



## Modelowanie układu napędowego ciągnika z napędem na cztery koła

BRONISŁAW KOLATOR, JERZY ŻEBROWSKI

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn,  
10-736 Olsztyn, ul. M. Oczapowskiego 11

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono sposób wyznaczenia wartości momentów obrotowych występujących w układzie napędowym ciągnika z napędem na cztery koła, pracującego w zmiennych warunkach trakcyjnych, stosując opracowany model matematyczny i symulacyjny program komputerowy. Program zweryfikowano porównując uzyskane wyniki symulacji z wynikami badań eksperymentalnych odpowiednio oprzyrządowanego ciągnika.

**Słowa kluczowe:** modelowanie, układ napędowy, pojazd  $4 \times 4$

**Symbol UKD:** 629.03

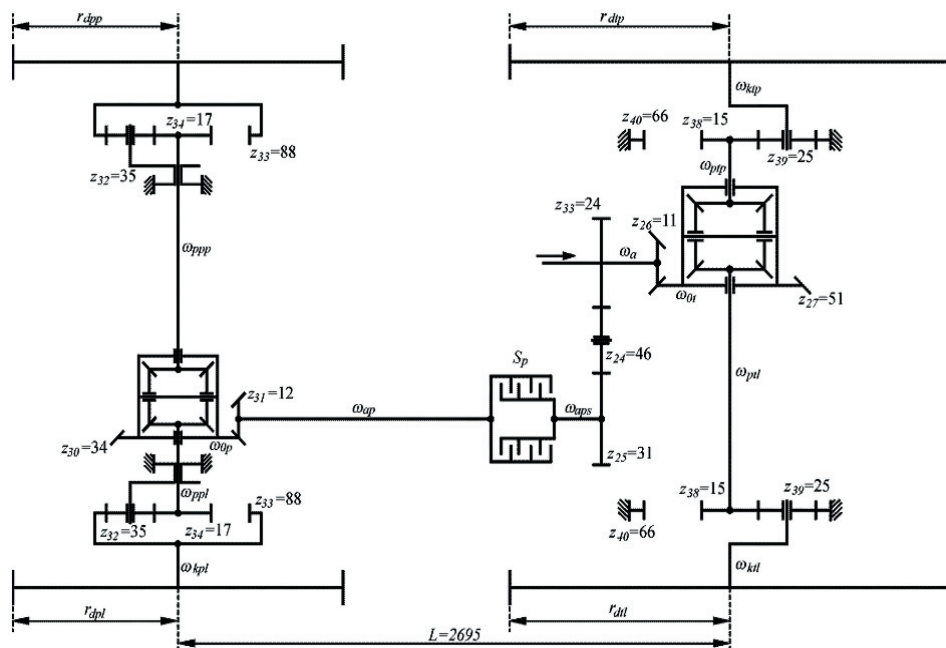
### Wprowadzenie

Siły działające na ciągnik zależą od rodzaju pracy i warunków, w jakich porusza się agregat ciągnikowy. Zwiększenie siły uciągu ciągnika można uzyskać stosując dodatkowy napęd kół przednich, załączany w tych maszynach za pomocą wielotarczowego sprzęgła ciernego łączącego (w sposób ściśle zależny kinematycznie) wałki wejściowe obydwu mostów napędowych. W przypadku napędu wszystkich kół ciągnika wpływ na ich siły napędzające mają nie tylko naciski kół, ale także uwarunkowania kinematyczne i trakcyjne, jak również sposób pracy mostów napędowych (niezablokowane i zablokowane mechanizmy różnicowe) [3, 5]. Celem pracy jest opracowanie i zweryfikowanie modelu symulacyjnego układu napędowego ciągnika z napędem na cztery koła w aspekcie wyznaczania momentów obrotowych występujących na poszczególnych elementach tego układu.

## Zagadnienie przepływu mocy

Ciągniki z napędem na cztery koła często ze względów konstrukcyjnych i użytkowych wyposażone są w odmiennie rozmiary opon na każdej osi napędowej.

Prędkości obwodowe kół na ich promieniach dynamicznych są zazwyczaj różne, a więc występują tzw. niezgodności kinematyczne [2, 4]. W rozpatrywanym przypadku niezgodności  $k$  zdefiniowano jako stosunki prędkości obwodowych kół na ich promieniach dynamicznych do prędkości obwodowej na promieniu dynamicznym prawego tylnego koła. Wynikają one z wartości przełożeń w układzie napędowym (rys. 1), rozmiarów ogumienia, jego stopnia zużycia, ciśnienia w nim panującego i obciążenia kół [6].

