

---

# WYBRANE PROBLEMY INŻYNIERSKIE

NUMER 2

INSTYTUT AUTOMATYZACJI PROCESÓW TECHNOLOGICZNYCH  
I ZINTEGROWANYCH SYSTEMÓW WYTWARZANIA

---

Andrzej KOSIARA \*

Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, 50- 371 Wrocław,  
ul. Ignacego Łukasiewicza 7/9

\* andrzej.kosiara@pwr.wroc.pl

## MODELOWANIE I EKSPERYMENTALNA IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW HYDRAULICZNEGO STABILIZATORA DRGAŃ WZDŁUŻNYCH ŁADOWARKI ŁYŻKOWEJ

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono zagadnienia związane z modelowaniem pasywnych hydraulicznych stabilizatorów kątowych drgań wzdluznych kołowych czołowych ładowarek łyżkowych. W szczególności przeanalizowano wpływ na wyniki obliczeń linearyzacji modelu stabilizatora. W pracy omówiono także eksperymentalną identyfikację wybranych parametrów modelu układu stabilizacji drgań.

### 1. Wstęp

Istotną przeszkodą w efektywnej eksploatacji współczesnych ładowarek łyżkowych jest skłonność tych pojazdów do wpadania, w czasie jazdy z dużymi prędkościami, w intensywne kątowe drgania wzdluzne. W celu ograniczenia kątowych drgań wzdluznych czołowe ładowarki łyżkowe wyposaża się powszechnie w tzw. pasywne hydrauliczne stabilizatory drgań [1]. Dzięki stabilizatorom uzyskuje się elastyczne podparcie wysięgnika i w konsekwencji szybsze rozpraszanie energii zgromadzonej w postaci oscylacji wzdluznych.

Podstawowymi parametrami charakteryzującymi stabilizator są: pojemność jego akumulatorów hydraulicznych oraz opory przepływu cieczy przez jego zawór dławiący. Parametry te bezpośrednio wpływają na sztywność i tłumienie podparcia wysięgnika. Wartości wymienionych parametrów powinny być dobierane indywidualnie dla danego typu ładowarki. Jednak z uwagi na złożoność obiektu optymalny dobór wartości wymienionych parametrów przysparza niejednokrotnie wielu problemów. Dlatego w praktyce często są one dobierane w przybliżeniu, na podstawie doświadczenia inżyniera. Optymalizacja parametrów stabilizatora jest niejednokrotnie nieopłacalna. W efekcie otrzymuje się bowiem niewielką poprawę dynamiki wzdluznej maszyny, przy poniesieniu stosunkowo dużych kosztów optymalizacji.

Wówczas, gdy konstruktorzy decydują się jednak na optymalizację parametrów stabilizatora drgań wzdluznych, to jest ona realizowana za pomocą drogich badań eksperymentalnych lub czasami nieco tańszych, ale mniej pewnych, badań symulacyjnych.

Znaczące obniżenie kosztów optymalizacji można byłoby osiągnąć, dysponując sprawdzonym analitycznym algorytmem doboru parametrów stabilizatora. Próbę stworzenia takiego algorytmu opisano w dalszej części pracy.

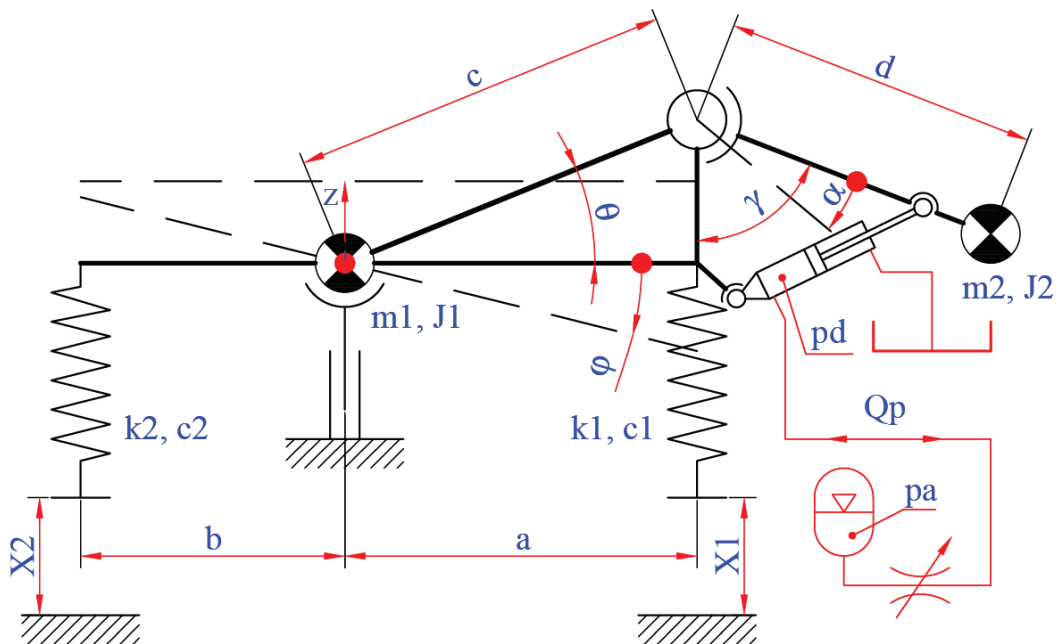
## 2. Budowa analitycznego algorytmu doboru parametrów stabilizatora drgań wzdluznych

