

Tadeusz GIZA, Rajmund MANN, Piotr SOBOTA  
Politechnika Śląska, Gliwice

## ZALEŻNOŚĆ PARAMETRÓW PRACY KOMBAJNU ŚCIANOWEGO OD PODZIAŁKI ZĘBATKI SWORZNIOWEJ MECHANIZMU POSUWU BP (EICOTRAK)

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono wyniki symulacji komputerowej współpracy koła napędowego z zębatką sworzniową o średnicy 55 mm w oparciu o program opracowany w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Przeanalizowano wpływ zmiany podziałki o  $\pm 6,5$  mm wynikającej z rozwiązania konstrukcyjnego na chwilową prędkość posuwu kombajnu oraz siły uciągu kombajnu i siły międzyzębne. Największy wpływ na charakter przebiegu wymienionych parametrów pracy kombajnu ma skrócenie podziałki. Z kolei jej wydłużenie wpływa istotnie na zakres zmienności chwilowej prędkości posuwu i siły uciągu kombajnu.

## DEPENDENCE OF PARAMETERS OF A LONGWALL SHEARER'S OPERATION ON THE PITCH OF A PIN – TYPE RACK BAR OF THE BP (EICOTRAK) HAULAGE SYSTEM

**Summary.** The paper contains results of the computer simulation of mating of a drive wheel with a pin-type rack bar of 55 mm in diameter that has been carried out with the aid of the computer program developed by the Institute of Mining Mechanization of the Silesian Technical University. The effect of changing of the pitch by  $\pm 6.5$  mm in consequence of the applied design solution on the instantaneous haulage speed of a shearer as well as on the tractive effort of a shearer and on interteeth forces has been analyzed. Reducing of the pitch is what affects the character of a course of the named operating parameters to the greatest extent. Increasing of the pitch has in turn an essential effect on the variation range of instantaneous haulage speed of a shearer and of tractive efforts of the machine.

