Wykorzystując przyjęte charakterystyki tarcia przeanalizowano wpływ kąta α zukosowania krążnika, siły nacisku N , współczynników sztywności K i tłumienia D oraz prędkości taśmy v na wielkości charakteryzujące drgania wzbudzone tarciami.

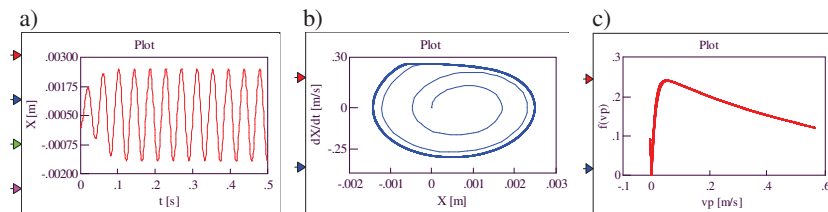
*Wpływ warunków eksploatacyjnych
na dynamikę współpracy krążnika centrującego z taśmą przenośnika*

Przy $\alpha = 0,9^\circ$ i $5,0^\circ$, $N = 1000$ N, $v = 3,0$ m/s, $K = 0,25 \cdot 10^6$ N/m; $M = 5,3$ kg oraz $D = 0$ dla charakterystyki tarcia (1) otrzymano wyniki symulacji przedstawione na rysunkach 6–7.



Rys. 6. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 0,9^\circ$
a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia

Fig. 6. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 0,9^\circ$
a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics



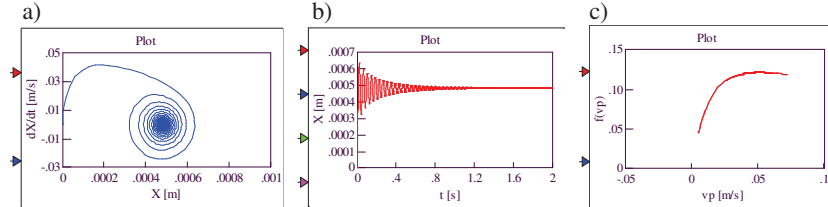
Rys. 7. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 5,0^\circ$
a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia

Fig. 7. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 5,0^\circ$
a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics

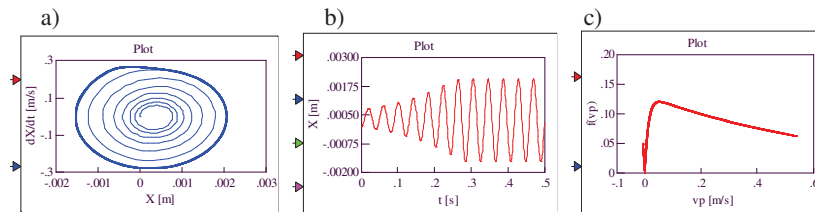
Pokazują one, że przy wartościach kąta zukosowania $\alpha \leq 0,9^\circ$ drgania w układzie nie wzbudzą się, gdyż pracuje on na wznoszącej się części charakterystyki tarcia (rys. 6c). Przy $\alpha = 5,0^\circ$ (rys. 7b) układ prawie od razu osiąga cykl graniczny i zachowuje się jak układ o miękkim wzbudzeniu. Ze wzrostem wartości kąta α zwiększa się zakres pracy układu na charakterystyce tarcia oraz przemieszczenia wzbudzanych drgań, ale ich częstotliwość pozostaje prawie niezmienna i jest bliska częstotliwości drgań własnych układu (równiej 24,56 Hz).

W dalszej kolejności uwzględniono charakterystykę tarcia (2) o wartościach współczynnika tarcia o połowę niższych niż w przypadku poprzedniej charakterystyki (1) oraz takie same jak wyżej wartości parametrów: α ; N ; v oraz D . Uzyskano prawie takie same częstotliwości drgań, ale niższe wartości wielkości charakteryzujących je, a układ pracuje w takich samych – jak poprzednio – zakresach prędkości poślizgu na charakterystyce tarcia.

W dalszej kolejności uwzględniono charakterystykę tarcia (3), tj. $f = 0,24228$, a otrzymane wyniki symulacji przedstawiono na rysunkach 8–9.

