

# Odzysk energii w koparkach hydraulicznych z systemem aktywnej przeciwwagi

Artur Gawlik, Stanisław Michałowski

## Wstęp

Największe możliwości podniesienia sprawności poprzez rekuperację energii hydraulicznej wykazują maszyny o strukturze kinematycznej koparki. Wynika to zarówno z powtarzalności cykli roboczych tego typu maszyn, jak i z możliwości wykorzystania energii potencjalnej opuszczanego osprzętu roboczego. Równie perspektywiczne z tego punktu widzenia wydają się ładowarki kołowe, lecz obecnie obowiązujące restrykcyjne wymagania dotyczące pola widoczności wokół maszyny, w tym również widoczności do tyłu, uniemożliwiają zabudowanie ruchomych części przeciwwagi. W konstrukcji maszyn roboczych powszechnie stosuje się przeciwwagi, jednak z reguły są to elementy mocowane na stałe bez możliwości zmiany położenia. W specjalistycznych maszynach, takich jak dźwigi boczne do układania rur przesyłowych, ze względu na dźwigowy charakter pracy, stosowane są przeciwwagi wysuwane siłownikiem hydraulicznym. Jest to jednak układ pasywny, działający niezależnie od położenia wysięgnika, mający na celu zwiększenie stateczności maszyny.

W ruchome przeciwwagi skorelowane z ruchem wysięgnika wyposażone są żurawie portowe. Przeciwwaga połączona jest z wysięgnikiem przy zastosowaniu mechanizmu dźwigniowego. W tej konstrukcji ruchoma przeciwwaga w sposób przybliżony odciąża napęd poruszający wysięgnikiem oraz zwiększa stateczność żurawia. Nawiązując do tego rozwiązania, proponuje się wprowadzić do konstrukcji koparki w miejsce stałej – ruchomą przeciwwagę, sprzężoną z mechanizmem osprzętu. Idea aktywnej przeciwwagi jest jednym z wielu rozwiązań propagowanych przez ośrodek rozwojowy Volvo w projekcie „SfinX”. Ten projekt jest koncepcją ewolucji koparek na najbliższe dwie dekady. Volvo deklaruje możliwość wykorzystania systemu aktywnej przeciwwagi dla odciążenia wysięgnika, ale nie opisuje żadnych szczegółów technicznych.

## Koncepcja systemu aktywnej przeciwwagi

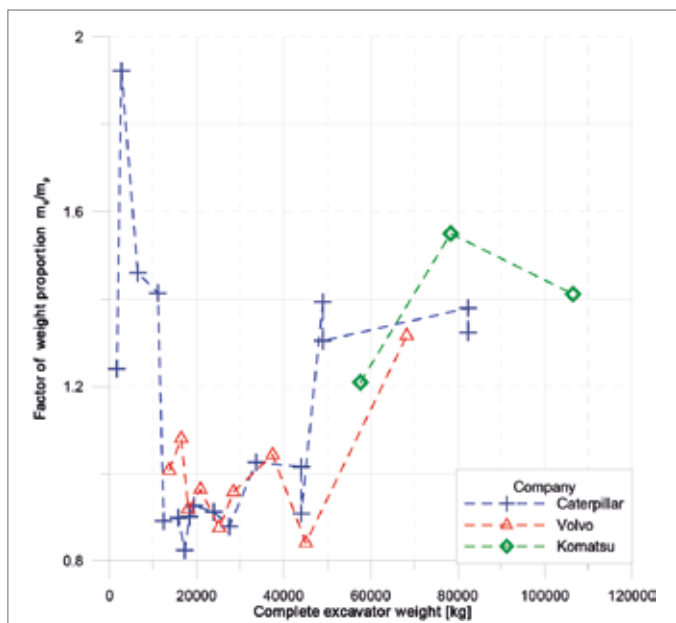
W proponowanym rozwiązaniu ruchoma przeciwwaga jest połączona z hydraulicznym układem napędowym osprzętu roboczego maszyny. Jednym z podstawowych założeń koncepcji systemu z ruchomą przeciwwagą jest zaprojektowanie osprzętu przeciwwagi z wykorzystaniem jednokładności. Dodatkowo przyjęto kilka ograniczeń dla tego systemu. Masa aktywnej przeciwwagi nie powinna być większa od masy standardowej przeciwwagi montowanej na maszynie, co pozwoli na zabudowę systemu bez konieczności przeliczeń wytrzymałościowych i modyfikacji kluczowych par kinematycznych. Ponadto ruchome ogniwa przeciwwagi podczas pracy nie powinny przekraczać obrysu zewnętrznego maszyny. Te założenia ograniczają