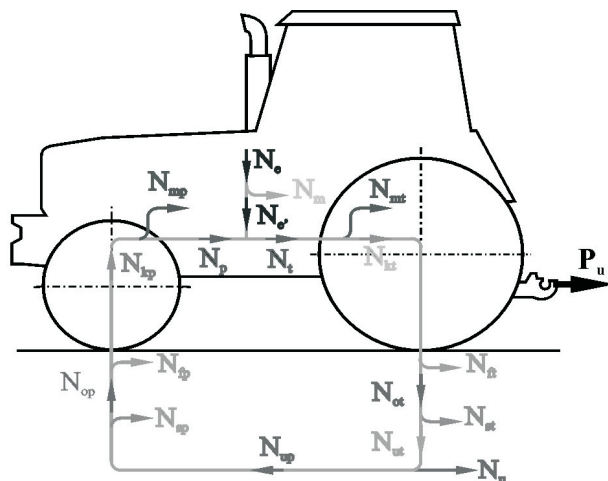


Rys. 1. Schemat kinematyczny układu napędowego ciągnika, który łączy z sobą wszystkie koła ciągnika (dane dotyczą ciągnika Ursus 1204)

Momenty napędowe kół  $M_{ktp}$ ,  $M_{ktl}$ ,  $M_{kpp}$ ,  $M_{kpl}$  (indeksy poszczególnych wielkości odpowiadają indeksom na rysunku 1) wynikają z sił napędowych poszczególnych kół pokonujących opory ruchu ciągnika i wielkości promieni dynamicznych kół. Z kolei momenty napędowe kół oraz przełożenia i sprawności poszczególnych elementów tylnego i przedniego układu napędowego warunkują wartości momentów, jakie muszą być przyłożone do początkowych elementów doprowadzających napęd do danego mostu ( $M_a$  — moment na wałku wejściowym do tylnego mostu,

$M_{aps}$  — moment na kole zębatym, które przekazuje napęd z wałka wyjściowego skrzynki biegów do kół przednich). Suma momentów  $M_a$ ,  $M_{aps}$  stanowi moment wyjściowy skrzynki przekładniowej  $M_{asx}$  na biegu  $x$ . Aby uzyskać taki moment, silnik ciągnika musi pracować z momentem  $M_e$ , który także pokonuje moment  $M_{asxred}$ , wynikający z przełożeń i sprawności poszczególnych przekładni skrzynki biegów na biegu  $x$ . Moment  $M_e$  osiąga silnik dzięki odpowiedniemu dawkowaniu paliwa, które również decyduje, przy jakiej prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n_e$  zostanie osiągnięty ten moment.

Na rysunku 2 przedstawiono jeden z przypadków przepływu mocy przy napędzie wszystkich kół, gdy na ciągnik działa siła uciągu  $P_u$ , a na skutek niezgodności kinematycznej ( $k$  mniejszej od jedności) między kołami przednimi i tylnymi, siła napędzająca kół przednich ma zwrot przeciwny, a siła napędzająca kół tylnych ma zwrot zgodny z kierunkiem jazdy. Powoduje to powstanie mocy krążącej w układzie napędowym, co wywołuje wzrost obciążenia zespołów ciągnika (rys. 2) [1].



Rys. 2. Przepływ mocy przez układ ciągnik podłoże w przypadku wystąpienia mocy krążącej płynącej od podłoża do kół przednich

Moc dostarczona do kół tylnych  $N_{kt}$  częściowo jest tracona w wyniku pokonywania oporu toczenia tych kół  $N_{ft}$  oraz w wyniku ich poślizgu  $N_{st}$ . Pozostała część mocy rozdziela się na moc uciągu  $N_u$  i moc  $N_{up}$ , która przez podłoże przekazywana jest ze stratami, wynikającymi z poślizgu kół przednich  $N_{sp}$  i ich oporów toczenia  $N_{fp}$  na wały napędowe kół przednich  $N_{kp}$ . Stąd moc  $N_{kp}$  przekazywana jest przez przedni most napędowy i jego układ napędowy (ze stratami  $N_{mp}$ ) na wałek wejściowy tylnego mostu  $N_p$ , gdzie sumuje się z mocą dostarczaną z silnika za pośrednictwem skrzynki przekładniowej  $N_e$  (też ze stratami  $N_m$ ). Suma tych mocy  $N_t$ , a więc moc