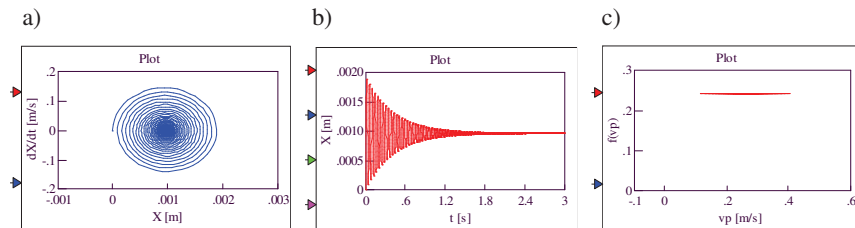


Rys. 8. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 0,9^\circ$
 a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia
 Fig. 8. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 0,9^\circ$
 a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics



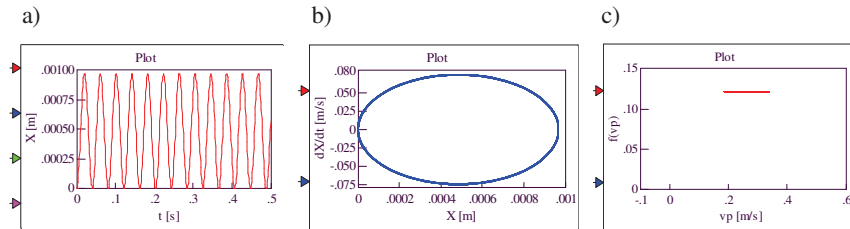
Rys.9. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 5,0^\circ$
 a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia
 Fig. 9. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 5,0^\circ$
 a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics

Z wykresów na rys. 9 widać, że układ prawie od razu osiąga cykl graniczny, a ze wzrostem wartości kąta α wzrasta amplituda wzbudzanych drgań, a ich częstotliwość jest prawie niezmienna. Wprowadzenie do układu niewielkiego tłumienia powoduje wygaszenie drgań (rys. 10). Wyniki symulacji przy charakterystyce tarcia (4), t.j. $f = 0,12114$ przedstawiono na rysunkach 10–11.



Rys. 10. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 5,0^\circ$; $D = 50 \text{ Ns/m}$
 a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia
 Fig. 10. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 5,0^\circ$; $D = 50 \text{ Ns/m}$
 a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics

*Wpływ warunków eksploatacyjnych
na dynamikę współpracy krążnika centrującego z taśmą przenośnika*

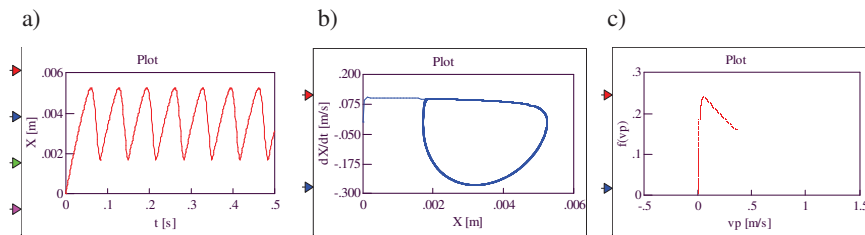


Rys. 11. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 5,0^\circ$
a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia

Fig. 11. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 5,0^\circ$
a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics

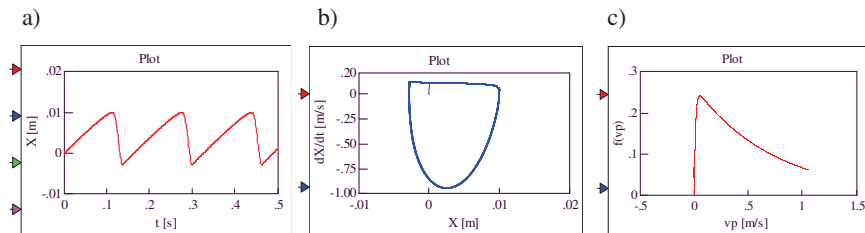
Na rysunkach 10–11 widać, że zwiększenie wartości kąta α do 5° powoduje nieznaczny wzrost, a następnie ustalenie się przemieszczeń drgań oraz niezmienną ich częstotliwość. Układ pracuje w mniejszym zakresie prędkości poślizgu.

W dalszej kolejności uwzględniono wpływ siły nacisku N . Przyjmując charakterystykę tarcia (I) oraz $v = 3,0$ m/s; $K = 0,25 \cdot 10^6$ N/m; $D = 0$ [N], $\alpha = 2^\circ$, otrzymane wyniki przedstawiono na rysunkach 12–13.