Aby była możliwa budowa analitycznego algorytmu doboru optymalnych parametrów stabilizatora drgań wzdluznych, należy dysponować wiarygodnym liniowym modelem opisującym dynamikę ładowarki wraz z stabilizatorem. Model taki powinien być prosty, aby żądane obliczenia mogły przebiegać szybko.

Dlatego też proces budowy algorytmu rozpoczęto od przyjęcia modelu fizycznego ładowarki zaprezentowanego graficznie na rys. 1. Na tej podstawie zbudowano następnie model matematyczny ładowarki, który poddano linearyzacji. Określono dwie transmitancje operatorowe opisujące dynamikę wychyleń wzdluznych w zależności od wymuszeń  $x_1$  i  $x_2$ . Przyjmując założenie, że wymuszenia działające na przednią oś pojazdu są powiązane z wymuszeniami działającymi na tylną oś pojazdu zgodnie z zależnościami (1) i (2), transmitancje te zastąpiono następnie, po wyrugowaniu wymuszenia  $x_2$ , pojedynczą transmitancją operatorową.

$$x_1(t) = x_2(t + \Delta t) \quad (1)$$

$$\Delta t = \frac{a+b}{V} \quad (2)$$



Rys.1. Model fizyczny ładowarki tyżkowej z hydraulicznym stabilizatorem drgań  
Fig.1. Physical model of wheel loader with hydraulic oscillation stabilizer

Tę z kolei zastąpiono odpowiadającą jej transmitancją widmową. Proces modelowania zakończono zdefiniowaniem wymuszeń stochastycznych za pomocą gęstości widmowej mocy nierówności drogi oraz określa gęstości widmowych mocy wychyleń wzdluznych pojazdów zgodnie z zależnością:

$$G_w(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot G_d(\omega) = |T(j\omega)|^2 \cdot G_d(\omega_0) \cdot \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^w \quad (3)$$

gdzie:  $G_d(\omega)$  – gęstość widmowa nierówności drogi przy częstotliwości przestrzennej  $\omega$ ,  $w$  – współczynnik falistości (przyjęto  $w=2$ ),  $\omega_0$  – częstotliwość przestrzenna odniesienia (przyjęto  $\omega_0=1 \text{ m}^{-1}$ ),  $G_d(\omega_0)$  – wskaźnik nierówności drogi - gęstość widmowa mocy dla częstotliwości przestrzennej odniesienia (przyjęto  $G_d(\omega_0)=0,000155 \text{ m}^3$ ).

