

5

KOMPUTEROWA SYMULACJA OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH W WYBRANYCH WĘZŁACH KONSTRUKCYJNYCH NADWOZIA WYSIĘGNIKOWEGO KOMBAJNU CHODNIKOWEGO W TRAKCIE REALIZACJI PROCESU ROBOCZEGO

5.1 WPROWADZENIE

Urabianie skał kombajnami górniczymi jest źródłem silnych drgań oraz obciążeń dynamicznych. Dotyczy to zwłaszcza kombajnów chodnikowych w trakcie urabiania skał trudno urabialnych. Wysięgnikowe kombajny chodnikowe stanowią podstawową grupę maszyn urabiających stosowanych do drażenia wyrobisk korytarzowych w kopalniach podziemnych. Urabianie skał w obrębie czoła przodku realizowane jest w tym przypadku na zasadzie skrawania, za pomocą noży zamocowanych na poboczniczy głowic urabiających osadzonych na końcu ruchomego wysięgnika. Głowice te wprawiane są w ruch obrotowy oraz przemieszczane po powierzchni czoła przodku w wyniku wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej i prostopadłej do spągu. Wychylanie wysięgnika realizowane jest na drodze hydraulicznej, z wykorzystaniem mechanizmów wychylania napędzanych siłownikami hydraulicznymi.

Odziaływanie dynamiczne noży na urabianą skałę w trakcie skrawania jest źródłem silnego ich obciążenia dynamicznego [5, 7, 8, 9]. Stanowi ono wymuszenie drgań w napędzie głowic urabiających, ich ustroju nośnego – wysięgnika i obrotnicy, w napędach mechanizmów wychylania wysięgnika oraz kadłuba kombajnu. Silne obciążenie dynamiczne oraz przeciążenia węzłów konstrukcyjnych maszyny urabiającej, jakiemu są one poddawane w trakcie realizacji procesu roboczego prowadzić może do uszkodzeń o charakterze zmęczeniowym oraz doraźnym. Drgania generowane przebiegiem procesu urabiania czoła przodku drażonego wyrobiska korytarzowego, szczególnie w skałach trudno urabialnych, przenoszone na kadłub maszyny są również istotne ze względu na bezpieczeństwo użytkownika tego rodzaju maszyn. Dotyczy to zwłaszcza wpływu drgań mechanicznych na

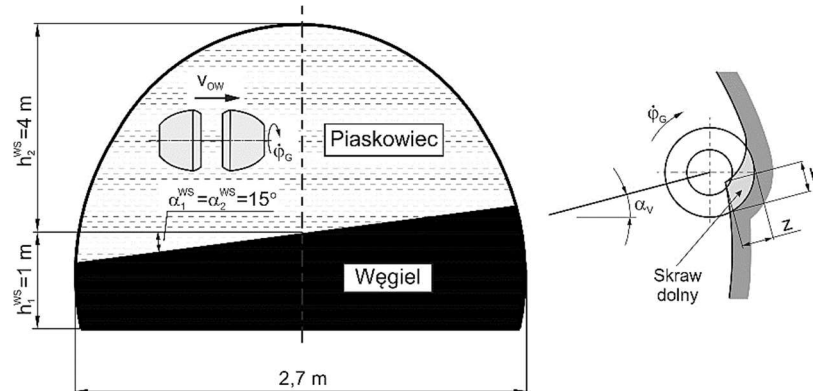
organizm ludzki na stanowisku operatora w aspekcie wibroizolacji operatora [3, 6] oraz stateczność maszyny, czy też negatywnych skutków propagacji drgań wzbudzanych pracą maszyny przekazywanych za pośrednictwem podłoża (spągu) masywowi skalnemu, które w skrajnych przypadkach mogą być źródłem wstrząsów parasejsmicznych [4].

Dla potrzeb badania zjawisk dynamicznych w nadwoziu wysięgnikowego kombajnu chodnikowego towarzyszących realizacji procesu urabiania powierzchni czoła przodku drążonego wyrobiska korytarzowego opracowany został adekwatny model dynamiczny [1]. Umożliwia on wyznaczenie przebiegu obciążeń dynamicznych w węzłach konstrukcyjnych kombajnu chodnikowego. Model ten został zweryfikowany doświadczalnie w oparciu o charakterystyki dynamiczne uzyskane w trakcie urabiania bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych (mas cementowo–piaskowych) o różnej wytrzymałości na ściskanie kombajnem chodnikowym R-130 na utworzonym w Hali Technologicznej Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej stanowisku badawczym [2]. W artykule przedstawiono wybrane wyniki komputerowej symulacji dynamiki nadwozia kombajnu chodnikowego podczas urabiania skał o różnej urabialności w górotworze o budowie warstwowej. Analizie poddano obciążenie dynamiczne napędu hydraulicznego mechanizmów wychylania wysięgnika – w płaszczyźnie równoległej do spągu (mechanizmu obrotu) oraz w płaszczyźnie prostopadłej do spągu (mechanizmu podnoszenia). Obciążenie tych mechanizmów decyduje w sposób istotny o skuteczności realizacji procesu urabiania. Rozpatrzono przy tym urabianie powierzchni czoła przodku podczas przemieszczania głowic urabiających równoległe do spągu. Jest to podstawowy ruch roboczy w powszechnie stosowanej technologii urabiania wysięgnikowymi kombajnami chodnikowymi. W tej sytuacji siłowniki mechanizmu podnoszenia wysięgnika nie są zasilane, a ich zadaniem jest utrzymanie wysięgnika w zadanym ustawieniu.

