

# Eksperymentalna identyfikacja parametrów modelu stabilizatora drgań kątowych ładowarki łyżkowej

Andrzej Kosiara

## 1. Wprowadzenie

We współczesnych krajach rozwiniętych od lat można zauważyć dążenie do zapewnienia pracownikom jak najbardziej bezpiecznych i komfortowych warunków pracy. Dotyczy to także operatorów ładowarek łyżkowych. Osiąga się to różnymi metodami, np. poprzez stosowanie ergonomicznych kabin o wysokiej estetyce, poprzez stosowanie układów automatyki, poprzez walkę z hałasem emitowanym przez maszyny czy poprzez redukcję amplitud drgań mechanicznych oddziałujących na operatorów.

Wszystkie te dążenia podlegają niestety ciągłym ograniczeniom kosztowym, co jest szczególnie widoczne w klasie maszyn budowlanych. Nowe rozwiązania, które chce się tu zastosować, nie mogą znacząco podnosić końcowej ceny produktu.

Jednym z istotnych źródeł obniżających w dalszym ciągu komfort pracy operatora współczesnej ładowarki łyżkowej są intensywne kątowe drgania w płaszczyźnie wzdłużnej całej maszyny, które wzbudzą się przy szybkiej jeździe (z prędkością większą niż 20 km/h), nawet po stosunkowo równej nawierzchni. O przyczynach wzbudzenia się tych drgań pisano już wielokrotnie w wielu publikacjach [1, 2]. Do najważniejszych z nich zalicza się: brak elastycznego zawieszenia kół lub osi jezdnych, duże momenty bezwładności maszyny, małe tłumienie i duże współczynniki sprzężenia drgań pionowych z wzdłużnymi. Oscylacje kątowe minimalizuje się w praktyce jedynie poprzez stosowanie w ładowarkach tzw. pasywnych hydraulicznych stabilizatorów drgań, oferowanych przez wiele firm, między innymi przez firmę Bosch Rexroth AG. Stabilizatory te, mimo że zauważalnie i mierzalnie redukują intensywność drgań kątowych ładowarek, nie rozwiązują całkowicie problemu, a jedynie go zmniejszają. Stąd wynika dalsza potrzeba poszukiwania innych, skuteczniejszych metod minimalizacji drgań kątowych ładowarek łyżkowych. Jedną z analizowanych obecnie na świecie koncepcji zakłada budowę aktywnych bądź półaktywnych hydraulicznych stabilizatorów drgań kątowych. Stabilizatory takie wypadają w badaniach symulacyjnych znacznie lepiej od stabilizatorów pasywnych, jednak jak dotychczas nie udało się tej przewagi potwierdzić badaniami eksperymientalnymi [3]. Należy tu także zauważyć, że występują również znaczące rozbieżności między wynikami badań symulacyjnych i eksperymientalnych klasycznych stabilizatorów drgań kątowych. Rozbieżności takie świadczą jednoznacznie o niedoskonałości modeli matematycznych wykorzystywanych obecnie w badaniach symulacyjnych hydraulicznych stabilizatorów drgań. Jednak pomimo ich ułomności wielokrotnie bazuje się na nich z powodu dużych kosztów badań eksperymientalnych. Stąd narodził się pomysł tej pracy, której celem jest próba oceny, czy stosowa-

**Streszczenie:** W pracy opisano badania eksperymientalne oporów przepływu oleju hydraulicznego w stabilizatorze drgań kątowych oraz badania sił tarcia w cylindrach hydraulicznych podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł220. Wyniki badań eksperymientalnych zostały wykorzystane do estymacji parametrów stosownych modeli: przepływu i tarcia. Artykuł kończy dyskusja możliwości wykorzystania rozpatrywanych modeli w numerycznych badaniach efektywności hydraulicznych stabilizatorów drgań kątowych ładowarek.

