

Tadeusz Pawłowski
Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych w Poznaniu

KIEROWALNOŚĆ AGREGATU ROLNICZEGO CIĄGNIK – SADZARKA DO ZIEMNIAKÓW

Streszczenie

Prezentowana praca przedstawia wstępną koncepcję uwzględnienia działania kierowcy w modelu zestawu ciągnik–maszyna rolnicza. Agregat taki porusza się po nieutwardzonym, często podmokłym, polu o urozmaiconej powierzchni. W tak trudnym terenie kierowca musi wykonywać bardzo skomplikowane manewry związane z charakterem prac polowych.

Model zastosowano do zestawu ciągnik–sadzarka do ziemniaków. Półzawieszana sadzarka połączona jest z ciągnikiem za pomocą dolnych cięgien TUZ. Do implementacji modelu zastosowano moduł Simulink środowiska Matlab.

Słowa kluczowe: modelowanie, kierowca, zestaw ciągnik–maszyna rolnicza

Wprowadzenie

Dynamika pojazdu jest jednym z najważniejszych obszarów badań w technice motoryzacyjnej. Jazda, przyspieszenie, hamowanie, zmiana kierunku jazdy to typowe procesy dynamiczne. Jakość ich realizacji jest uzależniona od kierowcy. Sterowany przez kierowcę pojazd może być zatem rozpatrywany jako system regulacji, w którym kierowca jest regulatorem a samochód obiektem regulowanym. Źródłem sił zewnętrznych docierających do kierującego i wywierających wpływ na dynamikę samochodu jest zmieniające się otoczenie pojazdu. Dostarcza ono m. in. informacje ostrzegawcze w postaci rozmaitych bodźców docierających do kierowcy, który je odbiera i w zależności od ich rozpoznania oraz oceny podejmuje odpowiednie działania kierowania pojazdem. Efektywność działań kierowcy zależy od sytuacji na drodze, własności pojazdu oraz od cech psychofizycznych kierowcy, m. in. od czasu jego reakcji. Kierowca jest włączony w układ droga – pojazd – kierowca jako ogniwo sprzężenia zwrotnego. Jego funkcje dają się opisać jako przetwarzanie pochodzących z zewnątrz informacji dotyczących ruchu pojazdu (nierówności drogi, warunki atmosferyczne, położenie innych

pojazdów, itp.) na sterowanie stanem poszczególnych układów pojazdu takich jak układ kierowniczy, układ hamulcowy, układ napędowy [Lozia i in. 1995; Stańczy i in. 2004].

Prezentowana praca przedstawia wstępną koncepcję uwzględnienia działania kierowcy w modelu zestawu ciągnik–maszyna rolnicza. Agregat taki porusza się po nieutwardzonym, często podmokłym, polu o urozmaiconej powierzchni. W tak trudnym terenie kierowca musi wykonywać bardzo skomplikowane manewry związane z charakterem prac polowych. W modelu należy zatem uwzględnić specyfikę nawierzchni i siły wywierane na koła podczas jazdy w różnych kierunkach.

Model zastosowano do zestawu ciągnik–sadzarka do ziemniaków (rys. 1). Półzawieszana sadzarka połączona jest z ciągnikiem za pomocą dolnych cięgien TUZ. Do implementacji modelu zastosowano moduł Simulink środowiska Matlab.



Rys. 1. Półzawieszana sadzarka do ziemniaków w trakcie prac polowych (w kabinie ciągnika widoczny jest kierowca)

Fig. 1. Semi-suspended potato planter during field works (driver is visible in tractor cab)