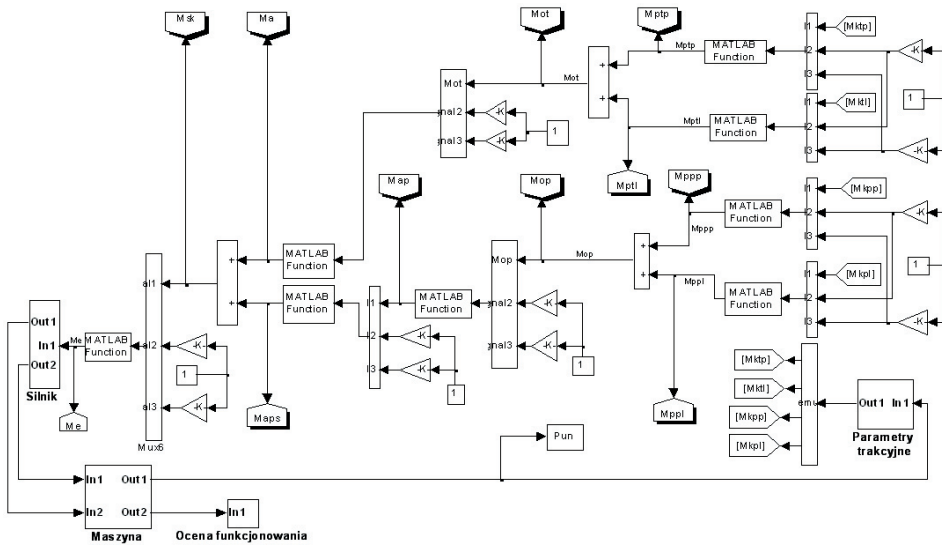
większa od mocy dostarczonej przez silnik ( $N_e$ ), jest przekazywana ze stratami  $N_{mt}$  przez tylny most napędowy do tylnych kół ciągnika ( $N_{kt}$ ). Występowanie mocy krążącej przyczynia się także do wzrostu zużycia ogumienia i niszczenia wierzchniej struktury gruntu, co może być niekorzystne ze względów agrotechnicznych. Wartość mocy krążącej, pojawiającej się w układzie napędowym, łączącym kinematycznie koła tylne i przednie, zależy: od niezgodności kinematycznej między poszczególnymi kołami napędowymi, od sił normalnych działających na koła napędowe, od podłoża, na którym porusza się ciągnik i od tego czy są załączone blokady mechanizmów różnicowych. Wartości odpowiednich mocy wynikają z momentów obrotowych i prędkości kątowych występujących na poszczególnych elementach układu napędowego ciągnika.

Dlatego też istotne jest wyznaczenie maksymalnych wartości momentów występujących na poszczególnych elementach układu napędowego w zależności od uwarunkowań trakcyjnych pracy ciągnika. Ma to istotne znaczenie w procesie konstruowania układu napędowego ciągnika, jak i ze względu na sterowanie załączaniem i rozłączaniem napędu przednich kół.

## Modelowanie funkcjonowania układu napędowego ciągnika

W celu wyznaczenia odpowiednich wartości sił, momentów obrotowych, prędkości kątowych i liniowych, opracowano program komputerowy w środowisku MATLAB do symulacji pracy ciągnika w oparciu o opracowany model matematyczny funkcjonowania ciągnika. Program ten pozwala symulować różne opcje pracy ciągnika po wprowadzeniu niezbędnych danych m.in. takich jak: charakterystyka silnika, zależności dotyczące współczynników charakteryzujących współpracę kół z podłożem (np. zależność współczynnika siły napędzającej  $\mu$  od poślizgu kół  $s$ , współczynnika oporów toczenia kół od poślizgu kół  $s$ ), zależności charakteryzujących opory ruchu narzędzia w zmiennych warunkach obciążeń polowych  $P_{un}$  i parametrów technicznych ciągnika oraz innych niezbędnych danych. Umożliwia także wprowadzanie, rejestrowanych w funkcji czasu, wielkości uzyskanych podczas badań ciągnika. Model matematyczny został zaimplementowany w SIMULINK'u za pomocą edytora graficznego, który przedstawiono na rysunku 3.