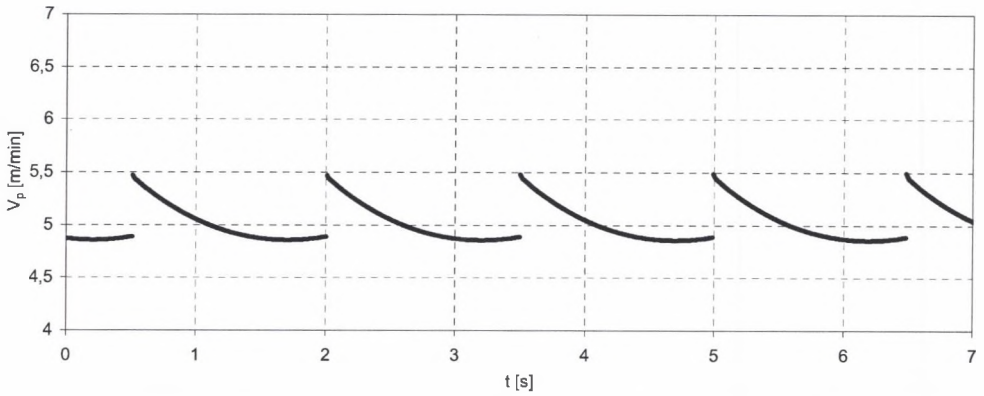
## 1. Wprowadzenie

Bębnowe kombajny frezujące stanowią podstawowe wyposażenie kompleksów zmechanizowanych stosowanych powszechnie w systemach ścianowych. Taki system techniczny pozwala na uzyskanie dużej koncentracji produkcji, co w efekcie prowadzi do wzrostu wydobywania w ścianie i obniżenia kosztów wydobywania węgla. Na wielkość wydobywania w ścianie istotny wpływ ma kombajn, a w szczególności takie jego parametry techniczne, jak siła uciągu i robocza prędkość posuwu mechanizmu ciągnięcia. Uzyskanie wysokiego wydobywania (wydajności urabiania) w ścianie jest możliwe w przypadku stosowania kombajnów, których mechanizmy ciągnięcia zapewniają wysoką prędkość przemieszczania maszyny wzdłuż czoła ściany oraz właściwą dla występujących warunków górnictwo-geologicznych siłę uciągu (pociągową). Mechanizm ciągnięcia składający się z ciągnika i mechanizmu posuwu zapewnia nie tylko ruch (posuw) kombajnu i pokonanie oporów wynikających z urabiania, ładowania, tarcia i nachylenia ściany, ale jest także jednym z podstawowych mechanizmów mających wpływ na pracę całej maszyny. Stosowanie coraz wyższych prędkości posuwu i sił uciągu powoduje, że znacząco rosną moce silników nie tylko w napędzie ciągnika, ale także i organów urabiających [3]. W polskich kopalniach pracują kombajny o zróżnicowanych parametrach technicznych – moce ciągników wahają się w granicach 35 – 150 kW, co pozwala na uzyskiwanie sił uciągu w zakresie 250 – 750 kN i poruszanie się z maksymalnymi prędkościami roboczymi do  $3,85 \div 21,5$  m/min. W napędzie organów urabiających stosowane są silniki o mocach 100 – 410 kW. Wszystkie kombajny wyposażone są w beźciągnowe mechanizmy posuwu typu POLTRAK, BP (EICOTRAK) lub DYNATRAC. W przeważającej liczbie kombajnów (około 85%) stosowany jest system BP z dwoma kołami napędowymi. Należy on do grupy mechanizmów zębatkowych, w których segmenty zębatkowe o długości 0,75 m mocowane są za pomocą sworzni do wsporników przyspawanych do zastawek przenośnika zgrzeblowego. Co drugi segment trasy zębatek mocowany jest w otworach owalnych wspornika, co umożliwia zmianę długości trasy i zapewnia możliwość przeginania się rynien przenośnika w płaszczyźnie pionowej i poziomej. Z trasą zębatkową współpracuje koło napędowe, które znajduje się w płozie kombajnu. Właściwe prowadzenie koła po trasie zapewnia prowadnik mocowany do płozy. Mocowanie segmentów zębatek w otworach owalnych powoduje, że podziałki między zębami sąsiadnych segmentów nie są nominalne. Ulegają one skróceniu lub wydłużeniu, a wielkość zmiany podziałki zależy od rozwiązania konstrukcyjnego mechanizmu posuwu. W stosowanych rozwiązaniach konstrukcyjnych mechanizmu posuwu BP koło zębate

z zębami o złożonym profilu współpracuje z zębatką, której zęby mogą być o różnym kształcie [1]. W artykule przeanalizowano wpływ wydłużenia i skrócenia podziałki pomiędzy sworzniami segmentów zębatek na chwilową prędkość posuwu i siłę uciągu kombajnu, a także siły międzyzębne. Wykorzystano do tego celu program komputerowy opracowany w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej [2].

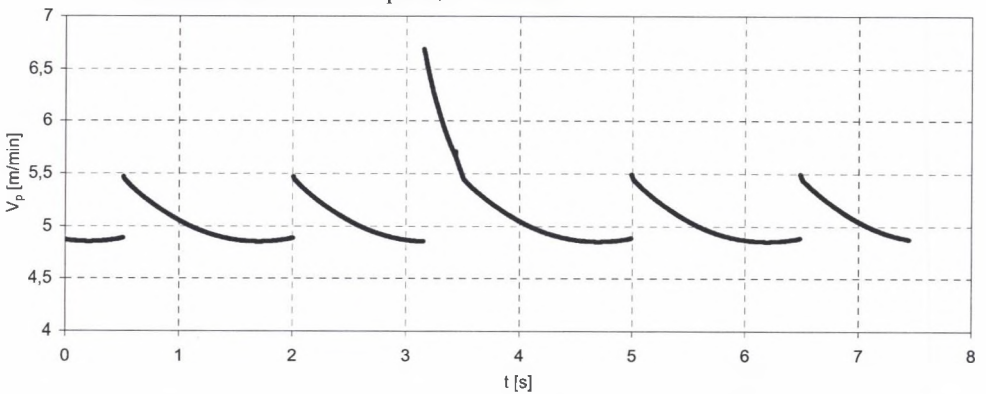
## 2. Wpływ zmiany podziałki na chwilową prędkość posuwu kombajnu