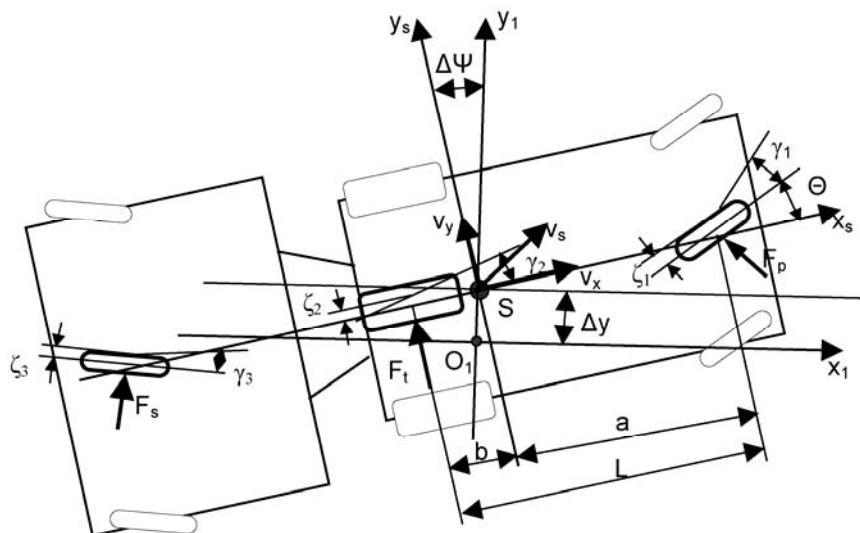
Matematyczny model układu kierowca–pojazd–droga

Model matematyczny pojazdu uwzględniający działania kierowcy składa się z dwóch zasadniczych części: modelu kierowcy oraz modelu samego agregatu.

Model agregatu

Dla agregatu jako podstawę przyjęto płaski dwukołowy model pojazdu. Jest on często wykorzystywany do opisu samochodu dla potrzeb symulacji układów automatyki wspomagających pracę kierowcy [Pieniążek i in 2000; Stevenson i in. 2005]. Został zmodyfikowany przez dodanie trzeciego koła reprezentującego oś sadzarki. Przedstawiono go na rys. 2. Ruchomy układ współrzędnych związany z agregatem, o początku w środku ciężkości agregatu, oznaczono SX_sY_s ; $O_1X_1Y_1$ to ruchomy układ związany z osią korytarza, po którym ma poruszać się agregat (oś O_1X_1 jest skierowana stycznie do osi korytarza, w stronę ruchu pojazdu; oś O_1Y_1 reprezentuje normalną do osi korytarza punkcie O_1 i przechodzi przez środek ciężkości S agregatu).

Należy zauważyć, że sadzarka jest połączona z ciągnikiem tak, że tworzy z nim układ sztywny, nie dopuszczający obrotów sadzarki względem ciągnika wokół osi Z prostopadłej do płaszczyzny $O_1X_1Y_1$ modelu. Sadzarka wyposażona jest w koła fortepianowe (rys. 3). Charakteryzują się one praktycznie zerowymi współczynnikami odporności na poprzeczne znoszenie (bez oporu dostosowują się do kierunku ruchu wyznaczonego przez koła ciągnika). Dlatego w pierwszym przybliżeniu przyjęto, że koła te mają wpływ tylko na położenie środka ciężkości agregatu, nie wpływają natomiast na pozostałe parametry ruchu.



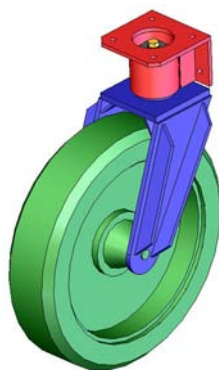
Rys. 2. Płaski model agregatu ciągnik-sadzarka do ziemniaków

Fig. 2. 2D model of tractor-potato planter combination

Przyjęto następujące oznaczenia

- Δy – liniowe odchylenie agregatu od osi korytarza.
 Ψ – kąt obrotu masy resorowanej agregatu
 $\Delta\Psi$ – kątowe odchylenie podłużnej osi samochodu od stycznej do osi korytarza
 v_s – prędkość środka ciężkości agregatu
 v_y i v_x – rzuty prędkości punktu S na oś SY_s i SX_s
 $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ – boczne przemieszczenia przedniego i tylnego koła ciągnika oraz koła sadzarki
 $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ – kąty znoszenia przedniego i tylnego koła ciągnika oraz koła sadzarki
 θ – średni kąt skrętu koła kierowanego
 F_p, F_t, F_s – boczne reakcje na przedniej i tylnej osi ciągnika oraz osi sadzarki
 $i_p = \frac{\beta}{\theta}$ – przełożenie układu kierowniczego
 M – masa agregatu
 I_{zz} – moment bezwładności agregatu względem osi pionowej przechodzącej przez środek ciężkości
 c_{ξ_1} i c_{ξ_2} – sztywności poprzeczne opon przedniej i tylnej osi
 K_{δ_1} i K_{δ_2} – współczynniki odporności na poprzeczne znoszenie koła przedniej i tylnej osi