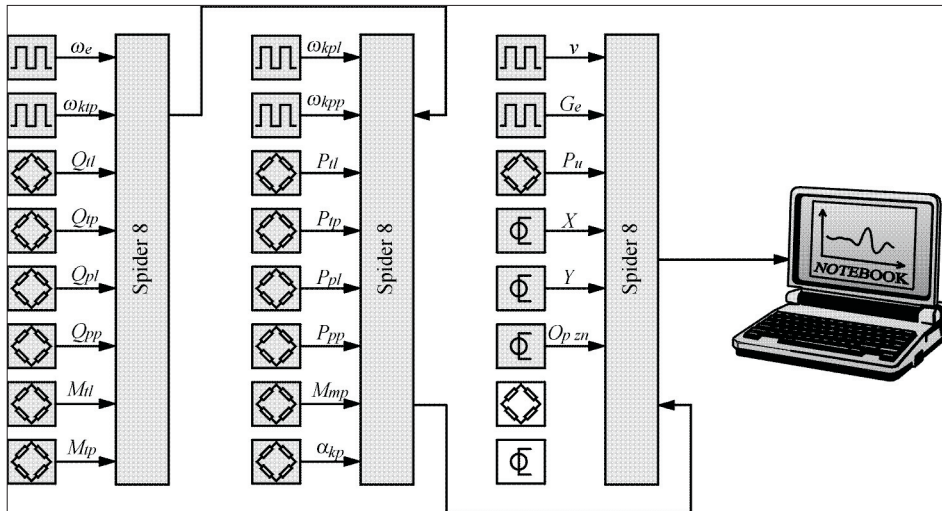
W celu uzyskania danych wejściowych do symulacji pracy ciągnika, a następnie danych do weryfikacji opracowanego modelu ciągnika i programu komputerowego symulacji jego pracy, zbudowano stanowiska badawcze w postaci odpowiednio oprzyrządowanego ciągnika i przeprowadzono odpowiednie badania laboratoryjne i polowe.



Rys. 3. Schemat systemu do symulacji pracy ciągnika w rozpatrywanym zakresie

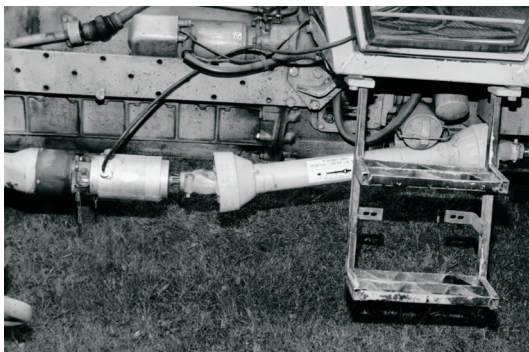
### Badania eksperymentalne

Do badań polowych użyto ciągnika URSUS 1204 (z napędem na cztery koła). Ciągnik wyposażono w odpowiedni układ pomiarowy (rys. 4) i oprzyrządowa-



Rys. 4. Schemat blokowy układu pomiarowego

no w taki sposób, aby można było dokonywać badań w warunkach naturalnych i uzyskać niezbędne dane wejściowe do przeprowadzania symulacji komputerowej pracy ciągnika wg przedstawionego programu i weryfikacji uzyskanych wyników symulacji. Czujniki do pomiarów momentów obrotowych przedstawiono na rysunkach 5 i 6.



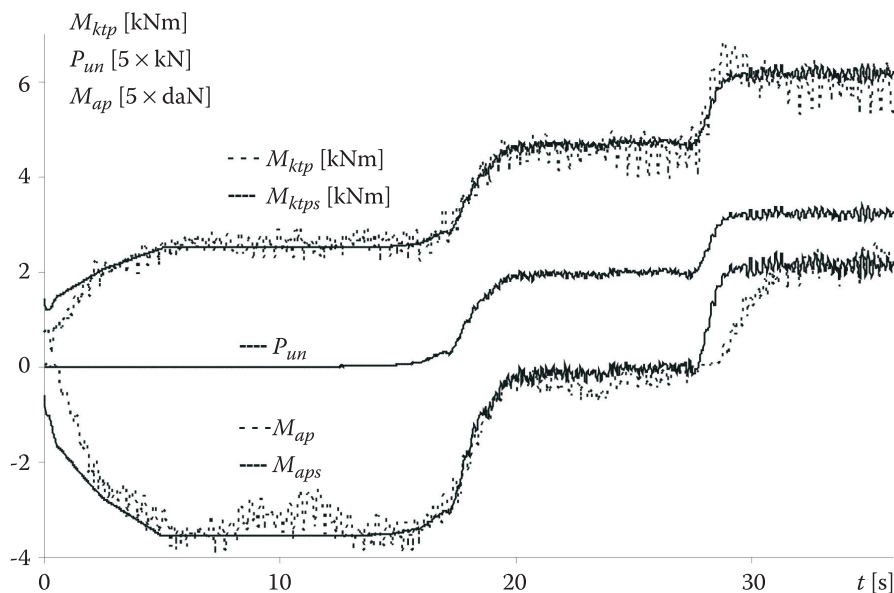
Rys. 5. Widok zamontowanego momentomierza na wale napędzającym przedni most