Rys. 12. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 5\,000$ N (14,9 Hz)
a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia

Fig. 12. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 5\,000$ N
a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics

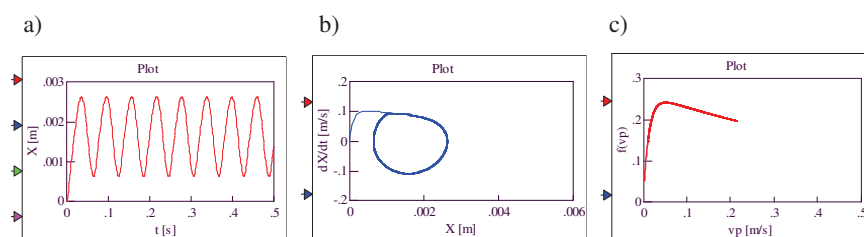


Rys. 13. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\,000$ N (12,3 Hz)
a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia

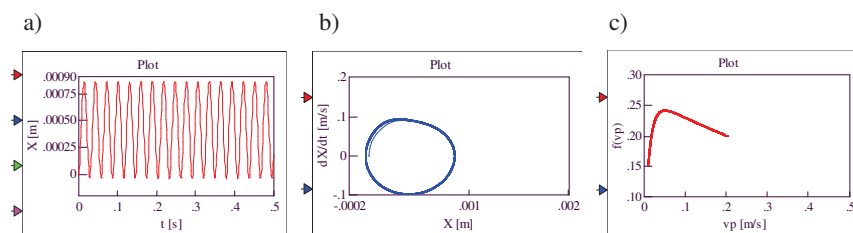
Fig. 13. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\,000$ N
a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics

Porównując wykresy przedstawione na rysunkach 7, 12 i 13 widać, że ze wzrostem siły nacisku N drgania quasiharmoniczne przechodzą w drgania zbliżone do drgań typu stick-slip; ich przemieszczenia rosną, a częstotliwość zmniejsza się; np. przy $N = 1\ 000\text{--}5\ 000\text{--}10\ 000\text{ N}$ częstotliwość drgań wynosi: 23,9–14,9–12,3 Hz.

Na koniec uwzględniono zmiany wartości współczynników sprężystości K i tłumienia D więzi krążnika, przy charakterystyce tarcia (I) oraz niezmiennych wartościach pozostałych parametrów.



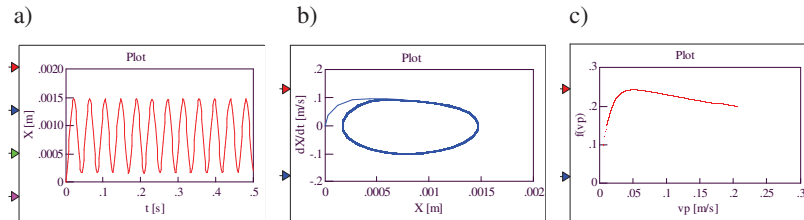
Rys. 14. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\ 000\text{ N}$;
 $K = 0,125 \cdot 10^6\text{ N/m}$
 a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia (16,5 Hz)
 Fig. 14. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\ 000\text{ N}$;
 $K = 0,125 \cdot 10^6\text{ N/m}$
 a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics (16,5 Hz)



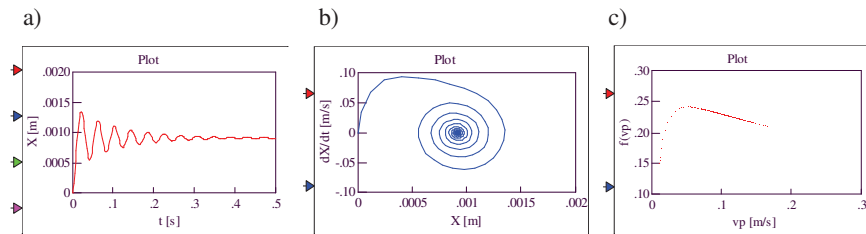
Rys. 15. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\ 000\text{ N}$;
 $K = 0,5 \cdot 10^6\text{ N/m}$
 a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia (34,3 Hz)
 Fig. 15. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\ 000\text{ N}$;
 $K = 0,5 \cdot 10^6\text{ N/m}$
 a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics (34,3 Hz)

Z rysunków 14 i 15 widać, że mimo wzrostu wartości współczynnika sprężystości ($K = 0,125 \cdot 10^6 - 0,25 \cdot 10^6 - 0,5 \cdot 10^6\text{ N/m}$), drgania pozostają quasiharmoniczne, ich przemieszczenia maleją, ale częstotliwość wzrasta (od 16,5–24,5–34,3 Hz).

Na koniec uwzględniono wpływ tłumienia na parametry drgań przy różnych charakterystykach tarcia. W pierwszej kolejności uwzględniono charakterystykę tarcia (I).