**Słowa kluczowe:** stabilizator drgań, ładowarka łyżkowa.

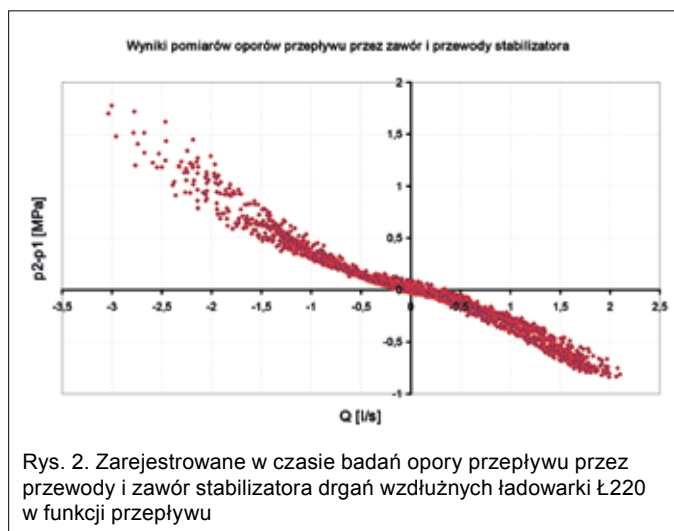
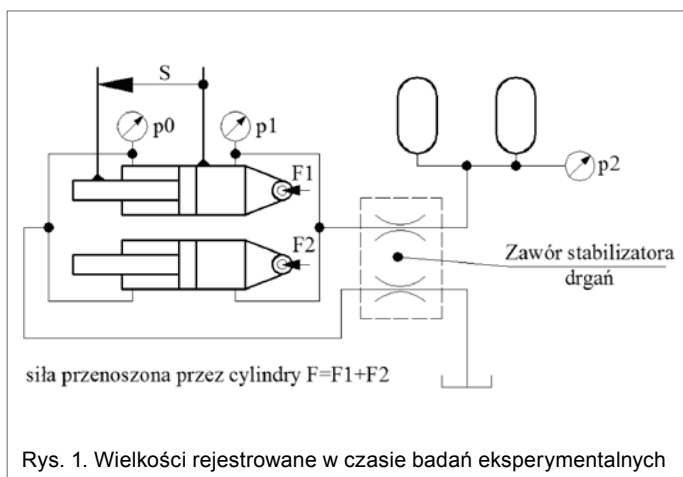
## EXPERIMENTAL IDENTIFICATION OF MODEL PARAMETERS OF LOADER VIBRATION STABILIZER

**Abstract:** This paper describes experimental investigation of flow resistance in the hydraulic stabilizer of angular vibration and tests of friction in the arm-lift oil cylinders of Ł220 loader. Experimental results were used to estimate parameters of appropriate models of flow and friction. The article concludes with discussion about the possibility of using examined models in simulation studies on the effectiveness of hydraulic stabilizers of loader's angular vibration.

ne w badaniach symulacyjnych stabilizatorów modele oporów przepływu cieczy hydraulicznych oraz modele tarcia w cylindrach hydraulicznych są prawidłowe.

## 2. Badania oporów przepływu oleju pomiędzy cylindrami hydraulicznymi podnoszenia wysięgnika a akumulatorami hydraulicznymi

W pierwszym etapie przeprowadzono badania mające na celu ocenę właściwości tłumiących stabilizatora drgań z blokiem MHRSM 25 firmy Bosch Rexroth AG, zamontowanego w ładowarce Ł220 firmy Fadroma. Pomiar przeprowadzono na rzeczywistym obiekcie w celu uwzględnienia rzeczywistego ułożenia przewodów hydraulicznych oraz prostego odtworzenia typowych wartości przepływu. W czasie pomiaru rejestrowano trzy wielkości, tj. ciśnienie  $p_2$  w akumulatorach hydraulicznych stabilizatora, ciśnienie  $p_1$  w komorach cylindrów podnoszenia wysięgnika oraz przemieszczenia  $S$  tłoczków względem ich cylindrów. Miejsca zamontowania przetworników pomiarowych pokazano schematycznie na rys. 1.