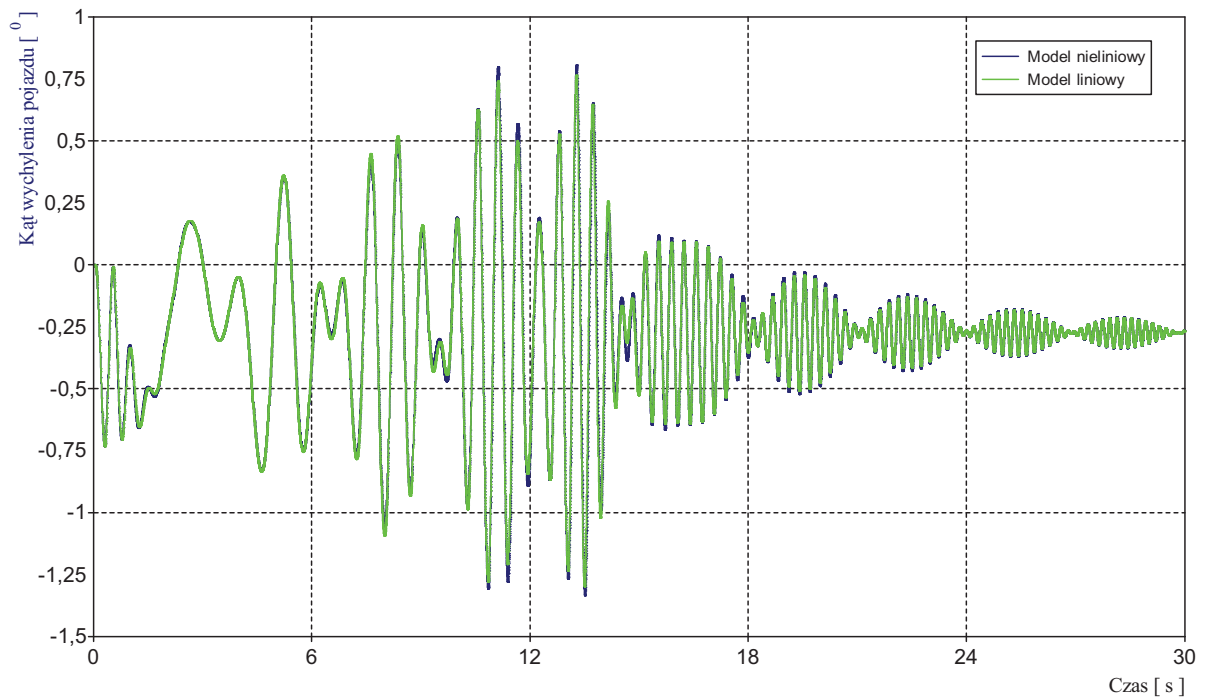
Aby można było obrazowo porównywać skuteczność stabilizatorów o różnych parametrach, wprowadzono wskaźnik „P” – pierwiastek z mocy wychyleń wzdłużnych pojazdu. Można go interpretować podobnie jak wartość skuteczną sygnału. Jego zależność definicyjną zamieszczono poniżej:

$$P = \sqrt[4]{\int_{0,8}^4 G(f) df} \quad (4)$$

Moc sygnału została tu określona dla częstotliwości wychyleń wzdłużnych pojazdu z przedziału od 0,8 do 4 Hz. Za takim ograniczeniem przedziału całkowania przemawiały dwa fakty. Po pierwsze jest to zakres częstotliwości drgań poziomych, na które człowiek jest najbardziej wrażliwy. Po drugie, amplitudy wszystkich istotnych harmonicznym drgań wzdłużnych typowej ładowarki łyżkowej mieszczą się w tym zakresie.

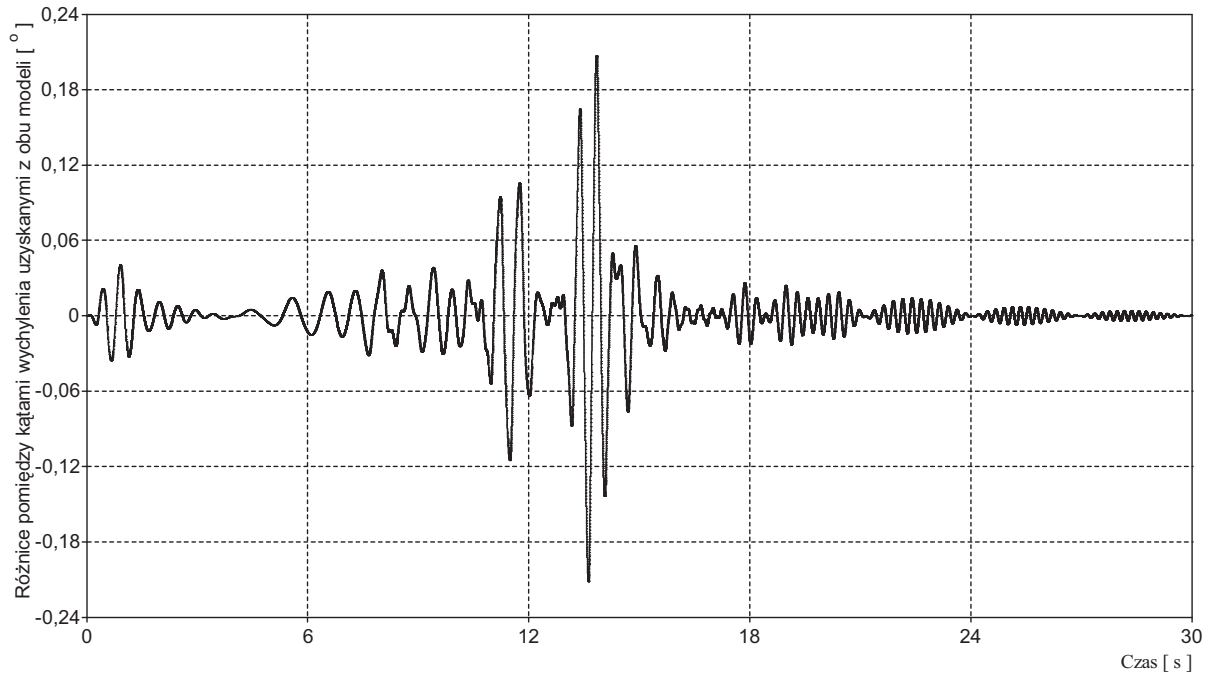
### 3. Ocena efektywności algorytmu doboru parametrów stabilizatora drgań

