

Tadeusz GIZA, Rajmund MANN
Politechnika Śląska, Gliwice

WPŁYW POŁOŻENIA KOŁA NAPĘDOWEGO WZGLĘDEM ZĘBATKI MECHANIZMU POSUWU NA CHWILOWĄ PRĘDKOŚĆ POSUWU, SIŁY MIĘDZYZĘBNE I SIŁY POSUWU KOMBAJNU

Streszczenie. Konstrukcja bezciągnowego systemu posuwu BP (EICOTRAK) pozwala na odsunięcie koła napędowego od osi wzdłużnej zębatki o 10 mm i zmianę podziałki pomiędzy sworzniami (zębami) sąsiednich zębatek o $\pm 6,5$ mm. W artykule w oparciu o symulacje komputerowe przeanalizowano skutki wykasowania dopuszczalnego luzu w prowadniku koła (płozy) i zmiany podziałki sworzni na chwilową prędkość posuwu kombajnu, siły międzyzębne i obciążenie prowadnika, a także siłę uciążu kombajnu. Wykazano, że położenie koła napędowego względem zębatki ma znaczący wpływ na analizowane parametry pracy kombajnu.

EFFECT OF THE POSITION OF A DRIVE WHEEL RELATED TO A RACK BAR OF THE HAULAGE SYSTEM ON THE INSTANTANEOUS HAULAGE SPEED, INTERTEETH FORCES AND HAULAGE FORCES OF A SHEARER

Summary. A design of the BP (EICOTRAK) chainless haulage system allows a drive wheel to be displaced by 10 mm from the lengthwise axis of a rack bar and the pitch between pins (teeth) of the adjacent racks to be changed by ± 6.5 mm. An analysis of effects of elimination of the permissible play in a wheel's guide (skids) and of changing of the pitch of pins on the instantaneous haulage speed of a shearer, interteeth forces and on the load of the guide as well as on the tractive effort of a shearer, carried out on the basis of computer simulations, has been presented in the paper. It has been demonstrated that the position of a drive wheel in relation to a rack bar exerts a significant influence on the parameters of a shearer's operation being analyzed.