Do pomiarów ciśnień wykorzystano przetworniki typu HT-PD niemieckiej firmy Hydrotechnik, których błąd wskazań nie przekraczał 0,0625 MPa, a stała czasowa wynosiła 0,001 sekundy. Z kolei do pomiaru ruchu tłoczków względem cylindrów wykorzystano popularny w Polsce przetwornik indukcyjny transformatorowy PD100. Rejestracja sygnałów z przetworników pomiarowych była dokonywana przy pomocy urządzenia Spider firmy HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK GmbH oraz oprogramowania CATMAN. Wymuszenie ruchu cylindrów hydraulicznych osiągnano poprzez napieranie łyżką ładowarki na mur oporowy obłożony oponami. Wykonano 7 cykli pomiarów dla układu stabilizatora wyposażonego w akumulatory hydrauliczne o różnych pojemnościach. Zmiana pojemności akumulatorów miała za zadanie zróżnicować uzyskiwane w czasie kolejnych pomiarów przepływy cieczy roboczej. Obliczenia oporów przepływu przeprowadzono, zakładając brak ściśliwości czynnika roboczego. Przy takim założeniu można było przyjąć przepływ przez przewody i zawór stabilizatora jako równy prędkości tłoczków względem ich cylindrów pomnożonej przez powierzchnię tłoków. Prędkości tłoczków uzyskano poprzez numeryczne różniczkowanie rejestrowanych przemieszczeń. W rezultacie otrzymano wykres zamieszczony na rys. 2.

Analizując otrzymany wykres, stwierdzono, że występujące w czasie pracy stabilizatora prędkości wsuwu i wysuwu tłoczków wywołują w przewodach przepływy turbulentyne, laminarne oraz przejściowe, co powinno być uwzględnione w modelu.

Zauważono także, że na wartości spadku ciśnienia mają także istotny wpływ wartości pochodnej przepływu po czasie. Oznacza to, że indukcyjność hydrauliczna przewodów nie powinna być pomijana w analizach. Na podkreślenie zasługuje, że wartości indukcyjności hydraulicznej wyznaczonej na podstawie danych pomiarowych były większe, niż by to wynikało z zastosowanych przekrojów przewodów. W rezultacie do opisu oporów przepływu przyjęto następujący model parametryczny:

$$\Delta p [MPa] = p_2 - p_1 = \begin{cases} R \cdot Q \left[ \frac{l}{s} \right] \cdot Q_{kr} + L \cdot \frac{dQ}{dt} \left[ \frac{l}{s^2} \right] & \text{dla } |Q| \leq Q_{kr} \\ R \cdot Q^2 \left[ \frac{l}{s} \right] \cdot \text{sign}(Q) + L \cdot \frac{dQ}{dt} \left[ \frac{l}{s^2} \right] & \text{dla } |Q| > Q_{kr} \end{cases} \quad (1)$$

Tabela 1. Wartości estymowane parametrów modelu oporów przepływu

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

gdzie:

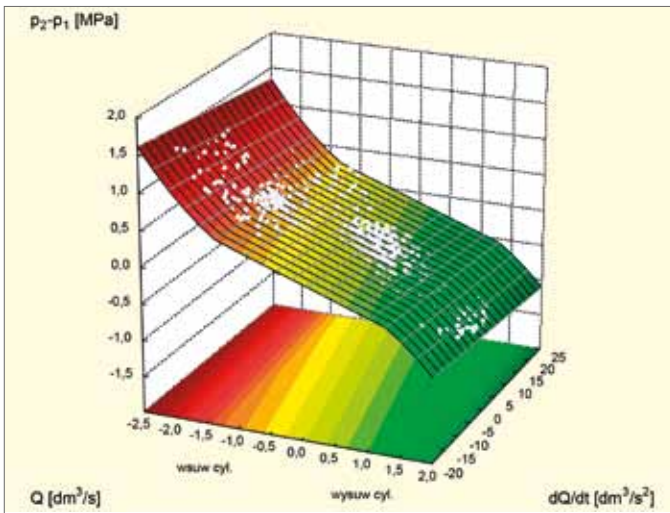
- $R$  – opór hydrauliczny przy przepływie turbulentywnym;
- $L$  – indukcyjność hydrauliczna;
- $Q$  – przepływ;
- $\Delta p$  – opory przepływu;
- $Q_{kr}$  – hipotetyczna wartość przepływu, przy której następuje zmiana charakteru przepływu cieczy roboczej.