5.2 SYMULACJA KOMPUTEROWA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNEGO NAPĘDU MECHANIZMÓW WYCHYLANIA WYSIĘGNIKA PODCZAS REALIZACJI PROCESU URABIANIA

Komputerowa symulacja dynamiki nadwozia kombajnu chodnikowego obejmowała realizację procesu urabiania powierzchni czoła przodku drążonego wyrobiska korytarzowego w górotworze o budowie warstwowej. Założono, iż górotwór zbudowany jest z dwóch warstw (rys. 5.1): węgla o wytrzymałości na ściskanie $R_{c1} = 20$ MPa i liczbie kruchości $\kappa=20$ oraz zalegającego nad nim piaskowca o wytrzymałości na ściskanie $R_{c2} = 65$ MPa i liczbie kruchości $\kappa = 15$. Wysokość warstwy węgla mierzona w osi wyrobiska (osi kombajnu) wynosiła $h_1^{WS} = 1$ m, zaś wysokość warstwy piaskowca wynosiła $h_2^{WS} = 4$ m. Obie warstwy skalne nachylone były przy tym poprzecznie w stosunku do płaszczyzny spągu pod kątem $\alpha_1^{WS} = \alpha_2^{WS} = 15^\circ$. Symulowano urabianie powierzchni czoła przodku

drażonego wyrobiska korytarzowego w trakcie wykonywania skrawu dolnego z zabiozem $z = 0,2$ m oraz różnej wysokości skrawu h z zakresu od 0,2 m do wartości maksymalnej odpowiadającej przyjętemu zabiorowi $h_{max}(z)$ – rys. 5.1.

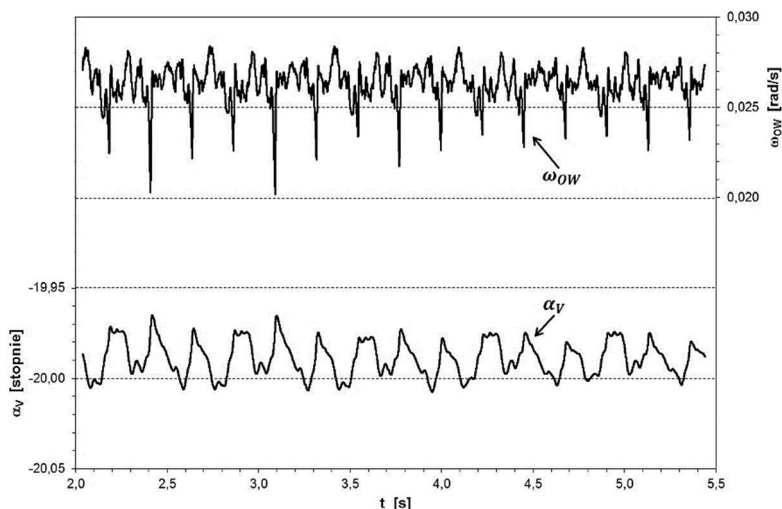


Rys. 5.1 Budowa geologiczna górotworu przyjęta dla potrzeb komputerowej symulacji dynamiki nadwozia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego oraz parametry procesu urabiania głowicami poprzecznymi kombajnu chodnikowego:

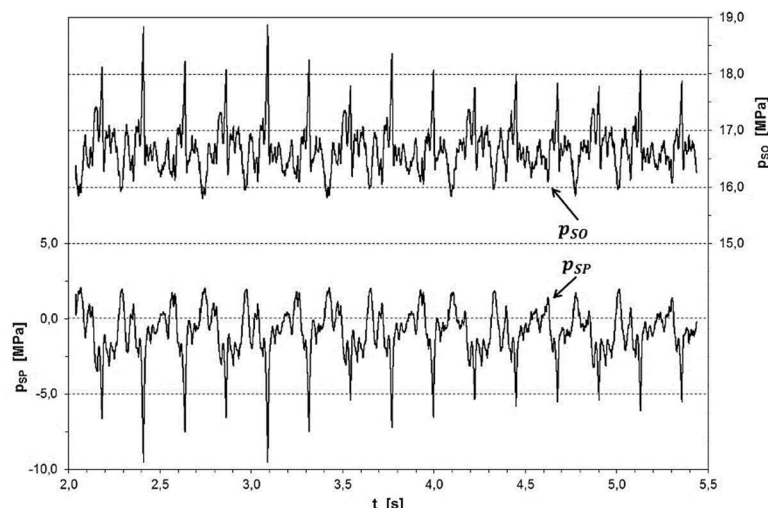
z – zabiór, h – wysokość skrawu, $\dot{\phi}_G$ – prędkość kątowna głowic urabiających, v_{ow} – prędkość przemieszczania głowic urabiających

Prędkość kątowna poprzecznych głowic urabiających wynosiła $\dot{\phi}_G = 9,24$ rad/s, zaś ich prędkość przemieszczania v_{ow} dostosowana była do urabialności skał, dla których prowadzono symulacje komputerowe. Wynikała ona przy tym z charakterystyki napędu mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu i stanowiła odpowiedź układu na wymuszenie generowane procesem urabiania.

Na rysunku 5.2 i 5.3 pokazano przykładowe charakterystyki dynamiczne napędu mechanizmów wychylania wysięgnika badanego kombajnu chodnikowego podczas urabiania węgla w trakcie realizacji skrawu dolnego o wysokości $h = 0,2$ m.



Rys. 5.2 Przebiegi czasowe prędkości kątowej wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu (linia zielona) oraz kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu (linia niebieska) uzyskane z symulacji urabiania węgla ($R_c=20$ MPa)



Rys. 5.3 Przebiegi ciśnienia w siłowniku mechanizmu obrotu wysięgnika (linia czerwona) oraz ciśnienia w siłownikach podnoszenia wysięgnika (linia fioletowa) uzyskane z symulacji urabiania węgla ($R_c=20$ MPa)