Rys. 6. Widok zamontowanej głowicy komutacyjnej SK6 do pomiaru momentu napędowego tylnego koła

Czujniki przekazywały sygnały do trzech przetworników A/C Spider 8 firmy HMB. Do zapisu rejestrowanych wielkości zastosowano przenośny komputer Panasonic CF 28 (odporny na wstrząsy i czynniki atmosferyczne). Na komputerze tym zainstalowano program Catman, służący do obsługi przetworników Spider 8 i przetwarzania zapisanych sygnałów. Przetworniki połączono w taki sposób, że umożliwiają w czasie rzeczywistym jednoczesną rejestrację dwudziestu czterech sygnałów.

Mobilne badania przeprowadzono w warunkach drogowych i polowych (podłoże o zmiennych właściwościach trakcyjnych), wykorzystując omówione powyżej stanowisko. Niezgodności kinematyczne uzyskiwano zmieniając w granicach dopuszczalnych ciśnienie w ogumieniu kół tylnych i przednich oraz obciążenie poszczególnych osi. Na rysunku 7 przedstawiono przykładowe przebiegi w czasie niektórych mierzonych i zarejestrowanych w trakcie badań wielkości: siły uciągu  $P_{un}$ , momentu na wale napędzającym tylne prawe koło  $M_{ktp}$ , momentu na wale napędzającym przedni most napędowy  $M_{ap}$  przy występującej między kołami przednimi i tylnymi niezgodności kinematycznej  $k = 0,915$ . W celu określenia zmian poszczególnych momentów, w początkowym przedziale czasu (ok. 15 s) przejazdu badawczego, ciągnik nie był obciążony siłą zewnętrzną, którą następnie zwiększano do założonych wielkości i utrzymywano przez pewien okres czasu.



Rys. 7. Przykładowe przebiegi w czasie wielkości:  $M_{ktp}$ ,  $P_{un}$ ,  $M_{ap}$  mierzonych podczas badań eksperymentalnych i porównanie ich  $M_{ktps}$ ,  $M_{aps}$  z przebiegami symulacyjnymi

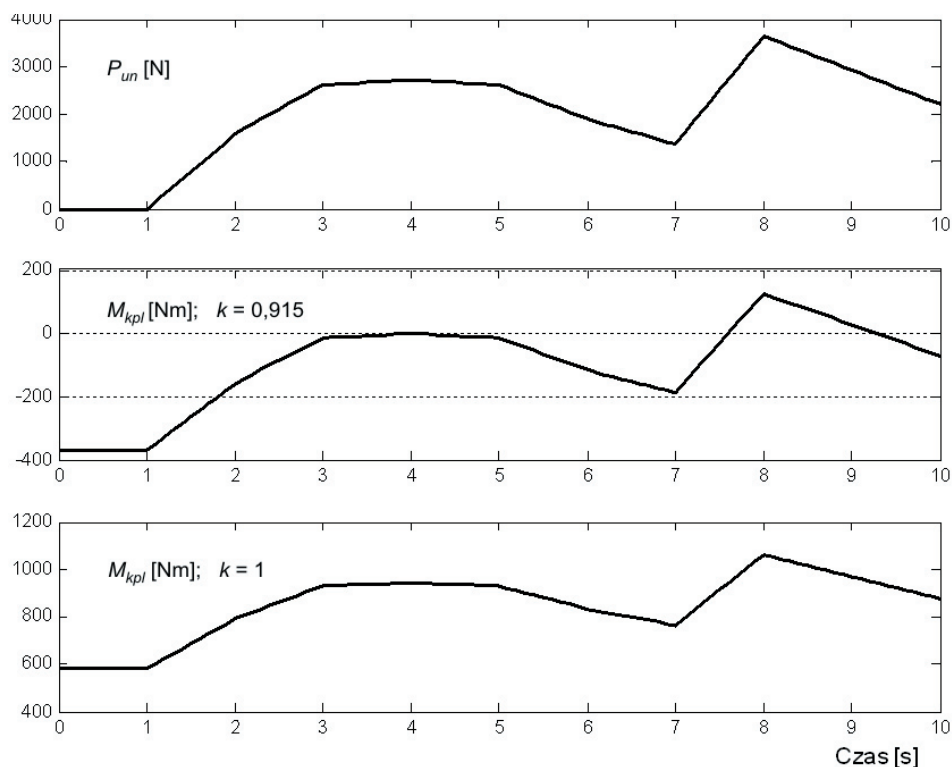
Jak wynika z przedstawionych przebiegów, w czasie piętnastu pierwszych sekund siła  $P_{un}$  była równa zero. W tym przedziale czasu koła tylne napędzały (dodatnia wartość momentu), natomiast koła przednie hamowały ciągnik (ujemna wartość momentu na wale napędowym). Spowodowało to wzrost modułów tych momentów od wartości zerowej (w chwili startu) do maksymalnej przy zerowej sile  $P_{un}$ . Oznacza to, że w układzie występuje moc krążąca. Między piętnastą a dwudziestą sekundą siła uciągu wzrosła do takiej wartości, że moment na wale napędzającym przedni