W powyższym modelu nie uwzględniono braku symetrii wartości oporów przepływu przy przepływach odbywających się w różnych kierunkach. Występującą w modelu pochodną przepływu po czasie określono na podstawie dwukrotnego różniczkowania przemieszczeń tłoczków względem cylindrów.

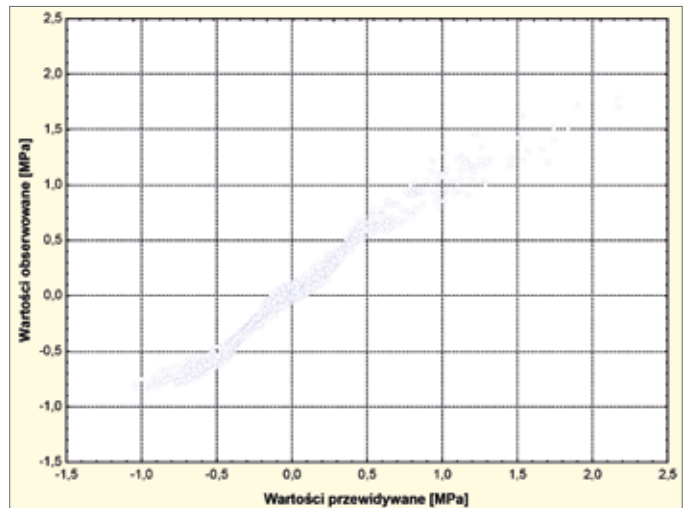
Estymację parametrów przyjętego modelu parametrycznego przeprowadzono, korzystając także z metody Lavenberga-Marquardta z funkcją najmniejszych kwadratów jako funkcją strat. Uzyskane estymaty zestawiono w tabeli 1. Współczynnik dopasowania  $R^2$  wyniósł dla przeprowadzonych obliczeń 0,968.

### 3. Badania siły tarcia w cylindrach hydraulicznych podnoszenia wysięgnika ładowarki

W celu wyznaczenia sił tarcia w cylindrach hydraulicznych podnoszenia wysięgnika mierzono ciśnienia w komorach cylindrów  $p_0$  i  $p_1$ , przemieszczenia tłoczków względem cylindrów hydraulicznych  $S$  oraz siły  $F_1$  i  $F_2$  w sworzniach mocujących cylindry hydrauliczne do ramy ładowarki. Pomiaru sił w sworzniach dokonywano przy pomocy przetworników własnej konstrukcji. Zasada ich działania została opisana np. w pracach [4, 5]. Do pomiarów ciśnień i przemieszczeń wykorzystano te same przetworniki, które wykorzystywano przy wyznaczaniu oporów przepływu. Siła tarcia była wyznaczana zgodnie z zależnością:



Rys. 3. Wyznaczona funkcja oporów przepływu na tle wartości eksperymentalnych



Rys. 4. Wartości zmierzone oporów przepływu w funkcji wartości oporów przepływu wyznaczonych na podstawie modelu

$$F_T = F - 2 \cdot p_2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + 2 \cdot p_3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (2)$$

gdzie:

- $F$  – suma sił zmierzonych w sworzniach pomiarowych;
- $p_2$  – ciśnienie w komorach cylindrów połączonych z akumulatorami;
- $p_3$  – ciśnienie w komorach cylindrów połączonych ze zlewem;
- $D$  – średnica tłoków równa 125 mm;
- $d$  – średnica tłoczków równa 70 mm.