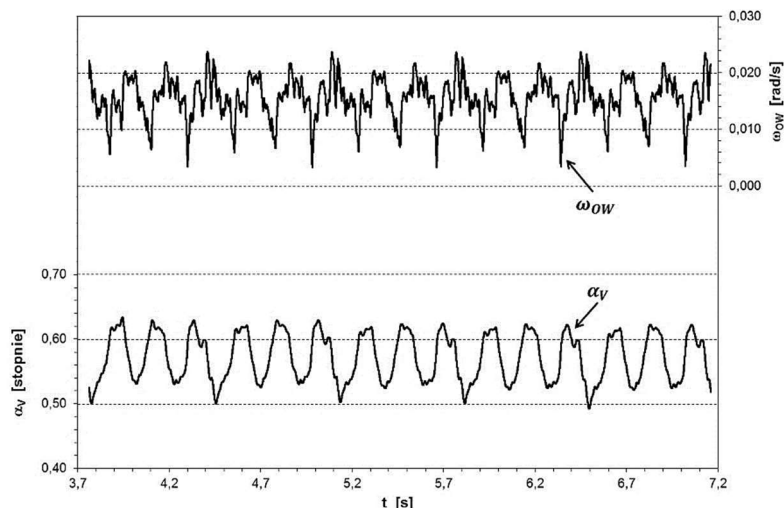
W czasie 3,5 s głowice urabiające wykonały pięć obrotów, przy czym przemieściły się one równolegle do spągu o około 0,34 m (wysięgnik wykonał obrót o 5°). Przebieg prędkości kątowej wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu ω_{OW} ma wyraźnie oscylacyjny charakter (rys. 5.2 – linia w kolorze zielonym). Wynika to z jednej strony z właściwości hydraulicznego napędu mechanizmu wychylenia wysięgnika (w rozważanym przypadku zastosowany jest mechanizm zębatkowy, w którym zębátka wprawiana jest w ruch za pomocą dwóch siłowników jednostronnego działania). Z drugiej strony – drgania te wynikają z charakteru przebiegu składowych obciążenia wysięgnika od oporów urabiania skały o założonych własnościach mechanicznych, przy założonych wartościach parametrów realizacji tego procesu. Średnia prędkość kątowa wychylenia wysięgnika ω_{OW}^m w rozważanym przypadku wynosi 0,026 rad/s, co daje średnią prędkość przemieszczania głowic urabiających po powierzchni urabianej skały $v_{OW}^m = 0,1$ m/s. Prędkość ta nie jest jednak stała – prędkość kątowa wychylenia wysięgnika ω_{OW} zmienia się bowiem w granicach od 0,02 do 0,028 rad/s. Wartość maksymalna jest więc o około 8% większa od wartości średniej, zaś wartość minimalna jest nawet o 23% mniejsza od wartości średniej tej prędkości.

Własności dynamiczne siłowników hydraulicznych podpierających wysięgnik sprawiają, że wykonuje on również drgania w płaszczyźnie prostopadłej do spągu. Skutkują one okresowymi zmianami wartości kąta wychylenia wysięgnika α_V (rys. 5.2 – linia w kolorze niebieskim). W analizowanym przypadku zakres zmienności wartości tego kąta jest niewielki. Zawiera się ona bowiem w przedziale od $-20,01$ do $-19,97^\circ$, przy czym wartość średnia tego kąta $\alpha_V^m = \sim 20^\circ$.

Podobnie, jak to miało miejsce w przypadku przebiegu prędkości kątowej wychylenia wysięgnika, również przebieg ciśnienia zasilania siłownika w mechanizmie wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu p_{SO} nie

jest stały (rys. 5.3 – linia w kolorze czerwonym). Ciśnienie to oscyluje w zakresie od 15,8 do 18,9 MPa, przy wartości średniej wynoszącej 16,7 MPa. Przebieg ten, co do charakteru, stanowi lustrzane odbicie przebiegu prędkości kątowej ω_{OW} . Jest to uzasadnione, gdyż ze wzrostem obciążenia zewnętrznego wysięgnika od urabiania rośnie obciążenie napędu mechanizmu wychylania wysięgnika prowadzące do obniżenia prędkości jego wychylania. Dla zadanych warunków realizacji procesu urabiania wartości szczytowe obciążenia dynamicznego napędu tego mechanizmu nie osiągają poziomu dopuszczalnego ciśnienia zasilania jego siłowników ($p_{SO}^{max} = 22$ MPa). Obciążenie dynamiczne mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu, którego zadaniem jest w tym przypadku utrzymanie wysięgnika w założonym ustawieniu, również nie jest zbyt wysokie. Ciśnienie w cylindrach siłowników podnoszenia p_{SP} wykonuje drgania w przedziale wartości od -9,5 do +2,0 MPa (wartość ujemna oznacza, że siłowniki te są rozciągane, co wynika z tego, iż podczas wykonywania skrawu dolnego siły reakcji skały powodują wypychanie głowicy urabiającej w górę). W rozpatrywanym przypadku średnie ciśnienie w tych siłownikach kształtowało się przy tym na poziomie bliskim zeru. Siły reakcji urabianej skały były równoważone przez siły ciężkości wysięgnika.

W przypadku urabiania piaskowca, wzrost wytrzymałości na ścislenie urabianej skały ($R_c = 65$ MPa) skutkowało spadkiem o 40% prędkości kątowej wychylania wysięgnika ω_{OW} (podobnie jak poprzednio symulowano wykonywanie skrawu dolnego o wysokości $h = 0,2$ m z zabiorem $z = 0,2$ m) – rys. 5.4.

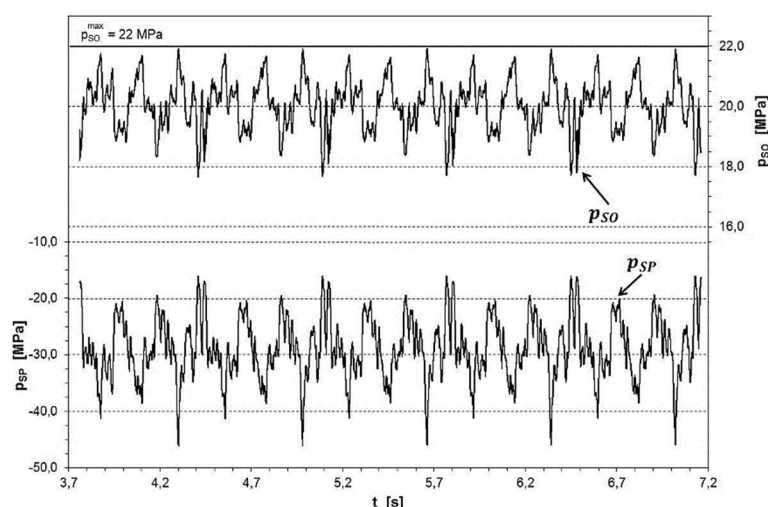


Rys. 5.4 Przebiegi czasowe prędkości kątowej wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu (linia zielona) oraz kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu (linia niebieska) uzyskane z symulacji urabiania piaskowca ($R_c=65$ MPa)