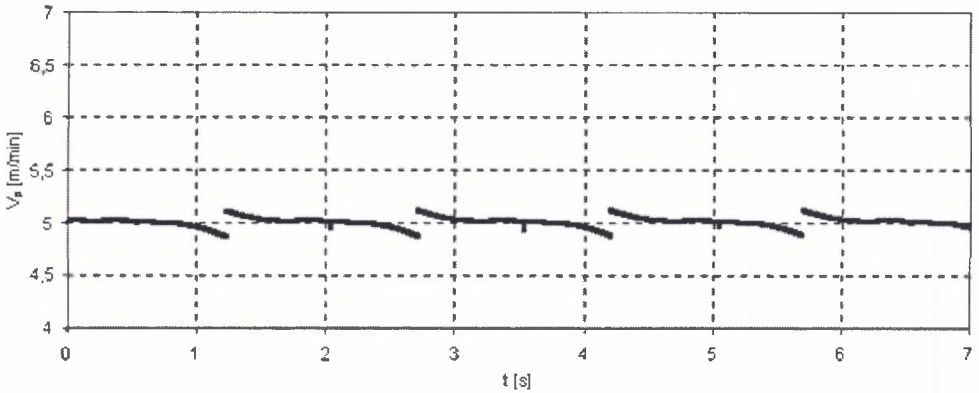
1. Wprowadzenie

Potencjalne możliwości techniczne i rzeczywista dyspozycyjność maszyny urabiającej decydują w zasadniczy sposób o powodzeniu przyjętych założeń technologiczno-organizacyjnych i ekonomicznych oraz warunkują wysoką koncentrację produkcji w eksploatowanej ścianie. Kombajny są podstawowymi maszynami do urabiania węgla w ścianowych kompleksach zmechanizowanych. Wraz ze wzrostem koncentracji wydobywania rośnie moc silników napędowych instalowanych w kombajnach tak w napędzie organów urabiających, jak też mechanizmów ciągnięcia. Zwiększane są również prędkości posuwu i siły uciągu. Mechanizm posuwu jest ważnym elementem mechanizmu ciągnięcia, umożliwia przemieszczanie się kombajnu wzdłuż trasy przenośnika i jest jednym z istotnych czynników decydujących o skuteczności działania całego kombajnu. W polskich kopalniach najczęściej stosowany jest system posuwu BP (2BP), który jest adaptacją systemu EICOTRAK [4]. W rozwiązaniu tym koło napędowe współpracuje z zębatką mocowaną w uchwytych przyspawanych do zastawek przenośnika. Tylko co druga zębatka mocowana w skrajnych uchwytych rynny przenośnika ma możliwość ograniczonego ruchu wzdłuż trasy przenośnika, który jest niezbędny dla zabezpieczenia wzajemnego przeginania się rynien w płaszczyźnie pionowej i poziomej. Z zębatką współpracuje koło napędowe, które jest po niej prowadzone za pomocą odpowiednio wyprofilowanej płozy (prowadnika). Stosowane w systemie BP (EICOTRAK) rozwiązanie konstrukcyjne prowadnika dopuszcza ze względu na prawidłowe działanie systemu luzy, które pozwalają na odsunięcie koła napędowego od położenia nominalnego o 10 mm. Możliwa jest również zmiana podziałki pomiędzy sworzniami sąsiednich zębatek o $\pm 6,5$ mm. Zmiana położenia koła napędowego w płaszczyźnie pionowej oraz podziałki sworzni ma wpływ na przebieg współpracy koła napędowego z zębatką [1,2]. W artykule przeanalizowano wpływ odległości środka koła od zębatego oraz podziałki sworzni na chwilową prędkość posuwu kombajnu, siły działające pomiędzy zębem koła napędowego a sworzniem oraz na prowadnik, a także siłę uciągu kombajnu. Analizę przeprowadzono dla koła 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. Wykorzystano do tego celu program komputerowy opracowany w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej [1]. Dla celów analizy przyjęto, że ciągnik kombajnu rozwija na wale koła napędowego mechanizmu posuwu stały moment o wartości $M_0 = 30$ kNm i obraca się ono ze stałą prędkością kątową $\omega = 0,28$ rd/s. Nie uwzględniono sił tarcia pomiędzy zębem koła a sworzniem oraz zębatką a prowadnikiem.

2. Wpływ luzu w przewodniku i podziałki sworzni zębátky na chwilową prędkość posuwu kombajnu

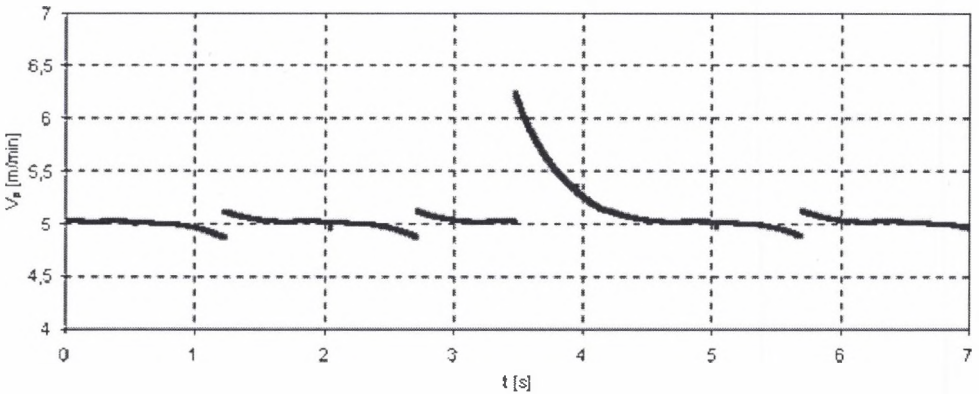
W zazębieniu nominalnym, gdy środek koła napędowego oddalony jest od osi wzdłużnej zębátky łączącej środki sworzni o średnicę podziałową koła, a podziałką sworzni jest nominalna prędkość posuwu, nie jest stała, jednak charakter tych zmian jest regularny [3]. Najwyższą prędkość posuwu ma kombajn w chwili zazębienia się koła ze sworzniem zębátky, przy wyzębieniu koła jest ona nieco wyższa od minimalnej dla okresu zazębienia (obrót koła o $\frac{2\pi}{z}$ rd). Maksymalna amplituda prędkości zazębienia wynosi 0,65 m/min. Odsunięcie koła napędowego od zębátky o 10 mm (wykasowanie luzu w przewodniku) zmienia charakter przebiegu chwilowej prędkości posuwu kombajnu (rys. 1), zakres zmian jest mniejszy niż dla zazębienia nominalnego. Maksymalna amplituda prędkości posuwu dla okresu zazębienia wynosi 0,24 m/min i jest równa różnicy prędkości w chwili zazębienia (5,11 m/min) i wyzębienia (4,87 m/min). W czasie zazębienia kombajn ma niższą o ~0,4 m/min prędkość posuwu, a wyzębienie odbywa się przy prędkości zbliżonej do prędkości zazębienia nominalnego. Gorszy ze względu na utrzymanie stabilnej prędkości posuwu (rys. 2) jest przypadek, w którym koło zazębia się z zębátką odsuniętą (podziałka sworzni wynosi 131,5 mm). Zazębienie koła ze sworzniem poprzedzającym wydłużoną podziałkę trwa połowę krócej niż normalnie. Kombajn w tym czasie porusza się niemal ze stałą prędkością posuwu (maksymalna amplituda prędkości 0,1 m/min). Z kolei, wydłużony jest czas zazębienia koła ze sworzniem odsuniętym. W chwili zazębienia koła ze sworzniem prędkość posuwu kombajnu wynosi ~6,2 m/min i w czasie 0,5 s maleje o ~1,0 m/min. W drugiej połowie okresu zazębienia chwilowa prędkość posuwu kombajnu zmienia się nieznacznie (maleje o ~0,15 m/min), a wyzębienie odbywa się przy prędkości posuwu ~4,9 m/min. Maksymalna amplituda prędkości dla okresu zazębienia ze sworzniem odsuniętym (~2,2 s) wynosi ~1,3 m/min. Przebieg chwilowej prędkości posuwu kombajnu w czasie przechodzenia koła przez skróconą podziałkę (118,5 mm) z jednoczesnym wykasowaniem luzu w przewodniku pokazano na rysunku 3. W tym przypadku wydłużony jest okres zazębienia (~2,6 s) ze sworzniem poprzedzającym zmianę podziałki, a skrócony ze sworzniem dosuniętym (~0,4 s). Charakter przebiegu prędkości jest zaburzony skokową jej zmianą o wartości ~0,5 m/min po ~1,6 s od początku zazębienia; wynika ona z kształtu profilu zęba koła napędowego. Chwilowa prędkość posuwu osiąga w tym czasie wartość minimalną (~4,3 m/min). Zazębienie dokonuje się przy chwilowej prędkości posuwu ~5,1 m/min, a w