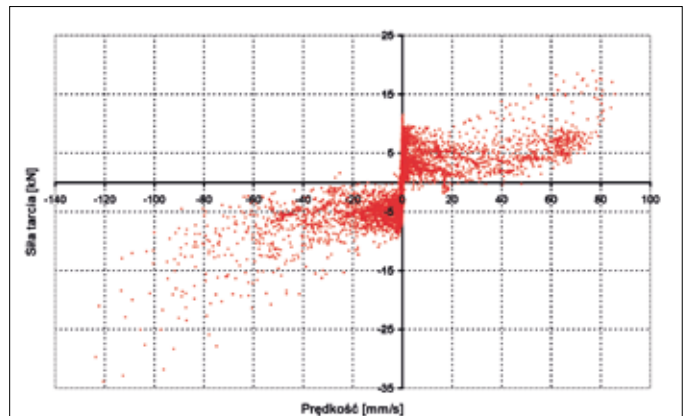
Uzyskane wartości siły tarcia (sumaryczne dla dwóch cylindrów) w funkcji prędkości przemieszczania tłoczków względem cylindrów zamieszczono na rys. 5. Wykorzystywane tu wartości prędkości uzyskano na drodze różniczkowania numerycznego przemieszczeń tłoczków względem cylindrów po czasie. Pomiar wielkości mechanicznych i kinematycznych w celu wyznaczenia sił tarcia prowadzono na cylindrach zamocowanych na rzeczywistej ładowarce, aby uwzględnić ewentualny wpływ na wartości sił tarcia błędów montażu cylindrów hydraulicznych. O możliwości takich błędów i o ich wpływie na wartości sił tarcia pisano np. w pracy [6].

Do opisu siły tarcia w cylindrach hydraulicznych wybrano najczęściej wykorzystywany w praktyce model Tustina [7] w postaci jak niżej:

$$F_T [kN] = \begin{cases} T_{0\_wy} + T_{wy} \cdot p_1 [MPa] \cdot e^{-\frac{|V|}{V_{kr\_wy}}} + c_{wy} \cdot V \left[ \frac{mm}{s} \right] & \text{dla } V > 0,5 [mm/s] \\ -T_{0\_ws} - T_{ws} \cdot p_1 [MPa] \cdot e^{-\frac{|V|}{V_{kr\_ws}}} + c_{ws} \cdot V \left[ \frac{mm}{s} \right] & \text{dla } V < -0,5 [mm/s] \end{cases} \quad (3)$$

gdzie:

- $T_{0\_ws}$ ,  $T_{0\_wy}$  – siły tarcia Coulomba przy wsuwie i wysuwie cylindrów;
- $T_{ws}$ ,  $T_{wy}$  – współczynniki wykorzystywane do obliczania sił tarcia statycznego przy wsuwie i wysuwie tłoczków;
- $V_{kr\_ws}$ ,  $V_{kr\_wy}$  – prędkości Striebecka przy wsuwie i wysuwie tłoczków;



Rys. 5. Zarejestrowane w czasie badań sumaryczne siły tarcia w cylindrach hydraulicznych ładowarki Ł220 w funkcji prędkości ich tłoczków