Spowodowane to było znacznym wzrostem, w porównaniu do węgla, oporów urabiania. Prędkość kątowa wychylania wysięgnika w tym przypadku zmieniała się od bliskiej zeru do 0,024 rad/s (linia zielona). Średnia prędkość przemieszczania

głowic urabiających po powierzchni czoła przodku wynosiła tu zatem jedynie 0,06 m/s. Ze względu na założoną budowę geologiczną górotworu symulacja komputerowa urabiania piaskowca realizowana była dla poziomego ustawienia wysięgnika ($\alpha_v = 0$). Mimo to, na skutek działającego na wysięgnik obciążenia zewnętrznego został on wychylony w górę o kąt wynoszący około $0,5^\circ$ (linia w kolorze niebieskim). Spowodowało to zmniejszenie wysokości skrawu h w stosunku do wartości zadanej o blisko 20 mm (10%).

Zwiększone opory urabiania były przyczyną wzrostu obciążenia dynamicznego napędu mechanizmów wychylania wysięgnika (rys. 5.5).

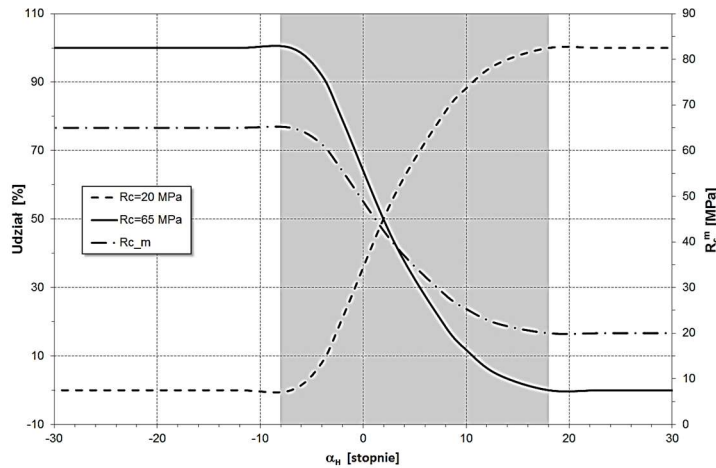


Rys. 5.5 Przebiegi ciśnienia w siłowniku mechanizmu obrotu wysięgnika (linia czerwona) oraz ciśnienia w siłownikach podnoszenia wysięgnika (linia fioletowa) uzyskane z symulacji urabiania piaskowca ($R_c=65$ MPa)

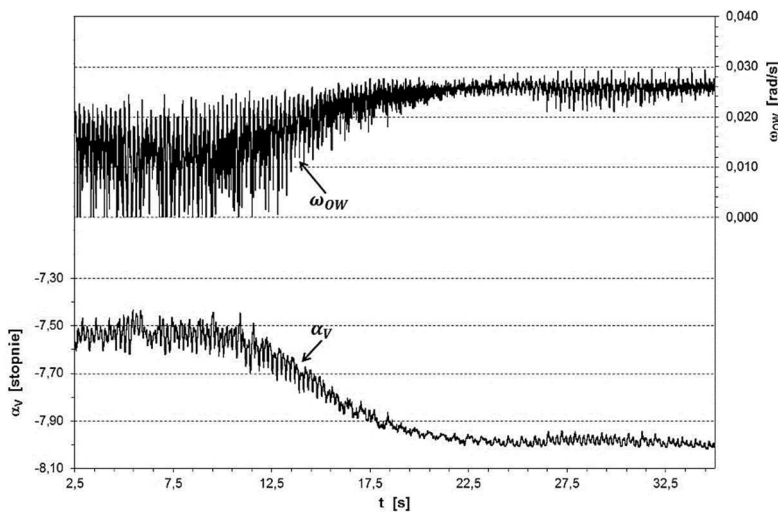
Ciśnienie zasilania siłownika obrotu wysięgnika p_{SO} przyjmowało wartości z przedziału od 17,6 do wartości maksymalnej ciśnienia w układzie zasilania tych siłowników badanego kombajnu chodnikowego ($p_{SO}^{max} = 22$ MPa), ustawionej na zaworach przelewowych (linia czerwona). Wartość średnia analizowanego tu ciśnienia p_{SO}^m osiągnęła przy tym poziom 20 MPa. Była ona zatem o 20% większa w porównaniu do wartości średniej uzyskanej podczas symulacji urabiania węgla.

Obciążenie dynamiczne mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu w omawianym przypadku jest bardzo duże. Wartość szczytowa ciśnienia cieczy hydraulicznej w siłownikach podpierających wysięgnik p_{SP} dochodzi tu bowiem do -46 MPa (linia fioletowa na rys. 5.5), zaś amplituda przekracza 30 MPa. Wartość średnia przebiegu tego ciśnienia $p_{SP}^m = -29$ MPa (minus oznacza, że siłowniki są rozciągane). Tak więc w tym przypadku ciężar wysięgnika nie jest w stanie zrównoważyć sił od urabiania, jak to miało miejsce w przypadku symulacji urabiania węgla.

Interesującym przypadkiem, z punktu widzenia analizy dynamiki nadwozia kombajnu chodnikowego, jest przejście głowic urabiających pomiędzy warstwami o różnej urabialności (rys. 5.6, 5.7, 5.8).