**Streszczenie:** Artykuł opisuje koncepcję kinematycznej struktury i hydraulicznego układu odzysku energii wykorzystującego aktywną przeciwwagę. System przeznaczony jest dla średniej wielkości koparek. Hydrauliczny układ ruchomej przeciwwagi jest połączony ze standardowym układem hydraulicznym wysięgnika maszyny. Mechanizm przeciwwagi jest jednokładny do mechanizmu osprzętu roboczego koparki. Przekształcenie jednokładności dotyczy zarówno kinematycznej struktury, jak i położenia środków ciężkości. Zastosowanie jednokładności prowadzi do statycznego odciążenia siłownika wysięgnika koparki przez główny siłownik aktywnej przeciwwagi. Celem badań jest zweryfikowanie możliwości odzysku energii w maszynach do robót ziemnych, które mogą być wyposażone w aktywną przeciwwagę. Badania symulacyjne zostały przeprowadzone dla wybranego cyklu roboczego, co pozwoliło określić kluczowe parametry systemu, takie jak: ciśnienie robocze, natężenie przepływu, prędkość siłownika itp. Prezentowane rozwiązanie układu hydraulicznego nie zmienia właściwości funkcjonalnych koparki.

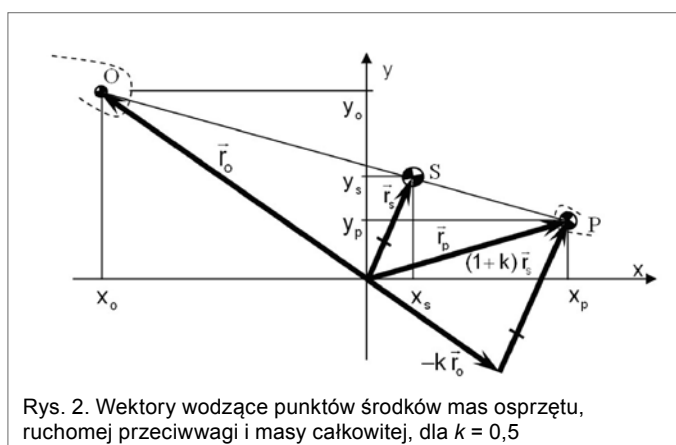
**Słowa kluczowe:** aktywna przeciwwaga, koparka, jednokładność

**Abstract:** Paper describes the concept of kinematic structure and hydraulic system of energy saving by utilize of an active counterweight, for medium size excavators. The hydraulic system of active counterweight is connected with the boom standard hydraulic system. The counterweight mechanism is homothetic to linkage mechanism of the excavator. The homothetic transformation applies to kinematics structure and the center of mass positions. The conservation of the homothetic transformation provides static unloading of boom cylinder by the counterweight cylinder pressure. The aim of investigations is saving energy for machines which can use movable counterweight to unload the excavator linkages. Modelling and simulation tests are performed for selected work cycle to determine the key parameters of hydraulic system, such as: cylinders velocity, working pressure, oil flow etc. Primary simulation results compare power consumption for standard and modification system during the same work cycle. Presented solution of hydraulic system does not change functional properties of the excavator.