Równania więzów kinematycznych agregatu dla przedstawionego na rys. 2 płaskiego modelu, z uwzględnieniem zmodyfikowanej teorii Kiełdysza dotyczące toczenia się koła, przedstawiono poniżej:



Rys. 3. Schemat koła sadzarki

Fig. 3. Potato planter wheel diagram

$$\begin{cases} \dot{v}_y = \frac{c_{\xi_1}}{M} * \zeta_1 + \frac{c_{\xi_2}}{M} * \zeta_2 - v_x * \dot{\Psi} \\ \ddot{\Psi} = \frac{a * c_{\xi_1}}{I_{zz}} * \zeta_1 - \frac{b * c_{\xi_2}}{I_{zz}} * \zeta_2 \\ \dot{\zeta}_1 = -v_y - a * \dot{\Psi} + v_x * \theta + v_x * \gamma_1 \\ \dot{\zeta}_2 = -v_y - b * \dot{\Psi} + v_x * \gamma_2 \\ \dot{\gamma}_1 = -\dot{\Psi} - \dot{\Theta} - v_x * a_1 * \left(\zeta_1 + \frac{K_{\delta_1}}{c_{\xi_1}} * \gamma_1 \right) \\ \dot{\gamma}_2 = -\dot{\Psi} - v_x * a_2 * \left(\zeta_2 + \frac{K_{\delta_2}}{c_{\xi_2}} * \gamma_2 \right) \end{cases} \quad (1)$$

Po dosyć złożonych przekształceniach i zastosowaniu operatora Laplace'a otrzymujemy dwa równania charakterystyczne opisujące liniowe i kątowe odchylenie pojazdu w zależności od warunków początkowych ruchu:

– odchylenie liniowe

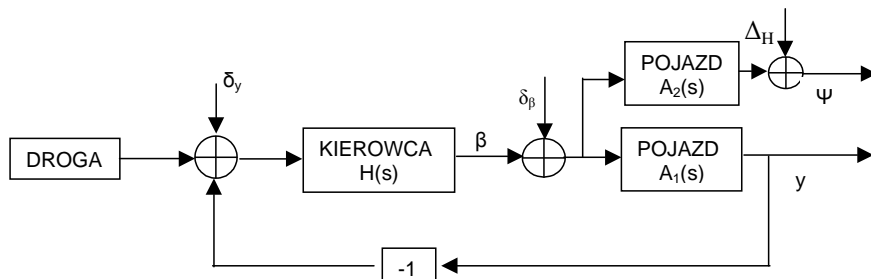
$$A_1 = \frac{K_{\delta_1} * \frac{I_{zz}}{L} * \left(s^2 + \frac{K_{\delta_2} * L * b}{v_x * I_{zz}} * s + \frac{K_{\delta_2} * L}{I_{zz}} \right)}{s^2 * \left(\frac{M * I_{zz} * s^2}{L} + \frac{M * (K_{\delta_2} * b^2 + K_{\delta_1} * a^2) * s}{L} + \frac{I_{zz} * (K_{\delta_1} + K_{\delta_2}) * s}{L} + \frac{M * v_x * (K_{\delta_2} * b - K_{\delta_1} * a)}{L} + K_{\delta_1} * K_{\delta_2} * L \right)} \quad (2)$$

– odchylenie kątowe

$$A_2 = \frac{K_{\delta_1} * \frac{M}{L} * \left(a * s + \frac{K_{\delta_2} * L}{v_x * M} \right)}{s * \left(\frac{M * I_{zz} * s^2}{L} + \frac{M * (K_{\delta_2} * b^2 + K_{\delta_1} * a^2) * s}{L} + \frac{I_{zz} * (K_{\delta_1} + K_{\delta_2}) * s}{L} + \frac{M * v_x * (K_{\delta_2} * b - K_{\delta_1} * a)}{L} + K_{\delta_1} * K_{\delta_2} * L \right)} \quad (3)$$

Budowa modelu kierowcy

Na rys. 4 przedstawiono powiązania między drogą, kierowcą i kierowanym przez niego pojazdem.