chwili wyzębienia wynosi ona tylko 4,4 m/min. Maksymalna amplituda prędkości dla tego okresu zazębienia jest równa 0,8 m/min. W bardzo krótkim okresie zazębienia koła ze sworzniem dosuniętym chwilowa prędkość posuwu zmienia się nieznacznie ($\sim 5,0$ m/min w chwili zazębienia i $\sim 4,9$ m/min w trakcie wyzębienia) i bez chwilowych wahań.



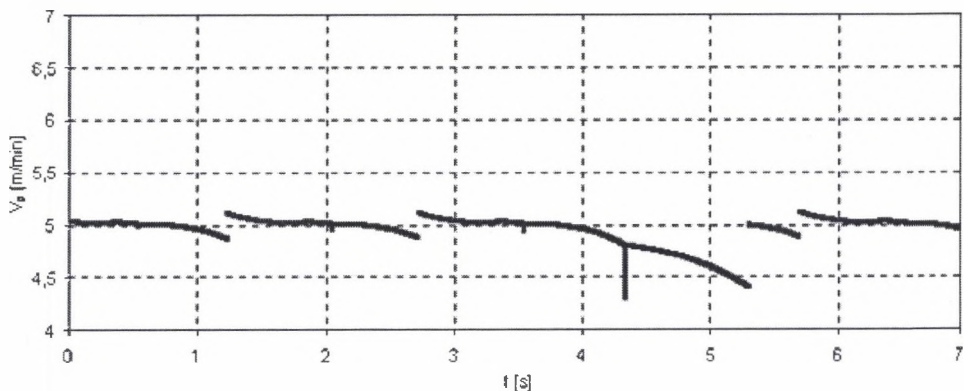
Rys. 1. Zmiana prędkości posuwu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb dla trasy zębátky o podziałce nominalnej i kole odsuniętym o 10 mm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 1. Change in the shearer's haulage speed when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the nominal pitch and a wheel displaced by 10 mm, $\omega = 0.28$ rd/s



Rys. 2. Zmiana prędkości posuwu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębátky o wydłużonej podziałce o 6,5 mm między 3. a 4. sworzniem i kołem odsuniętym o 10 mm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 2. Change in 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 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $\omega = 0.28$ rd/s



Rys. 3. Zmiana prędkości posuwu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębátky o skróconej podziałce o 6,5 mm między 3. a 4. sworzniem i kołem odsuniętym o 10 mm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 3. Change in 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 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $\omega = 0.28$ rd/s

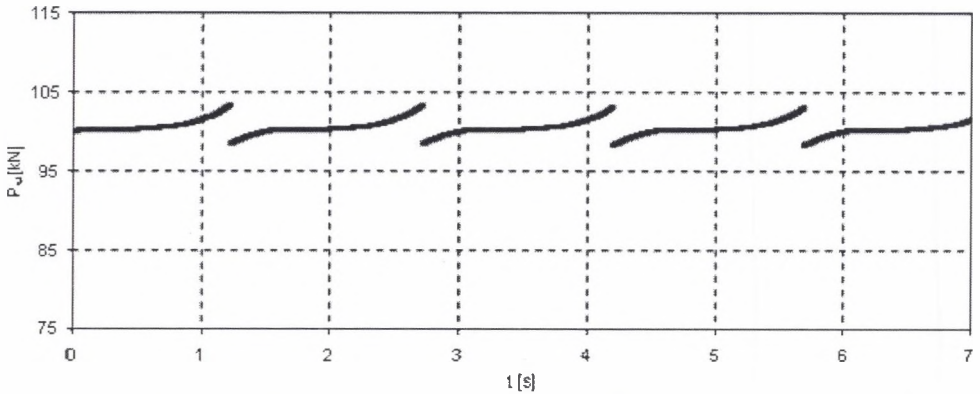
3. Wpływ położenia koła i podziałki zębátky na siły zazębienia i posuwu kombajnu oraz obciążenie prowadnika