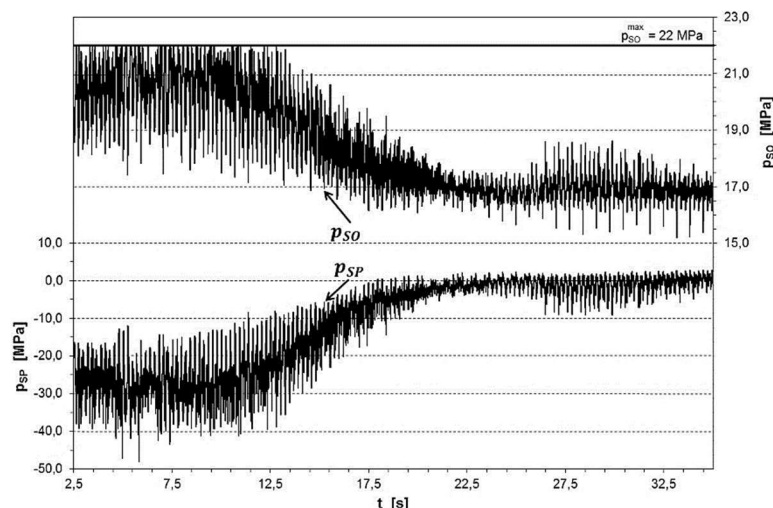
Rys. 5.6 Zmiany udziału skał o wytrzymałości na ściskanie $R_{c1}=20$ MPa i $R_{c2}=65$ MPa oraz wartość średnia wytrzymałości na ściskanie skał R_c^m w miejscu przechodzenia głowic urabiających przez warstwy skalne o różnej urabialności



Rys. 5.7 Przebiegi czasowe prędkości kątowej wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu (linia zielona) oraz kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu (linia niebieska) uzyskane z symulacji urabiania górotworu o budowie warstwowej

W rozpatrywanym przykładzie symulowano proces urabiania w trakcie stopniowego przechodzeni głowicy urabiającej z warstwy piaskowca o wytrzymałości na ściskanie $R_{c2} = 65$ MPa do warstwy węgla o wytrzymałości na ściskanie $R_{c1} = 20$ MPa. W zakresie kąta obrotu wysięgnika α_H od -8° do $+18^\circ$ zmienia się udział poszczególnych rodzajów skał (rys. 5.6). W efekcie, zmianie wartości kąta α_H w wymienionym zakresie towarzyszy nieliniowy spadek wartości średniej wytrzymałości na ściskanie urabianej calizny R_c^m (linia fioletowa). Zmiana

wartości kąta α_H w przedziale oznaczonym kolorem pomarańczowym odpowiada czasowi t od 2,5 do 35 s symulacji (przebiegi analizowanych charakterystyk dynamicznych w tym interwale pokazane zostały na rysunku 5.7 i 5.8).



Rys. 5.8 Przebiegi ciśnienia w siłowniku mechanizmu obrotu wysięgnika (linia czerwona) oraz ciśnienia w siłownikach podnoszenia wysięgnika (linia fioletowa) uzyskane z symulacji urabiania górotworu o budowie warstwowej

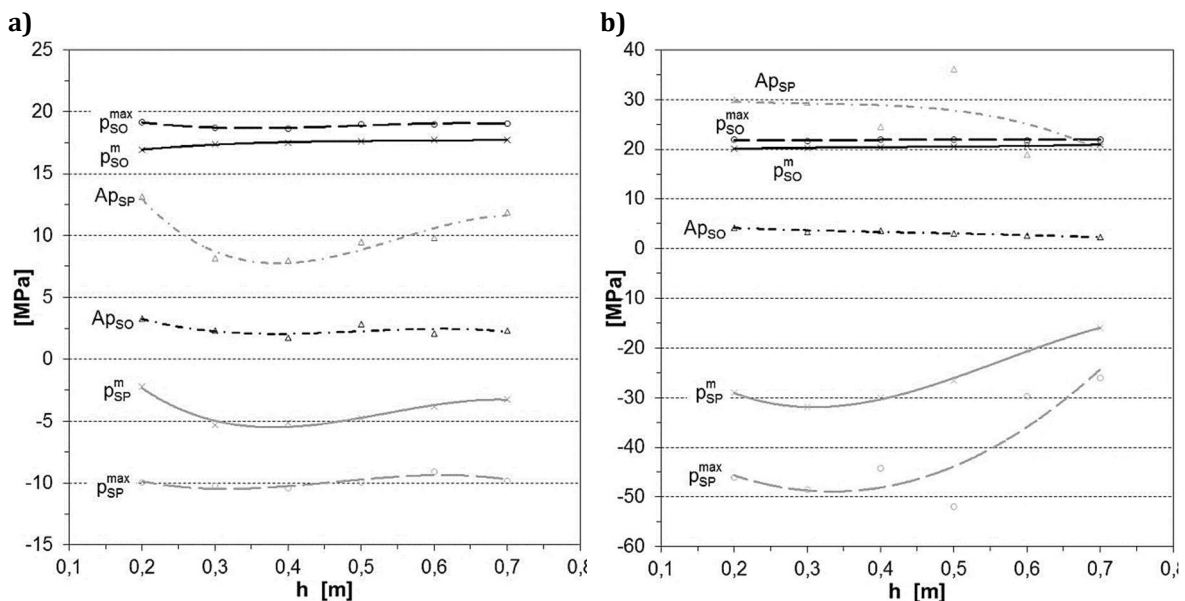
W początkowej fazie (od 2,5 s do 10 s symulacji) prędkość kątowa wychylania wysięgnika ω_{ow} kształtuje się na poziomie średnim wynoszącym 0,013 rad/s (rys. 5.7 – linia w kolorze zielonym). Widoczne są w tym czasie duże oscylacje tej prędkości, która spada nawet do zera (chwilowe zatrzymanie ruchu wysięgnika). W miarę jednak, jak opory urabiania maleją, co związane jest ze spadkiem średniej wytrzymałości skały na ściskanie, prędkość wychylania wysięgnika rośnie osiągając wartość 2-krotnie większą (0,026 rad/s) podczas urabiania węgla. Amplituda tej prędkości przy tym wyraźnie maleje. Ponieważ wychylaniu wysięgnika towarzyszy spadek jego obciążenia zewnętrznego, wysięgnik opada nieznacznie w dół (linia w kolorze niebieskim).