Rys. 4. Uproszczony schemat powiązań elementów układu droga–kierowca–pojazd z uwzględnieniem sprzężenia zwrotnego

Fig. 4. Simplified diagram of connections between the elements of road–driver–vehicle set, taking into account feedback

Kąt obrotu koła kierownicy $\beta(t)$ i kąt odchylenia agregatu $\Psi(t)$ oraz przemieszczenie poprzeczne agregatu y z warunkiem początkowym $y = 0$ są określone przez układ równań

$$\begin{cases} \beta = H_2 * \delta_y - H_2 * y \\ y = A_1 * \delta_\beta + A_1 * \beta \\ \Psi = A_2 * A_1^{-1} * + \Delta_H \end{cases} \quad (4)$$

Na podstawie powyższego układu i gęstości widmowych i wzajemnych gęstości widmowe $\delta_y^* \delta_y^*$, $\delta_\beta^* \delta_\beta^*$, $\Delta_H^* \Delta_H^*$, $\delta_\beta^* \delta_y^*$, $\Delta_H^* \delta_y^*$ zmierzonych sygnałów można uzyskać zależności określające transmitancję H . Jednak jej bezpośrednie wykorzystanie jest utrudnione ze względu na trudności z dokładnym określeniem wartości gęstości widmowych procesów losowych. Niewielkie nawet błędy w określeniu funkcji transmitancji H mogą spowodować, że wyniki otrzymywane z analizowanego modelu będą istotnie różnić się od zachowań układu rzeczywistego.

Podjęto próbę znalezienia transmitancji modelu kierowcy na podstawie minimalizacji energii na kole kierownicy. Zachowanie kierowcy określono przez następujące czynniki:

- błędy oceny liniowych odchyłeń samochodu od osi toru–praca z mniejszymi błędami wymaga większego wysiłku,
- czas zwłoki τ – praca z najmniejszym opóźnieniem stanowi wysiłek nadzwyczajny,
- intensywność ruchu powrotnego kierownicy i siły przykładanej do koła kierownicy.

Ostatecznie, po uproszczeniach, przyjęto funkcję transmitancji kierowcy

$$H = k \frac{1 - \frac{\tau}{2} * s}{1 + \frac{\tau}{2} * s} \frac{(1 + T_0 * s) * (1 + T_3 * s)}{(1 + 2 * C_1 * T_1 * s + T_1^2 * s^2) (1 + 2 * C_2 * T_2 * s + T_2^2 * s^2)} \quad (5)$$

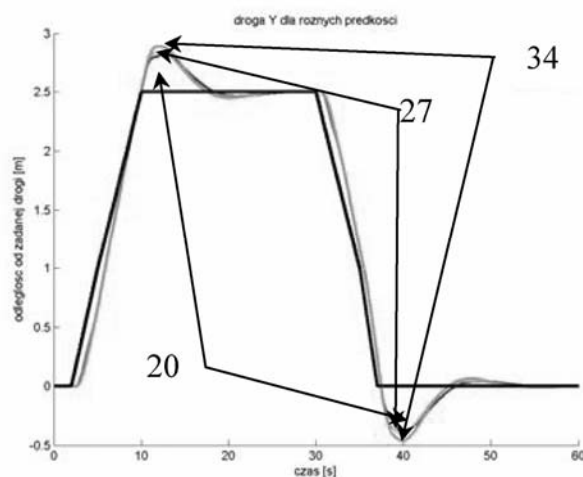
gdzie:

- τ – czas reakcji kierowcy
- T_i – stałe czasowe
- C_1 i C_2 – współczynniki tłumienia układu
- k – współczynnik wzmocnienia zależny od prędkości jazdy

Stałe T_1 , T_2 , T_3 zawężają odchylenia wielkości y , Ψ i β . Stała T_0 dotyczy błędu oceny przez kierowcę odchylenia samochodu od osi zadanego toru.