Analizę przeprowadzono dla koła napędowego o 15. zębach i średnicy podziałowej 596,83 mm współpracującego z zębatką ze sworzniami o przekroju okrągłym  $\varnothing 55$  mm i podziałce nominalnej 125 mm. W rozwiązaniu konstrukcyjnym mechanizmu posuwu BP zmiana podziałki pomiędzy sworzniami sąsiednich zębatek może wynieść  $\pm 6,5$  mm. Profil zęba koła napędowego ma złożony kształt i od stopy zęba na pewnej długości jest prostoliniowy, a następnie przechodzi w łuk aż do głowy zęba. Założono, że koło napędowe obraca się ze stałą prędkością kątową  $\omega$  i wynosi ona 0,28 rd/s. Na rysunku 1 pokazano przebieg chwilowej prędkości posuwu kombajnu dla zębatki o nominalnej podziałce. Widać, że w czasie obrotu koła o jeden ząb prędkość posuwu nie jest stała. W chwili wchodzenia w zazębienie koła z zębatką jest największa i wynosi  $\sim 5,5$  m/min, a następnie maleje do 4,85 m/min i nieznacznie rośnie; w momencie wyzębienia wynosi 4,9 m/min. Różnica prędkości w chwili zazębienia i wyzębienia wynosi 0,6 m/min i jest niemal równa różnicy maksymalnej (0,65 m/min), a charakter tych zmian jest regularny. Wydłużenie podziałki zębatki o 6,5 mm (rys. 2) powoduje wyraźną zmianę w charakterze przebiegu chwilowej prędkości posuwu. Czas zazębienia koła ze sworzniem poprzedzającym jest krótszy o 0,35 s, a wyzębienie występuje przy prędkości 4,86 m/min. Znaczące różnice w przebiegu chwilowej prędkości posuwu mają miejsce w czasie zazębienia koła ze sworzniem odsuniętym o 6,5 mm. Czas zazębienia jest wydłużony o 0,35 s w stosunku do podziałki nominalnej. W chwili zazębienia prędkość posuwu wynosi 6,68 m/min i następnie szybko maleje do 5,47 m/min. W czasie  $\sim 0,34$  s prędkość posuwu spada o 1,21 m/min. Po osiągnięciu tej prędkości dalszy przebieg ma taki sam charakter jak przy podziałce nominalnej. Wyzębienie następuje przy prędkości posuwu 4,9 m/min. Jeszcze bardziej złożony charakter ma przebieg prędkości posuwu w przypadku zmniejszenia podziałki zębatki o 6,5 mm (rys. 3). W tym przypadku dochodzi do zaburzenia we współpracy zębów koła ze sworzniami zębatek. Polega ono między innymi na tym, że jeden z zębów koła nie kontaktuje się ze sworzniem zębatki,



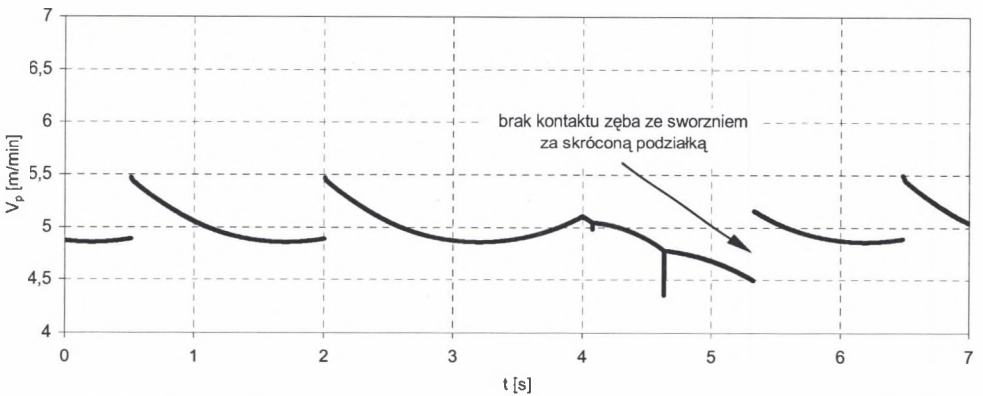
Rys. 1. Przebieg prędkości posuwu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb dla trasy zębatego o podziałce nominalnej,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 1. Course of the shearer's haulage speed when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the nominal pitch,  $\omega = 0.28$  rd/s