Wpływ zmiany wytrzymałości urabianej skały na obciążenie dynamiczne nadwozia kombajnu widoczny jest na przebiegach ciśnienia zasilania siłownika obrotu wysięgnika oraz ciśnienia w cylindrach siłowników jego podnoszenia (rys. 5.8). W interwale czasowym, w którym symulowane było urabianie piaskowca ($t \leq 10$ s) ciśnienie p_{so} osiąga nawet wartość maksymalną (linia w kolorze czerwonym). Wartość średnia tego ciśnienia (p_{so}^m) kształtuje się tu przy tym na poziomie 20 MPa. W miarę, jak urabiana calizna staje się coraz łatwiej urabialna, wartość średnia ciśnienia zasilania siłownika obrotu maleje dochodząc do wartości 17 MPa. Spadek obciążenia zewnętrznego wysięgnika skutkuje również spadkiem obciążenia dynamicznego siłowników podnoszenia wysięgnika (linia fioletowa). Wartość średnia ciśnienia w cylindrach tych siłowników (p_{sp}^m) zmienia się w granicach od -26,6 MPa – w przypadku urabiania piaskowca do bliskiej zera –

w przypadku urabiania węgla. Blisko 5-krotnie maleje również amplituda tego ciśnienia (w granicach od 34 MPa do 7 MPa).

5.3 WPŁYW WYBRANYCH PARAMETRÓW PROCESU URABIANIA NA OBCIĄŻENIE DYNAMICZNE MECHANIZMÓW WYCHYLENIA WYSIĘGNIKA

Na rysunku 5.9 pokazano wpływ wysokości skrawu dolnego na wartości parametrów charakteryzujących wielkość obciążenia dynamicznego siłowników mechanizmów wychylania wysięgnika badanego kombajnu chodnikowego.



Rys. 5.9 Wpływ wysokości skrawu na wielkość obciążenia dynamicznego napędu mechanizmów wychylania wysięgnika podczas urabiania:
a) węgla ($R_c=20$ MPa), b) piaskowca ($R_c=65$ MPa)

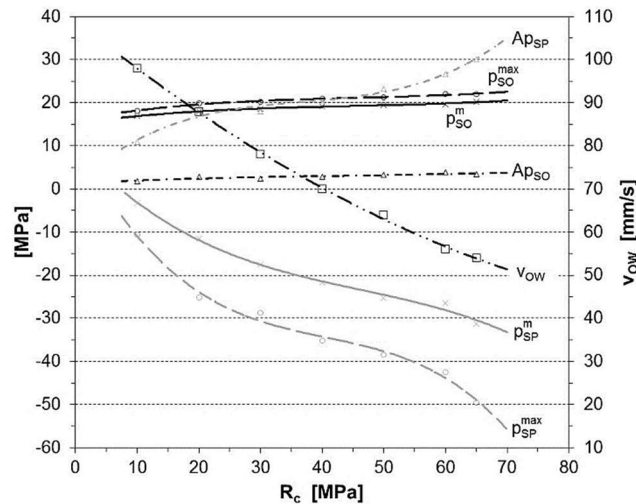
W przypadku urabiania węgla (rys. 5.9a), w badanym zakresie zmienności wysokości skrawu h , to jest od 0,2 m do wartości maksymalnej $h_{max}(z)$ wynoszącej, dla przyjętego zabioru ($z = 0,2$ m), około 0,7 m wartość średnia ciśnienia zasilania siłownika obrotu wysięgnika (p_{SO}^m) kształtuje się na poziomie 17 MPa w całym badanym zakresie wysokości skrawu h (rys. 5.9a – linia ciągła w kolorze niebieskim). Wartość szczytowa tego ciśnienia (p_{SO}^{max}) jest nieco wyższa od wartości średniej, gdyż wynosi około 19 MPa (linia przerywana w kolorze niebieskim). Podobnie, amplituda ciśnienia zasilania siłownika obrotu wysięgnika (Ap_{SO}) zmienia się w małym zakresie w funkcji wysokości skrawu h . Wartość tego parametru zawiera się bowiem w granicach od 1,7 do 3,3 MPa (linia punktowa w kolorze niebieskim). Ustabilizowany charakter zależności ciśnienia zasilania siłownika w mechanizmie wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu od wysokości wykonywanego przez głowice urabiające skrawu wynika z właściwości napędu hydraulicznego. Napęd ten dąży bowiem do zapewnienia maksymalnej

możliwej do uzyskania prędkości ruchu przy ciśnieniu zasilania wynikającym z równowagi sił czynnych (wywołanych przez siłownik hydrauliczny) oraz sił biernych (oporów ruchu). Równowaga wyżej wymienionych sił prowadzi do ustalenia się położenia punktu pracy na charakterystyce mechanicznej hydraulicznego mechanizmu obrotu wysięgnika. Ponieważ w zastosowanym w symulacjach komputerowych modelu matematycznym uwzględnione zostało działanie rozdzielacza proporcjonalnego, kształt tej charakterystyki zależy od stopnia otwarcia zaworu sterującego dopływem cieczy do siłownika obrotu wysięgnika. Ze względu na to, że wysięgnik wprowadzany jest w drgania punkt pracy rozpatrywanego napędu przemieszcza się wzdłuż jego charakterystyki mechanicznej wokół wartości odpowiadającej średniemu obciążeniu mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu.