Rozwijany przez układ napędowy ciągnika moment na wale obrotowym koła napędowego mechanizmu posuwu w wyniku współpracy z zębátką powoduje przemieszczanie kombajnu z określoną siłą uciągu. Siła działająca między zębem a sworzniem zębátky obciąża również prowadnik poruszający się po zębátce, a także ma wpływ na stateczność kombajnu.

3.1. Wpływ położenia koła na siłę posuwu kombajnu

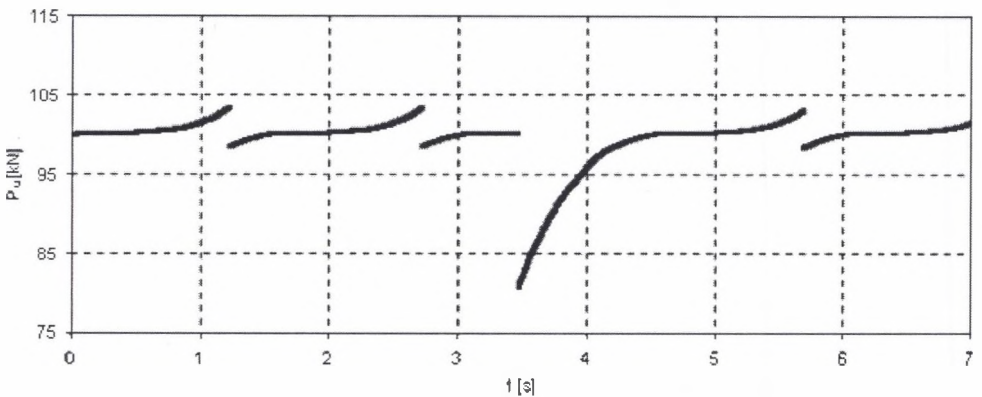
Siła uciągu pokonuje opory, jakie przenoszone są na mechanizm posuwu w wyniku urabiania i ładowania, a także tarcia (ruchu maszyny) i nachylenia pokładu. Ma ona znaczny wpływ na osiągnięte wyniki produkcyjne w ścianie i może decydować o powodzeniu przyjętych założeń techniczno – organizacyjnych. Wykasowanie luzu w prowadniku przy zazębieniu koła ze sworzniem o podziałce nominalnej wpływa korzystnie na przebieg siły uciągu (rys. 4). W porównaniu do zazębienia nominalnego [3] zmniejsza się amplituda siły uciągu (wynosi 4,9 kN), co jest wynikiem wyższej siły w czasie zazębienia (98,6 kN). Pokonanie przez koło trasy o wydłużonej podziałce powoduje, że skrócony okres zazębienia (~0,75 s) ze sworzniem poprzedzającym daje mniejsze wahania siły uciągu (rys. 5). W czasie

zazębienia ma ona wartość taką samą jak dla podziałki nominalnej, a wyzębienie odbywa się przy sile niższej ($\sim 100,3$ kN). Jednak za to w czasie zazębienia koła ze sworzniem odsuniętym mamy bardzo duże różnicy siły uciągu w chwili zazębienia ($80,8$ kN) i wyzębienia ($103,1$ kN). Amplituda siły uciągu wynosi w tym przypadku aż $22,3$ kN.



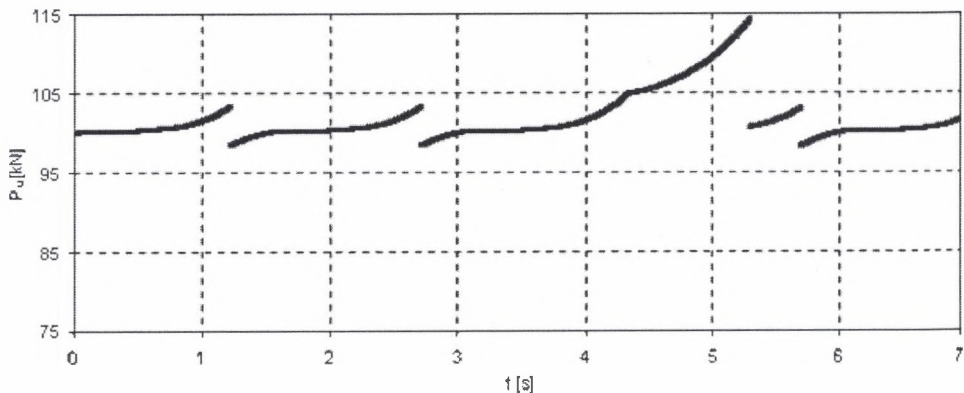
Rys. 4. Zmiana siły uciągu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb dla trasy zębátky o podziałce nominalnej i kole odsuniętym o 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 4. Change in the shearer's tractive effort when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the nominal pitch and a wheel displaced by 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s