Rys. 2. Przebieg prędkości posuwu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębatego o wydłużonej podziałce o 6,5 mm między 3. a 4. sworzniem,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 2. Course of the shearer's haulage speed when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the pitch increased by 6.5 mm between the 3<sup>rd</sup> pin and the 4<sup>th</sup> pin,  $\omega = 0.28$  rd/s



Rys. 3. Przebieg prędkości posuwu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębatego o skróconej podziałce o 6,5 mm między 3. a 4. sworzniem,  $\omega = 0,28$  rd/s

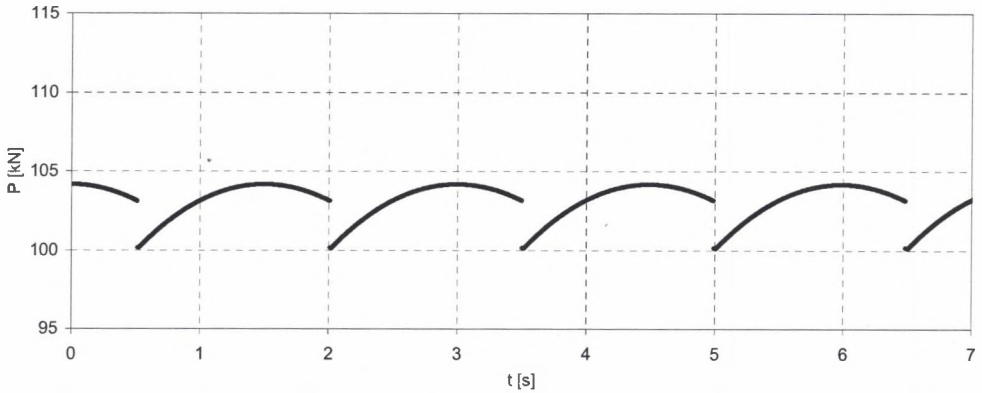
Fig. 3. Course of the shearer's haulage speed when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the pitch reduced by 6.5 mm between the 3<sup>rd</sup> pin and the 4<sup>th</sup> pin,  $\omega = 0.28$  rd/s

„przeskakuje” sworzeń o zmniejszonej podziałce. Wynikiem tego jest wydłużony czas zazębienia zęba poprzedzającego (3,32 s) i krótszy czas zazębienia (1,16 s) zęba następnego. W czasie zazębienia koła ze sworzniem poprzedzającym zmianę podziałki przebieg wykresu chwilowej prędkości posuwu jest skomplikowany, szczególnie w drugiej fazie współpracy zęba koła ze sworzniem. W chwili zazębienia chwilowa prędkość posuwu wynosi  $\sim 5,5$  m/min i w czasie 2 s obrotu koła zmienia się podobnie jak dla podziałki nominalnej. W drugiej fazie zazębienia występuje dalszy spadek prędkości, przy czym w połowie tego okresu dochodzi do gwałtownego jej wahnięcia o  $\sim 0,4$  m/min. Wyzębienie występuje przy prędkości  $\sim 4,5$  m/min. W chwili zazębienia ze sworzniem następnym (już o podziałce nominalnej) prędkość posuwu wynosi 5,15 m/min (jest  $\sim 0,35$  m/min niższa), a wyzębienie odbywa się przy prędkości takiej samej.