Wykorzystanie zależności (3) i (4) do oceny poprawności doboru parametrów stabilizatora drgań wzdłużnych może być nieefektywne, jeśli w czasie stosowania wymienionych zależności wystąpią niedopuszczalnie duże błędy obliczeń. Jak pokazały przeprowadzone testy, błędy takie, jeśli się pojawiają, to są w głównej mierze wynikiem niewłaściwej linearyzacji funkcji opisującej opory przepływu cieczy przez zawór stabilizatora oraz niewłaściwej linearyzacji siły tarcia w cylindrach hydraulicznych podpierających wysięgnik. Przeprowadzone testy obejmowały porównanie wyników obliczeń wychyleń pojazdu w płaszczyźnie wzdłużnej na podstawie modelu nieliniowego i modelu zlinearyzowany. Obliczenia były prowadzone przy założeniu, że pojazdy przejeżdżają po testowym odcinku drogi o długości 170 m. Nierówności testowego odcinka drogi miały zarys sinusoidy o amplitudzie zmieniającej się od 200 mm do 5 mm oraz częstości przestrzennej zmieniającej się od  $0,063 \text{ m}^{-1}$  do  $6,283 \text{ m}^{-1}$ . Przykładowe wyniki tych obliczeń zamieszczono na rys. 2 i 3.



Rys.2. Kąty przechyłów ładowarki w płaszczyźnie wzdłużnej w czasie pokonywania testowego odcinka drogi z prędkością 20 km/h

Fig.2. Loader pitch angle during movement over test track at 20 km/h



Rys.3. Różnice pomiędzy kątami wychylenia ładowarki uzyskanymi z modelu nieliniowego i zlinearyzowanego. Różnice wyznaczono dla przypadku ładowarki poruszającej się z prędkością 20 km/h po testowym odcinku drogi.

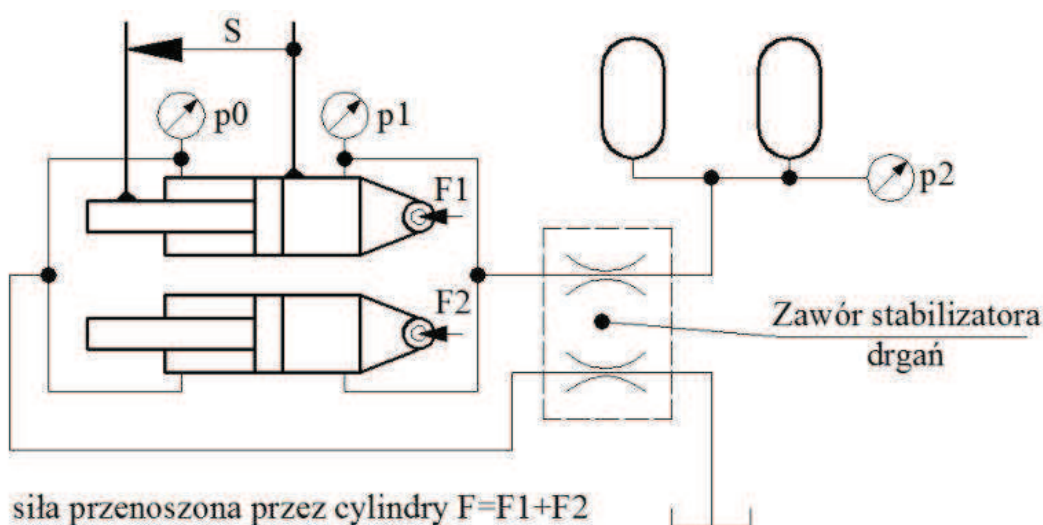
Fig.3. Differences between loader's pitch angles obtained from non-linear and linearized model. Differences were determined for a case of loader moving at 20 km/h over test track.