Rys. 5. Zmiana siły uciągu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębátky o wydłużonej podziałce między 3. a 4. sworzniem i kole odsuniętym o 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 5. Change in the shearer's tractive effort when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the increased pitch between the 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s



Rys. 6. Zmiana siły uciągu kombajnu w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębátky o skróconej podziałce między 3. a 4. sworzniem i kole odsuniętym o 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

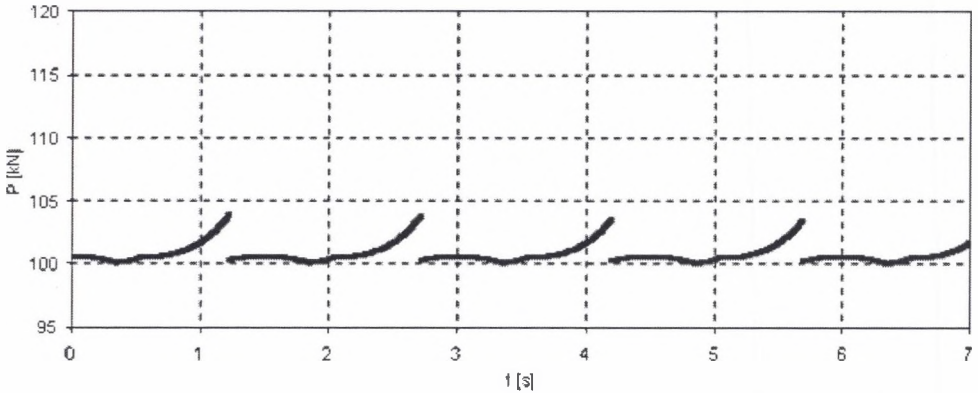
Fig. 6. Change in the shearer's tractive effort when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the reduced pitch between the 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s

Dopiero po obrocie koła o około 12° , co odpowiada prawie połowie obrotu dla podziałki nominalnej, siła uciągu osiąga wartość taką jak dla zazębienia przy podziałce nominalnej (98,6 kN). Skrócenie podziałki (rys. 6) powoduje, że występują duże różnice siły uciągu w czasie zazębienia (98,6 kN) i wyzębienia (114,4 kN) w tym przypadku przy zazębieniu ze sworzniem poprzedzającym, jednak siła uciągu w chwili zazębienia ma taką samą wartość jak dla podziałki nominalnej. Znacznie wyższa (o $\sim 11,0$ kN) jest siła uciągu przy wyzębieniu koła. Współpraca koła ze sworzniem dosuniętym charakteryzuje się tym, że siła uciągu w czasie zazębienia ma najwyższą wartość (100,7 kN) w stosunku do poprzednio przedstawionych przypadków.

3.2. Wpływ położenia koła na siłę międzyzębną

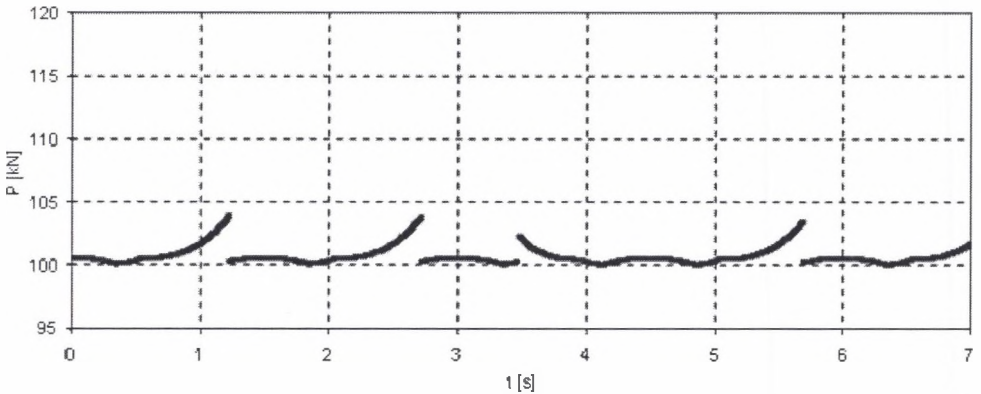
Siła międzyzębna występująca między zębem koła napędowego a sworzniem zębátky ma wpływ na wielkość nacisków jednostkowych, działających na współpracujące elementy oraz ich zużycie. Na rysunku 7 pokazano przebieg siły międzyzębnej w czasie współpracy z zębátką o podziałce nominalnej koła odsuniętego od niej o 10 mm. Siła międzyzębna w czasie cyklu odpowiadającemu obrotowi o jeden ząb zmienia się od $\sim 100,35$ kN w chwili zazębienia do 103,96 kN przy wyzębieniu. Przez około połowę okresu zazębienia siła międzyzębna zmienia się nieznacznie, nieco wyższy wzrost ($\sim 3,0$ kN) jest w drugim okresie zazębienia. Wydłużenie podziałki (rys. 8) nie wpływa na zakres zmian siły międzyzębnej. W czasie zazębienia i wyzębienia ze sworzniem poprzedzającym jest tej samej wartości