### 3. Wpływ zmiany podziałki na siły międzyzębne i siły uciągu kombajnu

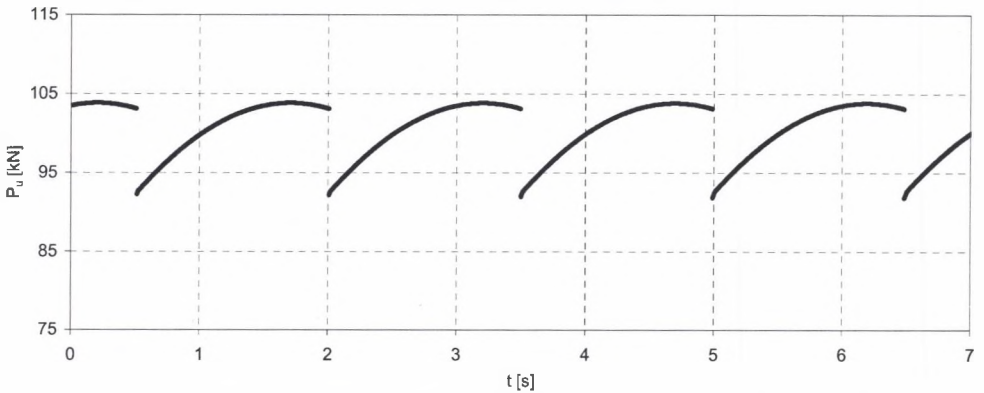
Siła międzyzębna oddziałuje na współpracujące ze sobą elementy układu napędowego mechanizmu posuwu (zab koła – sworzeń zębarki) i ma wpływ na wielkość nacisków, siłę tarcia oraz ich zużycie. Siła uciągu pokonuje opory (składowe poziome), na jakie napotyka kombajn w czasie ruchu (urabiania). Wielkość siły międzyzębnej i uciągu zależy od momentu rozwijanego na wale koła napędowego przez ciągnik. W symulacji przyjęto, że moment obrotowy na wale koła napędowego jest stały i wynosi 30 kNm, nie uwzględniono siły tarcia pomiędzy zębem a sworzniem. Dla nominalnej podziałki sworzni w czasie obrotu koła o jeden zab ( $24^\circ$  -  $\sim 1,5$  s) zmienia się zarówno wartość siły międzyzębnej (rys. 4), jak i siły uciągu (rys. 5), a charakter tych zmian jest podobny. W chwili zazębienia siły są mniejsze niż w czasie wyzębienia, przy czym maksymalną wartość osiągają tuż przed wyzębieniem. W czasie zazębienia siła międzyzębna wynosi  $\sim 100,2$  kN, a siła uciągu  $\sim 92,1$  kN; przy wyzębieniu odpowiednio 103,2 kN i 103,1 kN. Maksymalna amplituda siły międzyzębnej wynosi 4,0 kN, a siły uciągu 11,7 kN.

Przy zwiększonej do 131,5 mm podziałce zmienia się przebieg sił w czasie zazębienia ze sworzniem odsuniętym. Dotyczy to zwłaszcza początkowego okresu zazębienia. Zazębienie odbywa się z wyższą (rys. 6) siłą międzyzębną (102,2 kN) i przy zdecydowanie niższej (rys. 7) sile uciągu (75,3 kN). Po 0,35 s, co odpowiada obrotowi koła o  $\sim 5,5^\circ$ , obie siły osiągają wartość taką jak w czasie zazębienia przy podziałce nominalnej, a ich przebieg ma taki sam charakter.



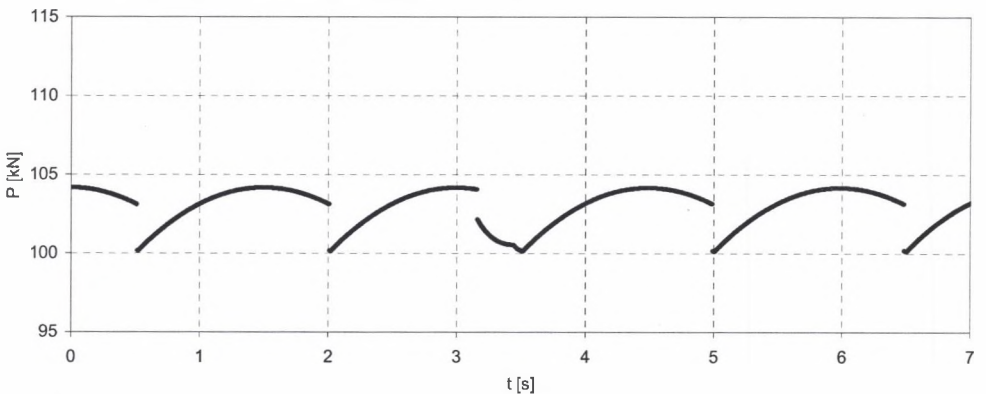
Rys. 4. Przebieg zmian siły międzyzębnej w czasie obrotu koła o jeden ząb dla trasy zębatki o podziałce nominalnej,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 4. Course of changes in the interteeth force when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the nominal pitch,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0.28$  rd/s