Aby wspomniane testy można było wykonać, przeprowadzono wcześniej identyfikację parametrów modelu tarcia w cylindrach podpierających wysięgnik oraz parametrów modelu opisującego opory przepływu ciecży  $\Delta p$  przez zawór stabilizatora dla danej reprezentatywnej ładowarki. Przykładowo przyjęty model oporów przepływu w funkcji przepływu  $Q$  ciecży przez zawór opisuje zależność (5), a uzyskane wyniki identyfikacji parametrów tego modelu zamieszczono w tabeli 1. Na rys. 4 zamieszczono schemat pokazujący wielkości mierzone w czasie badań eksperymentalnych. Te wielkości to ciśnienia  $p_0$ ,  $p_1$  i  $p_2$ , siły  $F_1$  i  $F_2$  oraz przemieszczenia tłoczków względem cylindrów podpierających wysięgnik  $S$ . Siły  $F_1$  i  $F_2$  były mierzone za pomocą niekonwencjonalnych przetworników sworzniowych skonstruowanych i wykonanych w Zakładzie Inżynierii Maszyn Roboczych i Pojazdów Przemysłowych [2]. Prędkości ruchu tłoczków względem cylindrów były wyznaczone na drodze różniczkowania numerycznego przemieszczeń. Eksperymenty identyfikacyjne były wykonywane na rzeczywistej ładowarce.

$$\Delta p [MPa] = \begin{cases} R \cdot Q \left[ \frac{l}{s} \right] \cdot Q_{kr} + L \cdot \frac{dQ}{dt} \left[ \frac{l}{s^2} \right] & \text{dla } |Q| \leq Q_{kr} \\ R \cdot Q^2 \left[ \frac{l}{s} \right] \cdot \text{sign}(Q) + L \cdot \frac{dQ}{dt} \left[ \frac{l}{s^2} \right] & \text{dla } |Q| > Q_{kr} \end{cases} \quad (5)$$

Tab. 1. Wartości estymowane parametrów modelu oporów przepływu  
 Tab. 1. Estimated parameters values of the flow resistance model

Nazwa parametru	Wartość estymowana
Opór hydrauliczny - $R$	0,239 [N*s <sup>2</sup> /(dm <sup>6</sup> *mm <sup>2</sup> )]
Indukcyjność hydrauliczna - $L$	0,00596 [N*s <sup>2</sup> /(dm <sup>3</sup> *mm <sup>2</sup> )]
Przepływ krytyczny - $Q_{kr}$	1,3 [l/s]



Rys. 4. Wielkości fizyczne rejestrowane w czasie badań eksperymentalnych  
 Fig. 4. Physical quantities registered during experimental tests

Na podstawie testów można powiedzieć, że bardzo trudno jest właściwie przeprowadzić linearyzację funkcji opisujących siłę tarcia i opory przepływu, nie znając wartości wydatku cieczy przepływającej przez zawór stabilizatora. Stąd, aby algorytm doboru parametrów stabilizatora działał z akceptowalną dokładnością, niezbędne są np. wcześniejsze wstępne symulacje zachowania się stabilizatora na podstawie modelu nieliniowego.

#### 4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń i symulacji można stwierdzić, że udało się zbudować analityczny algorytm, który w szybki sposób i z akceptowalną dokładnością pozwala na poprawny dobór parametrów stabilizatora drgań ładowarki łyżkowej. Jednak w celu dostrojenia tego algorytmu niezbędne są dane, które należy uzyskać np. ze wstępnych symulacji komputerowych bazujących na nieliniowym modelu ładowarki.

#### Literatura

1. Szydelski Z.: Pojazdy samochodowe: napęd i sterowanie hydrauliczne. Warszawa: WKiŁ, 1999r.
2. Dudziński P.: Niekonwencjonalny przetwornik do pomiaru sił i momentów w parach obrotowych maszyn: metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. Wrocław – Szklarska Poręba, 1995r.

### MODELLING AND EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF HYDRAULIC LONGITUDINAL OSCILLATION STABILIZER'S PARAMETERS IN WHEELED LOADER

**Summary:** In article there are explain some problems connected with modelling of passive hydraulic longitudinal oscillation stabilizers in front wheeled loaders. Particularly, the influence on results of linearization of stabilizer's model was analyzed. Experimental identification of selected parameters of the model was also discussed.