most miał wartość około zera (zanik mocy krążącej), co trwało do około 29 s. Dalszy wzrost siły uciągu spowodował, że na wale napędzający przedni most pojawił się dodatni moment, co oznacza, że także koła przednie napędzają ciągnik.

W celu sprawdzenia opracowanego programu komputerowego, przeprowadzono symulację pracy ciągnika dla przypadków zarejestrowanych podczas badań, w tych samych warunkach terenowych. Na rysunku 7 przedstawiono także wyniki przebiegów wielkości symulacyjnych, które wykazują zgodność z przebiegami rzeczywistymi mierzonych wielkości.

### Symulacja pracy układu napędowego

W celu porównania pracy ciągnika w różnych warunkach terenowych w zależności od sposobu jego napędzania oraz określenia, jak wpływają na efekty pracy ciągnika czynniki determinujące jego właściwości trakcyjne, dokonano symulacji



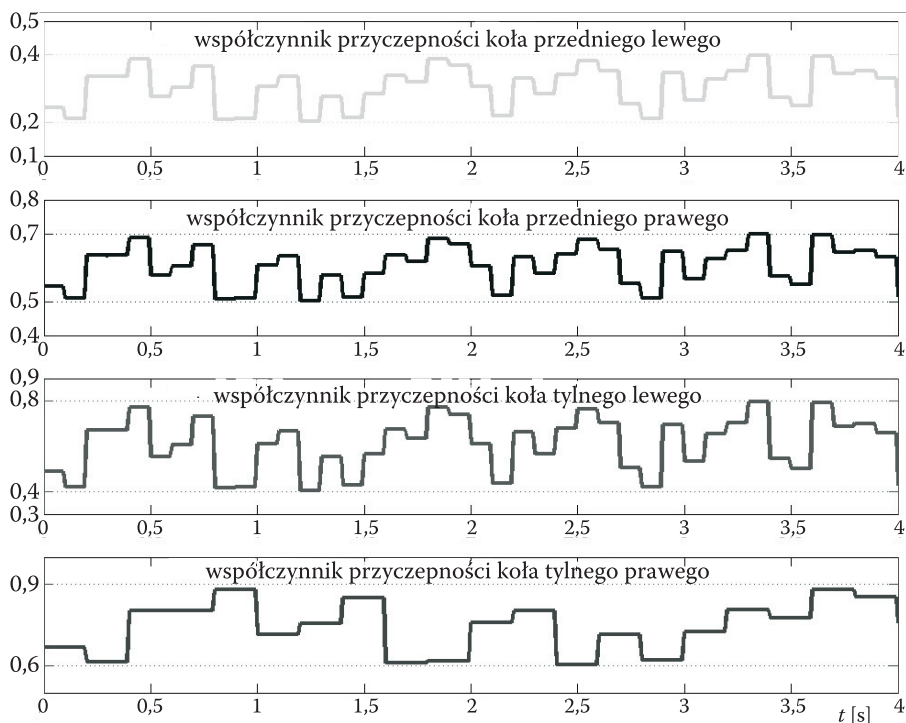
Rys. 8. Przebiegi symulacyjne momentu na półosi przedniego koła lewego  $M_{kpl}$ , dla zgodności ( $k = 1$ ) i niezgodności kinematycznej ( $k = 0,915$ ) w zależności od zmiennej wielkości wymuszającej, którą jest siła  $P_{un}$



komputerowej jego pracy w różnych warunkach, przyjmując takie wartości wielkości wejściowych, jakie uzyskano na podstawie przeprowadzonych badań połowych ciągnika.