Odmienne wyglądają zależności wielkości charakteryzujących obciążenie dynamiczne mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu od wysokości skrawu (rys. 5.9a – linie w kolorze czerwonym). Wartość średnia ciśnienia w cylindrach siłowników podnoszenia wysięgnika (p_{SP}^m) oraz jego amplituda ($A_{p_{SP}}$) osiągają maksimum lokalne odpowiadające wysokości skrawu wynoszącej około 0,4 m. W badanym zakresie zmienności wysokości skrawu h wartość średnia tego ciśnienia zmienia się w przedziale od -5,3 do -2,2 MPa (linia ciągła), zaś wartość szczytowa kształtuje się na poziomie -10 MPa (linia przerywana). Na uwagę zasługuje tu relatywnie duża amplituda drgań ciśnienia w cylindrach siłowników podnoszenia wysięgnika, która zawiera się w zakresie od 8 do około 13 MPa. Jest ona w przybliżeniu 4-krotnie większa w stosunku do amplitudy drgań ciśnienia zasilania siłownika obrotu wysięgnika. Przyczyną dużej zmienności wartości ciśnienia w cylindrach siłowników podnoszenia wysięgnika są drgania poprzeczne wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu.

Obciążenie dynamiczne napędu mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu uzyskanego podczas symulacji piaskowca przy różnych wysokościach realizowanego skrawu jest nieco wyższe od obciążenia dynamicznego tego napędu uzyskanego dla urabiania węgla (linie w kolorze niebieskim na rys. 5.9b). W przypadku piaskowca prędkość przemieszczania głowic urabiających v_{ow} jest jednak o połowę mniejsza w porównaniu do prędkości, jak ustaliła się w trakcie symulacji urabiania węgla. Większa wytrzymałość na ściskanie urabianej skały skutkowało natomiast znacznym wzrostem obciążenia dynamicznego mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu. Wartość średnia ciśnienia w cylindrach siłowników podnoszenia wysięgnika (p_{SP}^m) wzrosła ponad 5-krotnie. Wartość szczytowa tego ciśnienia (p_{SP}^{max}) w przypadku urabiania piaskowca wzrosła natomiast 4-krotnie. Amplituda drgań analizowanego ciśnienia jest wyższa w porównaniu do amplitudy tego ciśnienia uzyskanego dla węgla o 170%. Zawiera się ona tu bowiem w granicach od 19 do nawet 36 MPa (rys. 5.9b – linia punktowa w kolorze czerwonym).

Wzrost wytrzymałości urabianej skały na ściskanie silnie wpływa na wielkość obciążenia dynamicznego mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do spągu (rys. 5.10).



Rys. 5.10 Wpływ wytrzymałości urabianej skały na ściskanie na obciążenie dynamiczne napędu mechanizmów wychylania wysięgnika dla $z=0,2$ m oraz $h=0,3$ m

W badanym zakresie wytrzymałości na ściskanie urabianych skał R_c , to znaczy od 10 do 65 MPa intensywnie rośnie zarówno wartość średnia (p_{SP}^m), jak i wartość szczytowa (p_{SP}^{max}) ciśnienia w cylindrach siłowników podnoszenia wysięgnika (linie w kolorze czerwonym). Wartość średnia tego ciśnienia rośnie w granicach od wartości bliskiej zeru do -31 MPa (linia ciągła). Wartość szczytowa zmienia się w tym czasie w zakresie od -10 do nawet -50 MPa (linia przerywana). Amplituda tego ciśnienia zmienia się w przedziale od 10 do 30 MPa (linia punktowa). W zakresie wytrzymałości skały na ściskanie od 20 do 50 MPa amplituda ta ma w przybliżeniu stałą wartość (około 20 MPa). Wzrostowi wytrzymałości urabianej skały na ściskanie w badanym zakresie towarzyszy zatem nie tylko wyraźny wzrost wartości średniej ciśnienia w cylindrach siłowników podnoszenia wysięgnika, świadczący o wzroście oporów urabiania skały, ale również znaczący wzrost wartości szczytowej (ponad 5-krotny) oraz amplitudy (ponad 3-krotny) tego ciśnienia.

Obciążenie dynamiczne mechanizmu wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu jest ustabilizowane w całym analizowanym zakresie zmienności wytrzymałości urabianej skały na ściskanie (rys. 5.10 – linie w kolorze niebieskim). Wynika to z właściwości napędu hydraulicznego realizującego ruch wysięgnika w tej płaszczyźnie. Położenie punktu pracy tego napędu (prędkość wychylania wysięgnika oraz ciśnienie panujące w cylindrze siłownika obrotu wysięgnika) dostosowuje się do wielkości obciążenia zewnętrznego generowanego procesem urabiania skały o określonej urabialności z zadanymi wartościami parametrów realizacji tego procesu. W efekcie, ze wzrostem wytrzymałości skały na

ściskanie prędkość przemieszczania głowic urabiających v_{ow} maleje. W rozpatrywanym przypadku prędkość ta spadła blisko 2-krotnie, bo w granicach od 98 do 54 mm/s (linia zielona).

5.4 ZAKOŃCZENIE

Przedstawione w niniejszej pracy wyniki symulacji komputerowej są częścią realizowanych obszernych badań symulacyjnych dla potrzeb analizy dynamiki nadwozia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego. Wskazują one na istotny wpływ charakteru przebiegu procesu urabiania oraz wartości parametrów realizacji tego procesu na wielkość oraz przebieg obciążeń dynamicznych nie tylko w napędzie głowic urabiających, ale również w głównych węzłach konstrukcyjnych nadwozia kombajnu chodnikowego oraz napędach mechanizmów wychylania wysięgnika. Wyniki tych badań dają możliwość oceny skuteczności realizacji procesu urabiania kombajnem chodnikowym o założonych parametrach technicznych skał o różnej urabialności, przy różnych wartościach parametrów tego procesu.

Wykorzystany w badaniach komputerowych oryginalny model symulacyjny napisany w środowisku Matlab/Simulink w powiązaniu z modelem procesu urabiania powierzchni czoła przodku głowicami urabiającymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego stanowi dogodne narzędzie umożliwiające prowadzenie badań komputerowych w celu wyznaczenia obciążeń dynamicznych w poszczególnych węzłach konstrukcyjnych kombajnu, identyfikacji źródeł drgań oraz wnioskowania w zakresie możliwości redukcji obciążeń dynamicznych głównych jego podzespołów. Wnioski z tego rodzaju badań stanowią punkt wyjścia dla sformułowania wymagań konstrukcyjnych układu automatycznego sterowania ruchem głowic urabiających oraz opracowania skutecznego algorytmu sterowania w aspekcie redukcji obciążeń dynamicznych i energochłonności urabiania.