(100,3 kN) i prawie się nie zmienia dla całego okresu zazębienia. Zazębienie ze sworzniem odsuniętym można podzielić na trzy okresy. W pierwszym trwającym $\sim 0,6$ s od chwili zazębienia siła międzyzębna maleje z 102,4 kN do 100 kN, w drugim (0,8 s) jest prawie stała, a w trzecim (0,6 s) rośnie od ~ 100 kN do 103,5 kN w czasie wyzębienia.



Rys. 7. Zmiana siły międzyzębnej w czasie obrotu koła o jeden ząb dla trasy zębátky o podziałce nominalnej i kole odsuniętym o 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 7. Change in the interteeth force when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the nominal pitch and a wheel displaced by 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s



Rys. 8. Zmiana siły międzyzębnej w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębátky o wydłużonej podziałce między 3. a 4. sworzniem i kole odsuniętym o 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

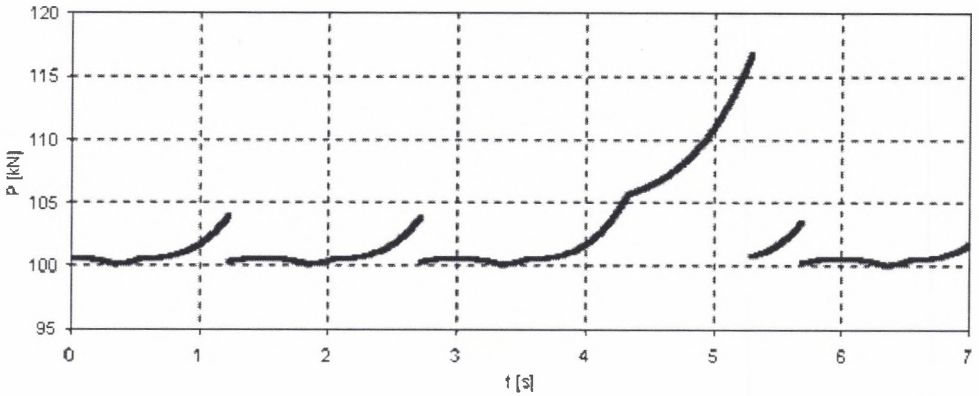
Fig. 8. Change in the interteeth force when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the increased pitch between the 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s

Największe zmiany w charakterze przebiegu i wartościach siły międzyzębnej powoduje zmniejszenie podziałki sworzni (rys. 9). Amplituda siły międzyzębnej przy współpracy koła ze sworzniem poprzedzającym zmianę podziałki wynosi 16,7 kN. W całym okresie zazębienia siła zmienia się od $\sim 100,3$ kN w chwili zazębienia do $\sim 116,7$ kN przy wyzębieniu. Podobnie

jak poprzednio można by wyróżnić trzy okresy w cyklu zazębienia. W pierwszym okresie siła jest stabilna, a w drugim i trzecim mamy przyrost siły odpowiednio o ~ 5 kN i ~ 11 kN.

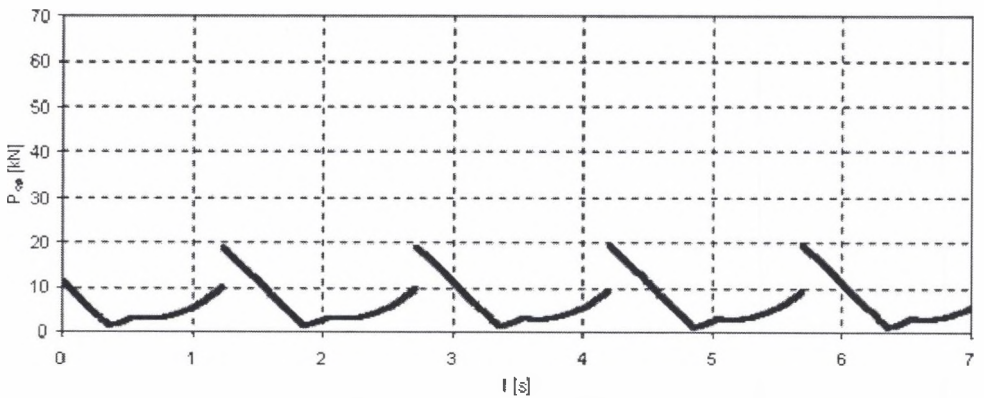
3.3. Wpływ położenia koła na obciążenie przewodnika i stateczność kombajnu