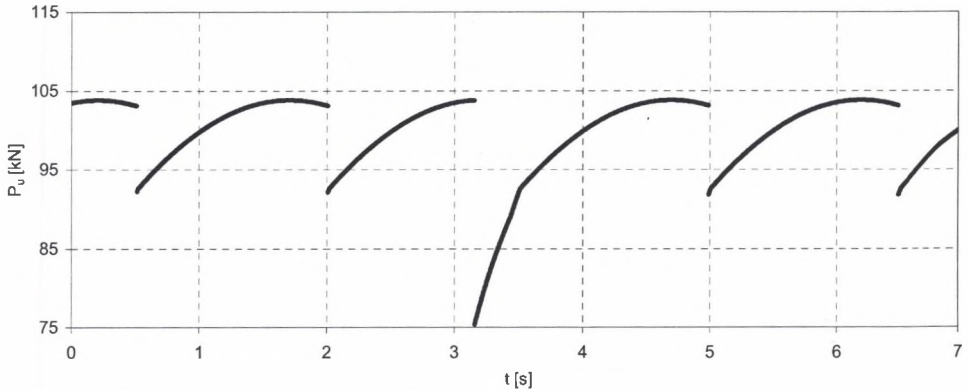
Rys. 5. Przebieg zmian siły uciagu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb dla trasy zębatki o podziałce nominalnej,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 5. Course of changes in the tractive effort when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the nominal pitch,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0.28$  rd/s



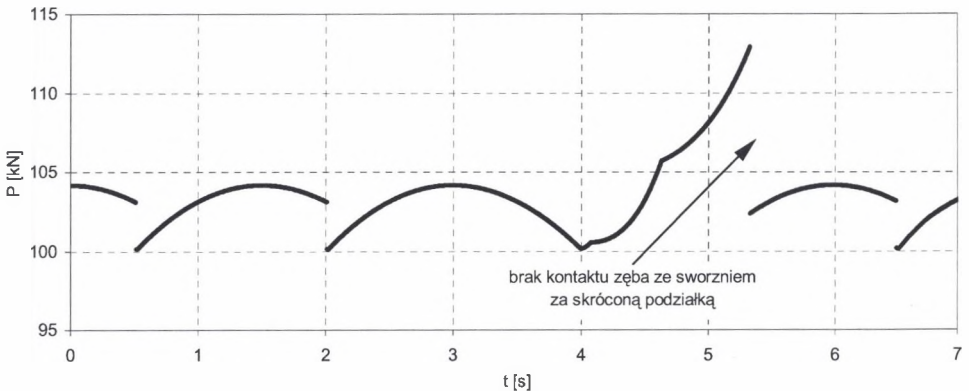
Rys. 6. Przebieg zmian siły międzyzębnej w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębatki o wydłużonej podziałce między 3. a 4. sworzniem,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 6. Course of changes in the interteeth force when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the increased pitch between the 3<sup>rd</sup> pin and the 4<sup>th</sup> pin,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0.28$  rd/s