Praca zrealizowana w ramach projektu pt.:
„Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych”
dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju
w ramach Programu Badań Stosowanych (umowa nr PBS3/B2/15/2015)

LITERATURA

1. P. Cheluszka and J. Gawlik. "Computer modelling of roadheader's body vibration generated by the working process", *Vibrations in Physical Systems*, vol. XXVII, 2016, pp. 67-74.
2. P. Cheluszka et al. "Charakterystyka układu pomiarowego do badań dynamiki kombajnu chodnikowego", *Konferencja Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2015*, Gliwice 25.11.2015.
3. W. Dobry and T. Hermann. "A Comparison of Human Physical Models Used in the ISO 10068:2012 Standard Based on Power Distribution PART 2", *Vibrations in Physical Systems*, vol. XXVI, 2014, pp. 57-64.

4. J. Kogut. "Analiza spektrum odpowiedzi drgań drogowych", Ph.D. dissertation, Politechnika Krakowska, Kraków, 1999.
5. G. Kuidong et al. "A theoretical model for predicting the Peak Cutting Force of conical picks". *Frattura ed Integrità Strutturale*, No. 27, 2014, pp. 43-52; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.27.06.
6. I. Maciejewski. "Active control of working machines seat suspension aimed at health protection against vibration", *Proc. Appl. Math. Mech.*, No. 7, 2007: 4130017–4130018. DOI: 10.1002/pamm.200700345.
7. J. Podgórski and J. Jonak. "Numeryczne badania procesu skrawania skał izotropowych", Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2004.
8. W. Sikora (red.). "Określenie sił i energochłonności urabiania nożami stożkowymi", Ed. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2000.
9. J. Vašek and J. Pinka. "Research into the 'Critical State' of Rock Cutting Tools", *Archives of Mining Sciences*, vol. 51, 2006, Issue 3, pp. 355-369.

Data przesłania artykułu do Redakcji: 10.2016

Data akceptacji artykułu przez Redakcję: 03.2017

dr hab. inż. Piotr Cheluszka, prof. Pol. Śl.
Politechnika Śląska
Wydział Górnictwa i Geologii
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2A, 44-100 Gliwice, Polska
e-mail: piotr.cheluszka@polsl.pl

mgr inż. Jacek Gawlik
Politechnika Śląska
Wydział Górnictwa i Geologii
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2A, 44-100 Gliwice, Polska
e-mail: jacek.gawlik@polsl.pl

KOMPUTEROWA SYMULACJA OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH W WYBRANYCH WĘZŁACH KONSTRUKCYJNYCH NADWOZIA WYSIĘGNIKOWEGO KOMBAJNU CHODNIKOWEGO W TRAKCIE REALIZACJI PROCESU ROBOCZEGO

Streszczenie: Wysięgnikowe kombajny chodnikowe stanowią podstawową grupę maszyn roboczych stosowanych w górnictwie podziemnym węgla kamiennego do drążenia wyrobisk korytarzowych. Proces urabiania, szczególnie skał trudno urabialnych jest źródłem silnych obciążeń dynamicznych, które prowadzić mogą do niskiej efektywności pracy kombajnu oraz awarii głównych jego podzespołów spowodowanych znacznym ich przeciążeniem. Identyfikacja stanu dynamicznego kombajnu chodnikowego podczas realizacji procesu roboczego – maszyny traktowanej jako złożony obiekt dynamiczny – ma dlatego fundamentalne znaczenie z punktu widzenia projektowania tego rodzaju maszyn oraz optymalizacji parametrów realizowanego przezeń procesu. W artykule przedstawiono wybrane wyniki symulacji komputerowych dynamiki nadwozia kombajnu chodnikowego R-130 podczas realizacji procesu urabiania skał o zróżnicowanej urabialności. Z sytuacji taką mamy do czynienia powszechnie w przypadku drążenia wyrobisk korytarzowych w górotworze o budowie warstwowej, gdzie skałom łatwo urabialnym (takim, jak na przykład węgiel kamienny) towarzyszą skały trudno urabialne (na przykład piaskowce). Zaprezentowano przykładowe charakterystyki dynamiczne napędu mechanizmów wychylania wysięgnika, które odpowiedzialne są, obok napędu głowic urabiających, za skuteczną realizację procesu urabiania. Określona została również wrażliwość napędu mechanizmów wychylania wysięgnika na warunki realizacji procesu urabiania.

Słowa kluczowe: kombajn chodnikowy, proces urabiania, model symulacyjny, obciążenie dynamiczne, symulacje komputerowe

COMPUTER SIMULATION OF DYNAMIC LOADS IN THE SELECTED CONSTRUCTIONAL NODES OF A BOOM-TYPE ROADHEADER BODY WHEN CARRYING OUT THE MINING PROCESS

Abstract: Boom-type roadheaders represent the fundamental group of working machines used in underground hard coal mining for drilling of dog headings. The cutting process, especially of rocks with low workability, is causing strong dynamic loads likely to lead to low effectiveness of a roadheader's work and to the failure of its key subassemblies due to significant loads exerted on them. The identification of dynamic states of a roadheader body when carrying out the mining process – a machine treated as a complex dynamic object – is therefore of fundamental importance in the context of designing such machines and for optimising the parameters of working processes performed by them. The article presents the selected results of computer simulations of R-130 roadheader body dynamics when carrying out the cutting of rocks with differentiated workability. Such situation is common in drilling dog headings in rock mass with a layered structure, where easily workable rocks (such as for instance hard coal) are accompanied by rocks difficult to work with (for example sandstones). The examples are presented of dynamic characteristics of the drive of boom deflection mechanisms which are responsible, apart from the drive of cutting heads, for performing the cutting process effectively. The sensitivity of the boom deflection mechanism drive to the cutting process implementation conditions was also established.

Key words: roadheader, cutting process, simulation model, dynamic load, computer