skalę jednokładności  $k$  ( $k = m_o/m_p$ ;  $m_o$  – masa osprzętu roboczego;  $m_p$  – masa przeciwwagi) do wartości oscylującej wokół  $k = 0,5$ . Po analizie wartości katalogowych mas osprzętu i stałych przeciwwag (rys. 1) stwierdzono, że najbliższymi warto-



Rys. 1. Porównanie koparek różnych producentów pod względem współczynnika proporcji masy osprzętu roboczego i przeciwwagi



Rys. 2. Wektory wodzące punktów środków mas osprzętu, ruchomej przeciwwagi i masy całkowitej, dla  $k = 0,5$

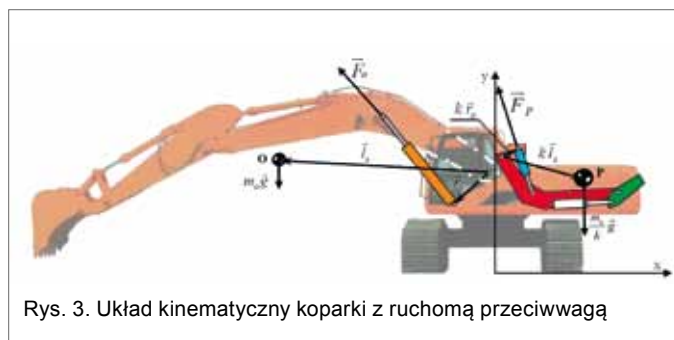
ściami współczynnika  $k$  w stosunku do przyjętego charakteryzują się koparki średniej wielkości. Współczynnik proporcji masy osprzętu do masy przeciwwagi dla tej grupy koparek oscyluje z reguły wokół 0,9. Zastosowanie systemu aktywnej przeciwwagi w tych maszynach będzie możliwe przy zgodzie na zwiększenie masy całkowitej koparki o niemal dwukrotną masę standardowej przeciwwagi. Ze względu na limity gabarytowe do dalszych rozważań przyjęto wartość współczynnika  $k = 0,5$ .

Wektor środka masy osprzętu i przeciwwagi można przedstawić, jako:

$$\vec{r}_s = (x_s, y_s) = \frac{(x_o m_o g + x_p m_p g, y_o m_o g + y_p m_p g)}{g(m_o + m_p)} \quad (1)$$

gdzie:

- $(x_o, y_o)$  – współrzędne punktu  $O$  – środka masy osprzętu koparki;
- $(x_p, y_p)$  – współrzędne punktu  $P$  – środka masy przeciwwagi koparki;
- $m_o$  – masa ogniów osprzętu;
- $m_p$  – masa ogniów przeciwwagi.



Rys. 3. Układ kinematyczny koparki z ruchomą przeciwwagą

Pierwsza współrzędna zawarta w liczniku wzoru (1) przedstawia sumę momentów od sił grawitacji działających na ogniwa osprzętu i przeciwwagi. Druga współrzędna reprezentuje sumę energii potencjalnych ogniów osprzętu i przeciwwagi. Można tak uzależnić ruch środka masy przeciwwagi od ruchu środka masy osprzętu, aby współrzędne wektora środka masy całkowitej były stałe ( $\vec{r}_s = const$ ). Ustalenie wektora środka masy całkowitej skutkuje dwoma istotnymi efektami:

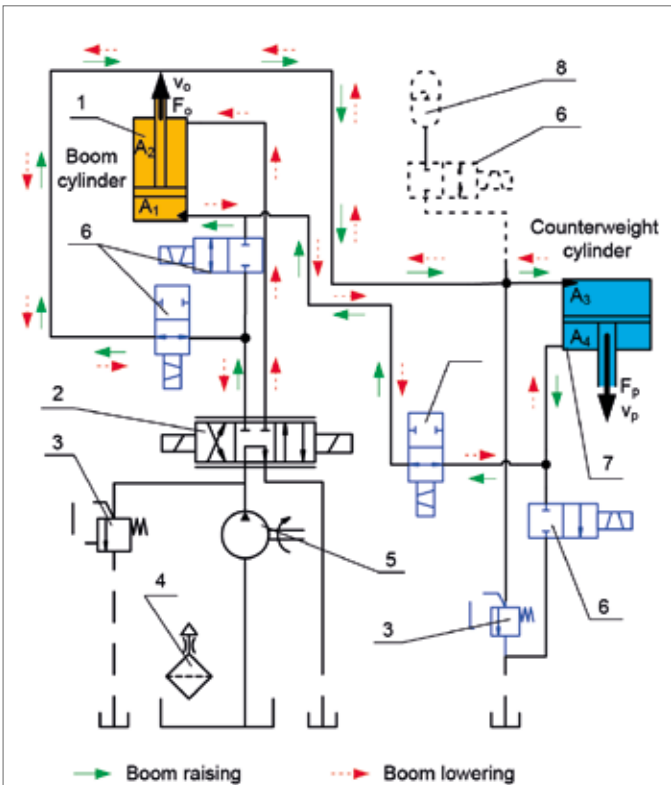
- statyczny moment wywrotu będzie stały dla dowolnego położenia osprzętu (lub równy zero, gdy  $x_s = 0$ );
- sprzęgnięcie mechanizmów osprzętu i przeciwwagi pozwoli na przepływ energii pomiędzy omawianymi mechanizmami, powodując wzajemne odciążenie statyczne napędów od ciężarów własnych osprzętu i przeciwwagi.

Wektor chwilowego położenia punktu  $P$ , tj. środka ciężkości ruchomej przeciwwagi, opisuje równanie (2):

$$\vec{r}_p = -k \vec{r}_o + (1+k) \vec{r}_s \quad (2)$$

Przyjmując  $\vec{r}_s = const$ , z równania (1) wynika, że tor punktu środka masy ruchomej przeciwwagi  $P$  powinien być jednokładny do toru punktu środka masy osprzętu  $O$ , przy czym przekształcenie jednokładności  $J_S^{-k}$  jest o środku  $S$  i skali  $-k$  (rys. 2). Jest to możliwe do osiągnięcia, jeżeli mechanizm przeciwwagi będzie jednokładny względem mechanizmu osprzętu. Jednokładność odnosi się do schematów kinematycznych i położenia środków ciężkości ogniów. Na rys. 3 przedstawiono mechanizm ruchomej przeciwwagi, który jest uproszczony w stosunku do mechanizmu osprzętu, ograniczony jest do dwóch ogniów. Pierwsze ogniwo podłączone do ramy maszyny powstało przez jednokładność do wysięgnika. Drugie ogniwo uwzględnia ramie i łyżkę osprzętu. Jeżeli jest zachowana (w przybliżeniu) jednokładność, to spełnione są zależności wymiarowe i masowe zamieszczone na rys. 3.

Ze względu na kinematykę osprzętu roboczego koparki system, w którym siłownik wysięgnika będzie połączony z głównym siłownikiem aktywnej przeciwwagi, będzie najbardziej efektywny w odzysku energii. Wykorzystując warunki statycznej równowagi momentów wokół osi sworzni wysięgnika osprzętu i osi sworzni wysięgnika ruchomej przeciwwagi, otrzymujemy zależność na siłę  $F_o = k \cdot F_p$ . Układ sprzęgający powinien zapewnić w proporcji  $k$  prędkości liniowe odpowiednich punktów ogniów mechanizmów osprzętu i przeciwwagi. Tak więc taka sama relacja odnosi się do prędkości ruchu siłowników mechanizmów osprzętu i przeciwwagi:  $v_p = k \cdot v_o$ . Wymaga to, by odpowiednie pola powierzchni siłowników spełniały zależność  $A_1 = k \cdot A_4$ .