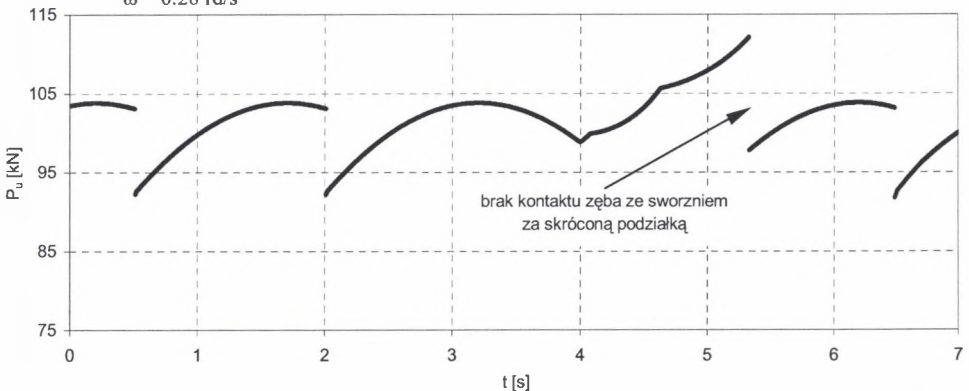
Rys. 7. Przebieg zmian siły uciągu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębatki o wydłużonej podziałce między 3. a 4. sworzniem,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 7. Course of changes in the tractive effort when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the increased pitch between the 3<sup>rd</sup> pin and the 4<sup>th</sup> pin,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0.28$  rd/s



Rys. 8. Przebieg zmian siły międzyzębnej w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębatki o skróconej podziałce między 3. a 4. sworzniem,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 8. Course of changes in the interteeth force when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the reduced pitch between the 3<sup>rd</sup> pin and the 4<sup>th</sup> pin,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0.28$  rd/s



Rys. 9. Przebieg zmian siły uciągu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębatki o skróconej podziałce między 3. a 4. sworzniem,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0,28$  rd/s

Fig. 9. Course of changes in the tractive effort when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the reduced pitch between the 3<sup>rd</sup> pin and the 4<sup>th</sup> pin,  $M_o = 30$  kNm,  $\omega = 0.28$  rd/s

Większe zaburzenia w charakterze przebiegu sił ma zmniejszenie podziałki do 118,5 mm. Na sworzniu poprzedzającym zmianę podziałki możemy wyróżnić dwa przedziały przebiegu sił. Pierwszy trwający  $\sim 2$  s o przebiegu regularnym zbliżonym w charakterze do nominalnego i drugi trwający  $\sim 1,3$  s o przebiegu nieregularnym. Siły międzyzębna (rys. 8) i uciągu (rys. 9) przy zazębieniu mają takie same wartości jak dla zazębienia nominalnego. Następnie rosną i osiągają maksimum dla tego okresu (siła międzyzębna 104,2 kN, siła uciągu 103,8 kN), a na koniec okresu spadają odpowiednio do 100,1 kN i 98,8 kN. W drugim okresie zazębienia cały czas rosną i w chwili wyzębienia siła międzyzębna osiąga 112,9 kN, a siła uciągu 112,1 kN. Dla tego przypadku współpracy zęba koła ze sworzniem zębatego mamy największą amplitudę siły międzyzębnej (12,7 kN). Współpraca zęba koła ze sworzniem następnym po dosunięciu charakteryzuje się najmniejszą amplitudą siły międzyzębnej (1,8 kN) i uciągu (6,4 kN). Zazębienie odbywa się przy wyższych siłach (międzyzębna 102,3 kN, uciągu 97,7 kN), a wyzębienie z siłami jak dla zazębienia nominalnego.

#### 4. Podsumowanie

Ze względu na konieczność zapewnienia przegięć trasy przenośnika zgrzeblowego koło napędowe beczki zębatego mechanizmu posuwu pracuje nie tylko ze sworzniami o podziałce nominalnej, ale również wydłużonej lub skróconej. Przy podziałce nominalnej w czasie obrotu koła o jeden ząb zmieniają się: chwilowa prędkość posuwu kombajnu, siła międzyzębna i siła posuwu kombajnu. W okresie zazębienia zęba maksymalne amplitudy wynoszą dla prędkości posuwu 0,65 m/min, siły międzyzębnej 4,0 kN, siły uciągu 11,7 kN. Zmiana podziałki sworzni ma istotny wpływ na charakter przebiegu i zakres zmienności chwilowej prędkości posuwu, sił międzyzębnych i uciągu. Skrócenie podziałki ma największy wpływ na charakter przebiegu zmian, a w przypadku siły międzyzębnej również i na zakres jej zmienności. Skrócenie podziałki o 6,5 mm powoduje, że czas zazębienia ze sworzniem poprzedzającym jest o  $\sim 124\%$  dłuższy niż dla zazębienia nominalnego, a kolejny ząb „przeskakuje” i nie wchodzi w zazębienie ze sworzniem dosuniętym (o zmniejszonej podziałce). Siła międzyzębna ma maksymalną amplitudę (12,57 kN), która jest  $\sim 3,2$  razy większa niż dla amplitudy zazębienia nominalnego. Szczególnie niekorzystny jest charakter zmian chwilowej prędkości posuwu w tym o charakterze pikowym (rys. 3). Wydłużenie podziałki o 6,5 mm znacząco wpływa na zakres zmienności chwilowej prędkości posuwu i siły uciągu i powoduje, że ich amplitudy w czasie zazębienia i wyzębienia oraz maksymalne