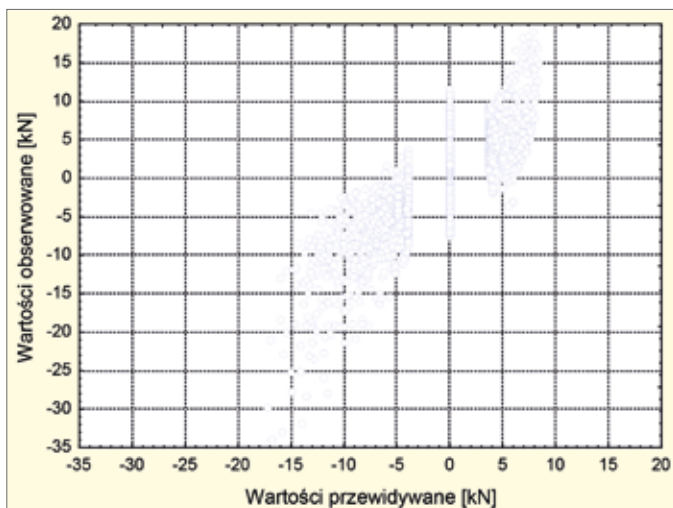
- $p_1$  – ciśnienie w komorach cylindrów hydraulicznych połączonych z akumulatorami stabilizatora drgań;
- $V$  – prędkość ruchu tłoczków względem cylindrów hydraulicznych;
- $c_{ws}$ ,  $c_{wy}$  – współczynniki tarcia lepkiego przy wsuwie i wysuwie tłoczków.

Estymację parametrów modelu tarcia przeprowadzono, korzystając z metody Lavenberga-Marquardta z funkcją najmniejszych kwadratów jako funkcją strat. Uzyskane estymaty zestawiono w tabeli 2. Współczynnik dopasowania  $R^2$  wyniósł dla przeprowadzonych obliczeń 0,45.

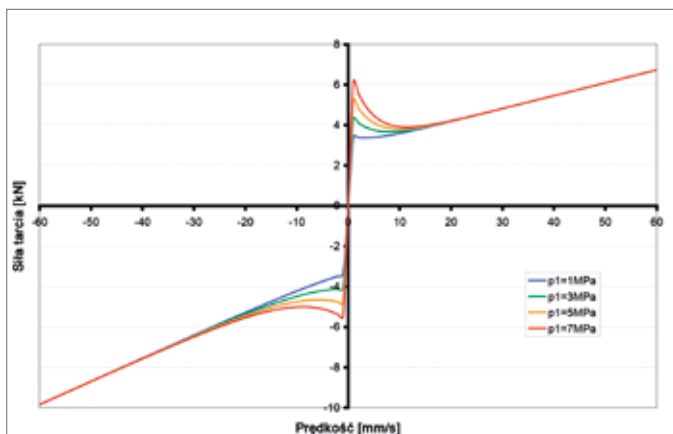
#### 4. Analiza otrzymanych wyników i wnioski

Na podstawie uzyskanych wyników można powiedzieć, że używane powszechnie modele oporów przepływu oddają z zadowalającą jakością rzeczywiste opory przepływu cieczy roboczej, z jakimi mamy do czynienia w stabilizatorach drgań wzdłużnych ładowarek łyżkowych. Należy jedynie zwrócić





Rys. 6. Wartości zmierzone siły tarcia w funkcji wartości siły tarcia wyznaczonych na podstawie modelu



Rys. 7. Wykres sił tarcia wyliczonych na podstawie wyznaczonego modelu Tusina

Tabela 2. Wartości estymowane parametrów modelu tarcia cylindrów hydraulicznych

Nazwa parametru	Wartość estymowana
$T_{0-ws}$	2,94 [kN]
$T_{0-wy}$	2,90 [kN]
$T_{ws}$	0,394 [m <sup>2</sup> /10 <sup>3</sup> ]
$T_{wy}$	0,579[m <sup>2</sup> /10 <sup>3</sup> ]
$V_{kr-ws}$	9,09 [mm/s]
$V_{kr-wy}$	4,26 [mm/s]
$C_{ws}$	0,115 [kN · s/mm]
$C_{wy}$	0,064 [kN · s/mm]

uwagę na indukcyjność przewodów, która różni się od indukcyjności przewodów, jaka wynika z nominalnych przekrojów. Niestety takich samych wniosków nie można sformułować w odniesieniu do używanych powszechnie modeli tarcia w cylindrach hydraulicznych. Próbę wykorzystania modelu tarcia Tusina należy zaliczyć do nieudanych. Model ten należący do grupy modeli statycznych, nie uwzględnia takich – wyraźnie uwidaczniających się w przypadku tarcia w cylindrach hydraulicznych – zjawisk, jak: histereza siły tarcia przy narastaniu i zmniejszaniu prędkości (*frictional lag*), przemieszczenia przed fazą ruchu