Obciążenia przenoszone przez układ ciągnienia, w tym mechanizm posuwu, mają również wpływ na obciążenie przewodnika i stateczność kombajnu. Siła obciążająca przewodnik (P_{op}) ze strony mechanizmu posuwu może mieć wartość zarówno dodatnią (skierowana do góry), jak i ujemną. Dodatnia wartość siły wpływa niekorzystnie na stateczność kombajnu - jest składową powodującą podnoszenie kombajnu. W zazębieniu nominalnym siła odciążająca przewodnik maleje monotonicznie od 39,3 kN w chwili zazębienia do $-2,6$ kN przy wyzębieniu. Odsunięcie koła o 10 mm od osi zębátky (wykasowanie luzu) powoduje zmianę w charakterze przebiegu i zakresie zmian siły (rys. 10). W czasie zazębienia siła P_{op} ma wartość 18,9 kN i w zakresie obrotu koła o $10,6^\circ$ (0,66 s) maleje liniowo do 1,66 kN, a następnie rośnie do ~ 10 kN. Przejście koła przez wydłużoną podziałkę (rys. 11) powoduje, że na sworzniu poprzedzającym w chwili wyzębienia siła P_{op} ma wartość $\sim 2,3$ kN. W czasie zazębienia ze sworzniem odsuniętym siła ta rośnie do 62,9 kN i następnie szybko (0,6 s) spada o ponad 40 kN, po dalszych 0,8 s osiąga minimum 1,3 kN. Różnica sił obciążających przewodnik w chwili zazębienia i wyzębienia wynosi 53,5 kN. Maksymalna amplituda dla tego okresu zazębienia wynosi 61,6 kN i jest nieomal równa amplitudzie w chwili wyzębienia ze sworzniem poprzedzającym i zazębienia ze sworzniem odsuniętym. Skrócenie podziałki nie powoduje tak dużych zmian siły odciążającej przewodnik (rys. 12). Najwyższą wartość ma siła P_{op} w chwili wyzębienia się koła ze sworzniem poprzedzającym (23,3 kN), jest ona 2,3 razy większa niż dla zazębienia z podziałką nominalną. Maksymalna amplituda siły obciążającej przewodnik dla okresu zazębienia ze sworzniem poprzedzającym wynosi 22 kN, a amplituda w chwili wyzębienia z tym sworzniem i zazębienia ze sworzniem dosuniętym ~ 20 kN. Najgorszy ze względu na stateczność kombajnu jest okres, w którym następuje zazębienie się koła ze sworzniem poprzedzającym wydłużoną podziałkę.



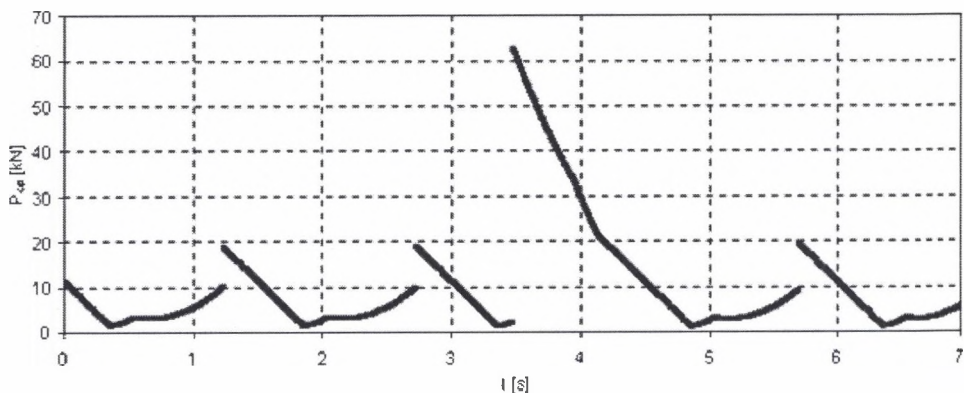
Rys. 9. Zmiana siły międzyzębnej w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębatki o skróconej podziałce między 3. a 4. sworzniem i kole odsuniętym o 10 mm, $M_0 = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 9. Change in the interteeth force when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the reduced pitch between the 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $M_0 = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s