Na rysunku 8 przedstawiono przykładowo przebiegi symulacyjne momentu na półosi przedniego koła lewego  $M_{kpl}$  przy różnych (odmiennych) wartościach niezgodności kinematycznej, odpowiednio  $k = 0,915$ ;  $k = 1$  w zależności od zmiennej wielkości wymuszającej, którą jest siła  $P_{un}$ .

Siła  $P_{un}$  w pierwszej sekundzie była stała, w trzeciej osiągała wartość około 2,6 kN i miała stałą wartość do piątej sekundy. W siódmej sekundzie spadała do wartości 1,5 kN, by w ósmej wzrosnąć do wartości 3,65 kN, a następnie w dziesiątej spaść do wartości 2,24 kN. Przy założeniu, że  $k = 1$ , towarzyszy tym zmianom siły zmiana momentu  $M_{kpl}$  w odpowiednich przedziałach czasu: 580 Nm, 920 Nm, 770 Nm, 1060 Nm i 880 Nm, w tym przypadku nie występuje moc krążąca. Natomiast przy  $k = 0,915$  w tych samych przedziałach czasowych moment  $M_{kpl}$  wynosił: minus 370 Nm (koła przednie hamują ciągnik — występuje moc krążąca), w trzeciej sekundzie osiąga wartość około zero (zanik mocy krążącej) i utrzymuje ją do piątej

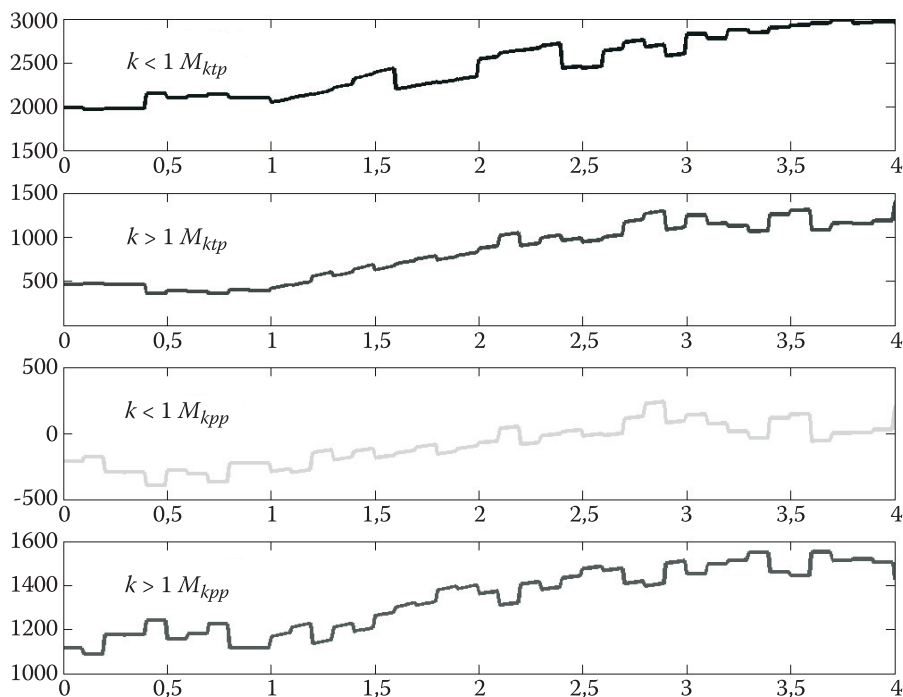


Rys. 9. Wygenerowane losowo przebiegi zmienności w czasie współczynników przyczepności poszczególnych kół

sekundy, po czym ponownie pojawia się moc krążąca, gdyż moment obniża się w siódmej sekundzie do wartości minus 188 Nm. W ósmej sekundzie osiąga wartość 125 Nm, co oznacza, że koła przednie także napędzają ciągnik.