Rys. 4. Koncepcja głównej części układu hydraulicznego z aktywną przeciwwagą: 1 – cylinder wysięgnika; 2 – rozdzielacz 3/4; 3 – zawór przelewowy; 4 – filtr; 5 – pompa; 6 – zawór 2/2; 7 – główny cylinder przeciwwagi; 8 – akumulator hydropneumatyczny (linią przerywaną zaznaczone są opcjonalne elementy układu hydraulicznego)

### Model matematyczny

Na rys. 4 przedstawiona jest koncepcja układu hydraulicznego dla połączonych mechanizmów koparki i aktywnej przeciwwagi. To jest główna część systemu, która została opisana w modelu matematycznym. Podobne zależności można zapisać dla mechanizmu ramienia koparki i drugiego członu ruchomej przeciwwagi. Dla parametryzacji modelu matematycznego przyjęto dane osprzętu roboczego koparki CAT 305. W świetle wcześniejszych rozważań jest to nieco za mała maszyna, ale fakt posiadania dokumentacji tej koparki, a także kompletnego, oryginalnego osprzętu roboczego na stanowisku badawczym był przyczyną tego wyboru. W pierwszej fazie obliczeń analizowano standardowy układ hydrauliczny wysięgnika koparkowego.

Przyjęto dla pierwszych symulacji, że w czasie wytypowanego cyklu roboczego siłownika ramiona i łyżki nie zmieniają długości. Mechanizm jest obciążony siłami ciężkości od poszczególnych elementów osprzętu: wysięgnika, ramienia, łyżki i dodatkowych ogniw łączących.

Równanie ruchu wysięgnika przedstawia zależność:

$$J_r \frac{d\omega}{dt} = (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_F) \cdot h - \Sigma M_{ot} \quad (3)$$

W następnym kroku określono ciśnienia w poszczególnych liniach układu hydraulicznego. Ciśnienia te obliczono, bazując na równaniach ciągłości.

$$\frac{dp_1}{dt} = (Q_{L1} - (A_1 \cdot v)) - \frac{B}{V_1} \text{ z początkowym założeniem}$$

$$p_1 = \frac{\left(\frac{M_{oi}}{h} + A_2 \cdot p_2\right)}{A_1} \quad (4)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = ((A_2 \cdot v) - Q_{LB}) - \frac{B}{V_2} \text{ z początkowym założeniem}$$

$$p_2 = 0,5 \text{ MPa} \quad (5)$$

Następnie model matematyczny rozbudowano tak, by opisywał kompletny układ wraz z aktywną przeciwwagą. Równania dla wysięgnika ruchomej przeciwwagi są opisane podobnymi równaniami jak dla koparkowego wysięgnika:

$$J_{rc} \frac{d\omega_c}{dt} = (p_{1c} \cdot A_3 - p_{2c} \cdot A_4 - F_F) \cdot h_c - \Sigma Mc_{oi} \quad (6)$$

Ciśnienia robocze w poszczególnych liniach zmodyfikowanego układu hydraulicznego wyznaczono zgodnie z równaniami ciągłości.

$$\frac{dp_{1c}}{dt} = (Q_{LC1} - (A_3 \cdot v)) - \frac{B}{V_3} \text{ z początkowym założeniem}$$

$$p_{1c} = 0,5 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = ((A_2 \cdot v) - Q_{LB}) - \frac{B}{V_2} \text{ z początkowym założeniem}$$