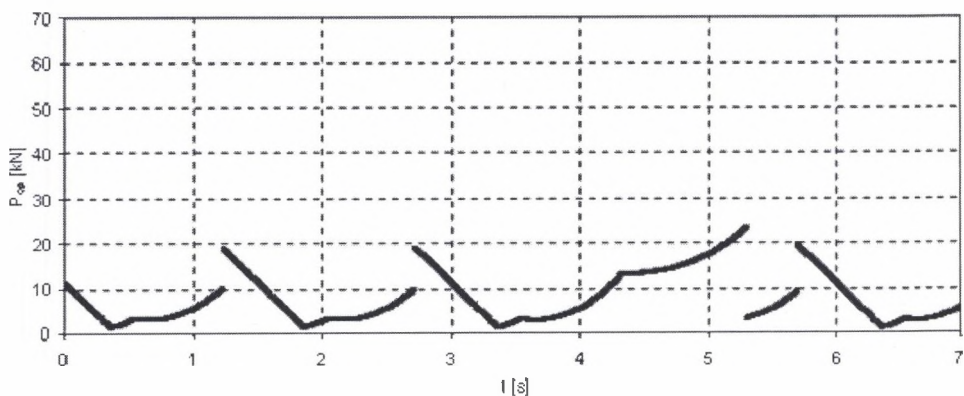
Rys.10. Zmiana siły obciążającej prowadnik w czasie obrotu koła o jeden ząb dla trasy zębatki o podziałce nominalnej i kole odsuniętym o 10 mm, $M_0 = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 10. Change in the loading force of a guide when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the nominal pitch and a wheel displaced by 10 mm, $M_0 = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s



Rys. 11. Zmiana siły obciążającej prowadnik w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębarki o wydłużonej podziałce między 3. a 4. sworzniem i kole odsuniętym o 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 11. Change in the loading force of a guide when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the increased pitch between the 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s



Rys. 12. Zmiana siły obciążającej prowadnik w czasie obrotu koła o jeden ząb z trasą zębarki o skróconej podziałce między 3. a 4. sworzniem i kole odsuniętym o 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0,28$ rd/s

Fig. 12. Change in the loading force of a guide when a drive wheel turns by one tooth in case of a rack track with the reduced pitch between the 3rd pin and the 4th pin and with a wheel displaced by 10 mm, $M_o = 30$ kNm, $\omega = 0.28$ rd/s

4. Zakończenie

Dopuszczalnie konstrukcyjnie ze względu na zapewnienie funkcjonalnego działania mechanizmu posuwu BP zmiany odległości pomiędzy sworzniami (zębami) zębatek oraz luz w prowadniku koła napędowego mają wpływ na zakres i charakter zmian analizowanych

parametrów pracy kombajnu. Największy zakres zmian chwilowej prędkości posuwu kombajnu (1,3 m/min), siły uciągu kombajnu (22,3 kN) i siły obciążającej prowadnik (61,6 kN) ma miejsce przy przechodzeniu koła przez wydłużoną o 6,5 mm podziałkę sworzni. Wysoka siła obciążenia prowadnika (62,9 kN) w chwili zazębiana wpływa niekorzystnie na stateczność kombajnu, gdyż przyczynia się do jego podnoszenia. Niekorzystne również dla charakteru zmian prędkości posuwu jest przejście koła przez skróconą podziałkę, ponieważ w czasie zazębiana ze sworzniem poprzedzającym następuje nagle zmiana prędkości o wartości 0,5 m/min. Również w tym przypadku mamy do czynienia z największą amplitudą (16,7 kN) siły międzyzębnej.

LITERATURA

1. Giza T., Mann R.: Komputerowa symulacja współpracy koła napędowego z zębatką sworzniową beczęgnowego mechanizmu posuwu. 22 Mezinárodní vědecká konference „Technická Diagnostika Strojů a Výrobních Zařizení DIAGO 2003” Ostrava – Moravka 4 – 6.02.2003 ISBN 80-248-0210-4.
2. Giza T., Mann R.: Wpływ luzu w prowadniku i zmiany podziałki na zazębienie koła napędowego z zębatką systemu posuwu BP (EICOTRACK). „Technická Diagnostika Strojů a Výrobních Zařizení DIAGO 2004” Sborník anotaci 23. Mezinárodní Konference s výstavou Ostrava únor 2004 ISBN 80-248-0465-4.
3. Giza T., Mann R., Sobota P.: Zależność parametrów pracy kombajnu ścianowego od podziałki zębatki sworzniowej mechanizmu posuwu BP (EICOTRACK). Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo, z. 260, 2004 (w druku).
4. 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: Dr hab. inż. Krzysztof Krauze

Abstract

Changes in a distance between pins (teeth) of rack bars, which are permissible from the design aspect and introduced to ensure functional operation of the BP haulage system, as well as the play in a drive wheel's guide affect the range and character of changes of the parameters of the shearer's operation under analysis. The greatest range of changes in the instantaneous haulage speed of a shearer (1.3 m/min), in the shearer's tractive effort (22.3 kN)

and in the loading force of a guide (61.6 kN) occurs when the wheel passes through the rack section with the pitch of pins increased by 6.5 mm. A high loading force of the guide (62.9 kN) acting in the moment of engaging has an disadvantageous effect on the shearer's stability because it causes raising of the machine. Passage of a drive wheel through the rack section with the reduced pitch of pins also affects disadvantageously the character of changes in the haulage speed. This is because of a sudden change in the speed amounting to 0.5 m/min which takes place during engaging with the preceding pin. In this case the greatest amplitude (16.7 kN) of the interteeth force is observed.