Z przeprowadzonych badań eksperymentalnych stwierdzono, że współczynnik przyczepności kół ciągnika do podłoża zmienia się w granicach od 0,2 do 0,9 [7]. Na tej podstawie wygenerowano losowo zmianę w czasie współczynników przyczepności poszczególnych kół (rys. 9).

Zachowując zmianę symulowanej siły obciążającej przedstawionej na rysunku 8 (w przedziale czasowym od 0 do 4 s) i zmianę przyczepności kół (rys. 9) dokonano symulacji funkcjonowania układu napędowego ciągnika. Przykładowe przebiegi momentów prawych kół przy różnych niezgodnościach kinematycznych zamieszczono na rysunku 10.



Rys. 10. Przebiegi symulacyjne momentów na półosiach prawych kół ciągnika: tylnego  $M_{ktp}$ , przedniego  $M_{kpp}$ , przy niezgodności kinematycznej  $k < 1$  i  $k > 1$

Z rysunku tego wynika, że zmiany przebiegów momentów obrotowych odzwierciedlają wpływ zmiany współczynników przyczepności i niezgodności kinematycznych. W przypadku niezgodności  $k < 1$  moment na kole tylnym prawym jest większy niż dla  $k > 1$ , natomiast dla koła przedniego prawego sytuacja jest

odwrotna. Z kolei różnica momentów na tych kołach jest mniejsza gdy  $k > 1$  i odpowiednio większa dla  $k < 1$ .

Wyznaczanie obciążeń elementów układu napędowego w warunkach, w jakich pracuje ciągnik rolniczy, jest potrzebne do projektowania, sterowania i określania efektywności funkcjonowania układu napędowego ciągnika.

## Podsumowanie

Ze względu na specyfikę pracy ciągnika z napędem na cztery koła, wyznaczenie obciążenia jego elementów układu napędowego jest zagadnieniem złożonym.

W celu wyznaczenia obciążeń układu napędowego, opracowano w środowisku MATLAB, według sporządzonych algorytmów, symulacyjny program komputerowy, odzwierciedlający pracę elementów układu napędowego przy niezgodnościach kinematycznych kół napędowych w różnych i zmiennych warunkach trakcyjnych.

Porównanie wyników badań terenowych i uzyskanych z symulacji wykazuje ich zbieżność. Potwierdza to przydatność opracowanego symulacyjnego programu komputerowego do wyznaczania wartości momentów obrotowych, występujących w układzie napędowym ciągnika z napędem na cztery koła podczas jego pracy.

Artykuł wpłynął do redakcji 5.03.2008 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w czerwcu 2008 r.

## LITERATURA

- [1] M. BRENNINGER, *Four-wheel-driven tractors and the effect of circulating power*, 13th International Conference of the ISTVS, Munich, Germany, 1999.
- [2] M. DĘBICKI, *Teoria samochodu. Teoria napędu*, WNT, Warszawa, 1971.
- [3] *Die Trac-Systeme im Leserurteil. Sonderdruck aus Die Landwirtschaftliche Zeitschrift für Produktion Technik Management*, Heft, 5, 7, 9, 1989.
- [4] P. DUDZIŃSKI, K. PIECZONKA, *Problemy niezgodności kinematycznej napędu pojazdów terenowych na podwoziu oponowym. Pojazdy terenowe*, SIMP, Ośr. Bad.-Rozw. Urządzeń Mechanicznych, Gliwice, 1979.
- [5] T. MURO, *Comparison of the traffic performance of a two-axle four Wheel Drive (4WD), Rear Wheel Drive (RWD), and Front Wheel Drive (FWD) Vehicle on loose sandy sloped terrain*, Journal of Terramechanics, vol. 34, no. 1, 1997.
- [6] J. ŻEBROWSKI, Z. ŻEBROWSKI, *Wpływ ciśnienia w ogumieniu ciągnika z napędem na cztery koła na przepływ mocy w układzie napędowym*, Przegląd Mechaniczny, 9, 2000.
- [7] J. ŻEBROWSKI, *Metodyka określania efektywności funkcjonowania ciągnika terenowego*, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Mechanika, z. 206, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2004.

B. KOLATOR, J. ŻEBROWSKI

**Modelling of a driving system of a four-wheel drive tractor**

**Abstract.** The way of torque calculation in a driving system of four-wheel drive tractor working in variable traction conditions is presented in the paper. Calculation is based on the developed mathematical model and simulation software. The software was verified by comparison of simulation results with experimental ones.

**Keywords:** modelling, driving system, 4WD vehicle

**Universal Decimal Classification:** 629.03