są największe. Maksymalna amplituda chwilowej prędkości posuwu wynosi  $\sim 1,8$  m/min i jest 2,75 razy większa od amplitudy ząbienia nominalnego. Maksymalna amplituda uciągu wynosi 28,5 kN i jest  $\sim 2,4$  razy większa od amplitudy ząbienia nominalnego. Mamy również tutaj do czynienia z bardzo szybkimi zmianami przebiegu chwilowej prędkości posuwu (spadek o 1,21 m/min w ciągu 0,35 s) i siły uciągu (wzrost o 17,25 kN w tym samym czasie). Symulacja współpracy koła napędowego z zębatką sworzniową o podziałkach dopuszczalnych konstrukcyjnie (o  $125 \pm 6,5$  mm) ze względu na działanie systemu ma znaczny wpływ na parametry pracy kombajnu. Może mieć również wpływ na dynamikę kombajnu i zużycie układu pociągowego mechanizmu posuwu.

## LITERATURA

1. Fries J.: Záběr profilů bezřetězových systémů pojezdu. Konferencja Naukowa "Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2002". Gliwice 2002. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. seria Górnictwo s. 121-132 PL ISSN 0372-9508.
2. Giza T., Mann R.: Komputerowa symulacja współpracy koła napędowego z zębatką sworzniową beczęgnowego mechanizmu posuwu. 22 Mezinárodní vědecká konference „Technická Diagnostika Strojů a Výrobních Zařízení DIAGO 2003” Ostrava – Moravka 4 – 6.02.2003 ISBN 80-248-0210-4.
3. Sikora W., Giza T., Sobota P., Osadnik J.: Mechanizmy posuwu kombajnów ścianowych stosowane w polskim górnictwie węgla kamiennego. II Międzynarodowa Konferencja „Techniki Urabiania 2002”. Kraków – Krynica, wrzesień 2002 ISBN 83-915742-5-3x.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz

## Abstract

The application of a rigid rack bar mating with a drive wheel of the chainless haulage system makes that already in case of a nominal pitch the instantaneous haulage speed of a shearer as well as the interteeth force and the tractive effort of a shearer change when the drive wheel turns by one tooth. Changing of the pitch of pins exerts an essential influence on the character and on the extent of changes of these parameters of a shearer's operation. With the pitch being reduced the greatest influence is exerted on the character of a course of changes, and in case of the interteeth force on the range of its variation as well. Reducing of

the pitch by 6.5 mm results in that the time of engagement with the preceding pin is longer by ~124% in comparison with the nominal engagement, and the successive tooth „leaps over” and does not engage with the pin brought closer (with the reduced pitch). The interteeth force has the maximum amplitude (12.57 kN) which is ~3.2 times greater than the amplitude of a nominal engagement. The character of changes in the instantaneous haulage speed including changes of peak character is very disadvantageous (fig. 3). Increasing of the pitch by 6.5 mm exerts a considerable influence on the variation range of the instantaneous haulage speed and of the tractive effort. It also causes that their amplitudes during engaging and disengaging as well as the maximum amplitudes have the highest values. The maximum amplitude of the instantaneous haulage speed amounts to ~1.8 m/min and is 2.75 times greater than the amplitude of the nominal engagement. Very quick changes in a course of the instantaneous haulage speed (decrease by 1.21 m/min during 0.35 s) and of the tractive force (increase by 17.25 kN in the same time) take place here.