Rys. 16. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\,000\text{ N}$; $K = 0,25 \cdot 10^6\text{ N/m}$; $D = 0\text{ Ns/m}$;
a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia (23,9 Hz)
Fig. 16. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\,000\text{ N}$; $K = 0,25 \cdot 10^6\text{ N/m}$; ; $D = 0\text{ Ns/m}$;
a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics (23,9 Hz)



Rys. 17. Wielkości charakteryzujące drgania układu przy $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\,000\text{ N}$; $K = 0,25 \cdot 10^6\text{ N/m}$; $D = 500\text{ Ns/m}$;
a) przemieszczenia; b) płaszczyzna fazowa; c) charakterystyka tarcia
Fig. 17. Quantities characterizing vibrations of system at $\alpha = 2,0^\circ$; $N = 10\,000\text{ N}$; $K = 0,25 \cdot 10^6\text{ N/m}$; ; $D = 500\text{ Ns/m}$;
a) displacements; b) phase surface; c) friction characteristics

Z rysunków 16–17 widać, że wprowadzenie tłumienia znacząco obniża przemieszczenia drgań, bądź je wygasza, a nieznacznie zwiększa ich częstotliwość.

4 Wnioski końcowe

1. Analiza drgań wzbudzanych tarciami w układzie krążnik centrujący – taśma wymaga uwzględnienia rzeczywistych charakterystyk tarcia, zależnych od warunków eksploatacyjnych przenośnika oraz jego parametrów konstrukcyjno-ruchowych.
2. Wielkości charakteryzujące drgania krążnika wzbudane tarciami i ich typ zależą od rodzaju charakterystyki tarcia oraz wartości: kąta zukosowania krążnika, prędkości taśmy, jej nacisku na krążnik i parametrów układu (sztywności, tłumienia).
3. Przy charakterystykach tarcia niezależnych od prędkości poślizgu mogą powstawać od początku drgania quasiharmoniczne, eliminowalne niewielkim tłumieniem.
4. Ze zwiększeniem siły nacisku taśmy na krążnik rosną przemieszczenia i prędkości drgań lecz maleje ich częstotliwość oraz zmienia się ich typ; drgania quasiharmoniczne przechodzą w drgania typu stick-slip. Ze wzrostem

- współczynnika sprężystości układu maleją przemieszczenia wzbudzanych drgań krążnika, a wzrasta ich częstotliwość (problem hałasu).
5. Znaczące ograniczenie zjawiska i poziomu drgań samowzbudnych występujących w układzie krążnik-centrujący-taśma przenośnikowa można uzyskać zachowując takie wartości kąta zukosowania krążnika i prędkości taśmy, przy których układ ten będzie pracował na wznoszącej się części charakterystyki tarcia; w innym przypadku należy do układu wprowadzić tłumienie pozwalające ograniczyć te drgania.
 6. Z uwagi na duże znaczenie techniczne i ekonomiczne problematyka drgań wzbudzanych tarcie w przenośnikach taśmowych powinna być przedmiotem dalszych badań teoretycznych i doświadczalnych.

Literatura

1. Antoniak J.: *Przenośniki taśmowe w górnictwie podziemnym i odkrywkowym*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Wydanie III, Gliwice 2007
2. Bogacz R., Ryczek B.: *Eksperymentalno-teoretyczne badania drgań wzbudzanych tarcie suchym*. Czasopismo Techniczne z. 10, Politechnika Krakowska, 1996.
3. Furmanik K., Prącik M.: *Symulacyjne badania drgań wzbudzanych tarcie w układzie krążnik-taśma przenośnikowa*. Symulacja w Badaniach i Rozwoju. XII Warsztaty PTSK, s.73-80, Warszawa 2006.
4. Gładysiewicz L.: *Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003
5. Grimmer K.J.: *Zwei ausgewählte Probleme der Bandfördertechnik*. Fortschritt Berichte VDI Zeitschrift. Reihe 13, nr 10.
6. Żur T., Hardygóra M.: *Przenośniki taśmowe w górnictwie*. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1996
7. Visual Solution, Inc. Westford, no. 8052. *Professional VisSim & Analyze*, ver.2.0.

Streszczenie

W pracy analizowano wpływ parametrów charakteryzujących warunki eksploatacyjne przenośnika na dynamikę współpracy krążnika centrującego z taśmą. Wskazano możliwości ograniczenia drgań wzbudzanych tarcie w wyniku tej współpracy.

Influence of exploitation conditions on dynamics of cooperation centering roller with of conveyor belt

Summary

In the paper there was analysed influence of parameters characterizing exploitation conditions on dynamics of cooperation a centering roller with a belt. They were indicated possibilities of limitation of vibrations excited by friction in this cooperation.