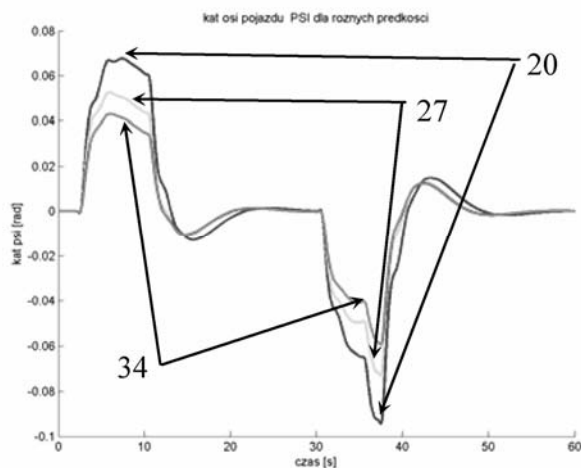
Przykładowe wyniki symulacji

Model opisany powyżej został oprogramowany i uruchomiony za pomocą modułu Simulink środowiska Matlab. Przeprowadzono obliczenia dla różnych wartości parametrów modelu (rys. 5). Wykazały one poprawne zachowanie modelu i wrażliwość na zmianę wartości parametrów.



Rys. 5. Przemieszczenia poprzeczne środka ciężkości agregatu dla różnych prędkości jazdy (km/h). Czarną linią zaznaczono planowaną trasę agregatu

Fig. 5. Transverse displacements of the unit gravity centre for various driving speeds (km/h). Black line indicates planned unit route



Rys. 6. Kąt nachylenia podłużnej osi agregatu dla różnych prędkości jazdy (km/h) podczas manewru pokazanego na rys. 5

Fig. 6. Inclination angle of the unit longitudinal axis for various driving speeds (km/h) during the manoeuvre shown on fig. 5

Podsumowanie

1. Przeprowadzone obliczenia testowe wykazały wstępnie, że zaproponowany model zgodnie z oczekiwaniami odwzorowuje kierowność agregatu ciągnik – sadzarka do ziemniaków. Zdaniem autora może być podstawą do dalszych badań i uściśleń.
2. Kontynuacja pracy polegać będzie przede wszystkim na identyfikacji parametrów modelu opisujących zachowanie kierowcy oraz własności agregatu. Szczególny nacisk położony będzie na badania zjawiska kontaktu opona-gleba.

Bibliografia

Lozia Z. Guzek M. 1995. Przegląd metod badań stateczności i kierowności pojazdów samochodowych. Zeszyt Instytutu Pojazdów nr 2 (14) 1995.

Pieniążek A., Pieniążek W. 2000. Badania dynamiki poprzecznej jednośladowego modelu samochodu w ujęciu stochastycznym. Materiały konferencyjne KONMOT – AUTOPROGRES 2000.

Stańczy T. L., Jurecki R. S. 2004. Budowa i weryfikacja modelu kierowcy do analizy sytuacji przedwypadkowych. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 2004.

Stevenson B., Ridley P. 2005. Automated Vehicle Stability Control for Articulated Vehicles (<http://www.araa.asn.au/acra/acra2005/papers/stevenson.pdf>).

STEERABILITY OF A FARM UNIT: TRACTOR - POTATO PLANTER

Summary

This work presents preliminary concept for taking into account driver's activity in a tractor - agricultural machine unit model. This unit runs on an unhardened, often waterlogged field with diversified surface. In this hard terrain, the driver has to carry out very complicated manoeuvres depending on field work character. The model has been applied to the unit: tractor - potato planter. Semi-suspended planter is connected to the tractor via bottom TUZ flexible connectors. The Simulink module of the Matlab environment was employed to implement the model.

Key words: modelling, driver, tractor–agricultural machine unit