ślizgowego (*presliding displacement*) czy różnice pomiędzy siłą tarcia w czasie pierwszego i następnych cykli przemieszczeń tłoczyśka. Badania wykazały istotną zależność sił tarcia od częstotliwości pracy połączenia ciernego oraz od parametrów ruchu, z jakimi połączenie cierne pracowało wcześniej. Z tego powodu, że sumaryczne siły tarcia w cylindrach hydraulicznych przyjmują stosunkowo duże wartości, źle zamodelowane, mogą znacząco wpływać na wiarygodność wyników badań symulacyjnych. Stąd zasadne wydaje się poszukiwanie modeli tarcia w cylindrach hydraulicznych oddających wierniej rzeczywiste zjawisko, szczególnie w przypadku, gdy cylindry hydrauliczne będą stanowiły część aktywnego lub semiaktywnego stabilizatora drgań. O istotności sił tarcia w procesie stabilizacji drgań świadczy fakt, że przy małych wymuszeniach stabilizatory nie spełniają swojej funkcji. Siły tarcia w takich stanach nie dopuszczają do ruchu cylindrów hydraulicznych. Skutkuje to tym, że drgania kątowe w płaszczyźnie wzdłużnej pojazdu są stabilizowane dopiero od chwili, kiedy osiągną znaczne amplitudy.

Z pojawiających się w ostatnim okresie publikacji wiadomo, iż badacze najczęściej rozważają zastosowanie do modelowania tarcia w cylindrach hydraulicznych, będących częściami systemów mechatronicznych, tzw. modeli dynamicznych tarcia. Do najbardziej popularnych modeli tego typu zalicza się: Dahl model, Bristle model, reset integrator model oraz model LuGre. Niestety istotnymi ograniczeniami w stosowaniu modeli dynamicznych są skomplikowane metody estymacji ich parametrów. Mimo to wydaje się, że w przypadku modelowania cylindrów hydraulicznych o zmiennej dynamice ruchu, będących częścią większych systemów mechatronicznych, stosowanie modeli dynamicznych jest postępowaniem racjonalnym.

## Literatura

- [1] KOSIARA A.: *The impact of selected structural parameters in unsprung industrial vehicles on their longitudinal oscillations*. Journal of KONES, 2009, vol. 16, nr 1, s. 273–280.
- [2] ŁOPATKA M.: *Kształtowanie cech konstrukcyjnych ciągników przegubowych pod kątem ograniczenia zjawiska „galopowania” i podniesienia prędkości przejazdowych*. Problemy rozwoju maszyn roboczych – materiały konferencyjne, Zakopane 2000, s. 293–302.
- [3] LATOUR C., BIENER R.: *Schwingungstilgung in Radladern – Vergleich von aktiven und passiven Systemen*. „Ölhydraulik und Pneumatik”, 47/2003 Nr. 3.
- [4] DUDZIŃSKI P.: *Niekonwencjonalny przetwornik do pomiaru sił i momentów w parach obrotowych maszyn*. Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. Wrocław – Szklarska Poręba 1995 – materiały konferencyjne.
- [5] DUDZIŃSKI P.: *Sworzeń do pomiaru sił działających w przegubowych połączeniach sworzniowych*. Patent polski nr 297719.
- [6] STĘPNIŃSKI A.A., KORGOL E.: *Sprawność mechaniczna zespołu napędowego z siłownikiem hydraulicznym przy uwzględnieniu tarcia suchego*. „Acta Agrophysica”, 11(3)/2008, s. 741–751.
- [7] DINDORF R.: *Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2004.

Andrzej Kosiara – Politechnika Wroclawska

artykuł recenzowany