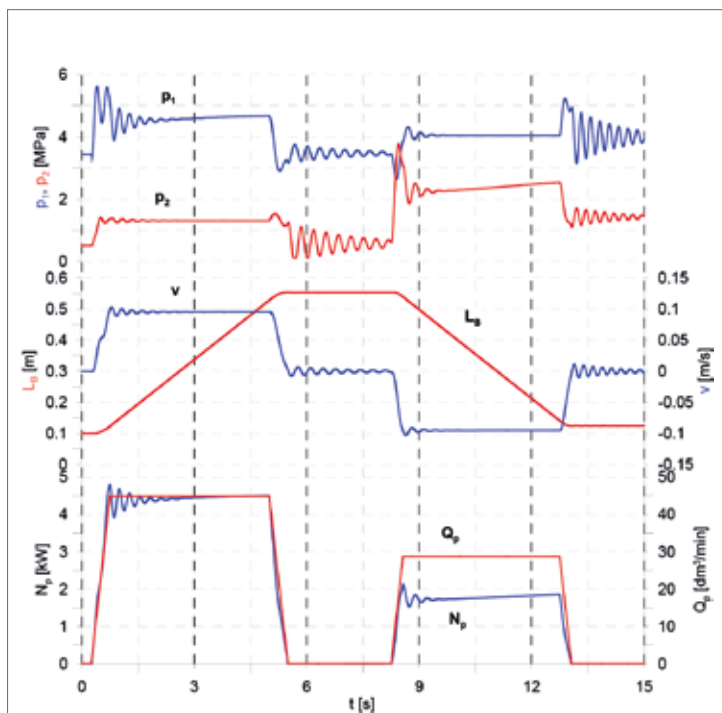
$$p_2 = \frac{\left(\frac{Mc_{oi}}{h_c} + A_3 \cdot p_{1c}\right)}{A_4} \quad (8)$$

### Symulacja systemu aktywnej przeciwwagi

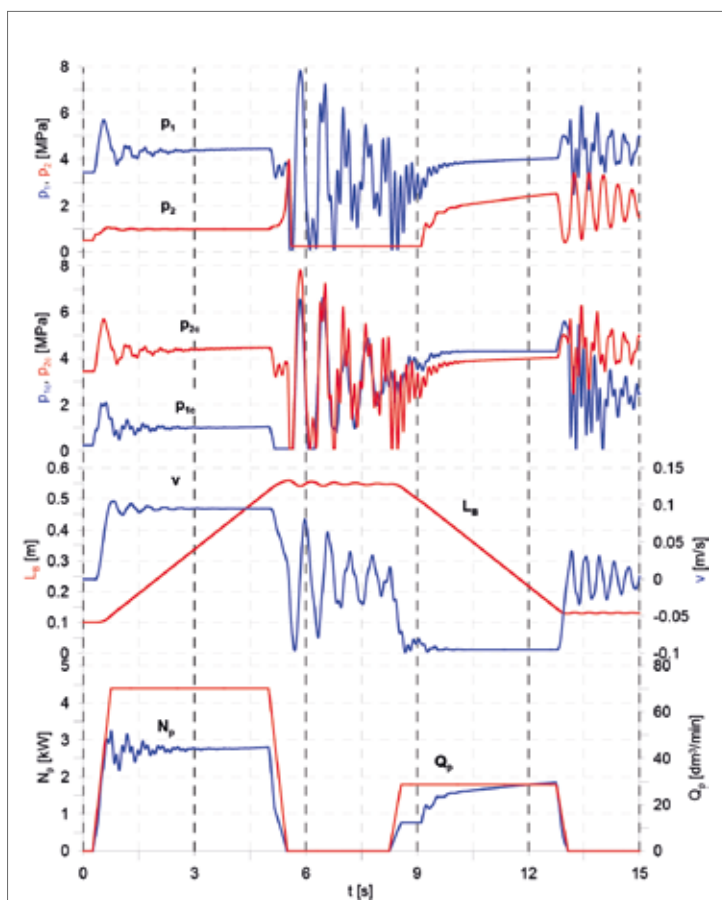
Przyjęto cykl roboczy dla porównania energetycznego standardowego koparkowego układu hydraulicznego z systemem współpracującym z aktywną przeciwwagą. Wysięgnik koparki był podnoszony przez siłownik, następnie zatrzymywany na 3 sekundy w górnym położeniu i w następnym kroku opuszczany do pozycji startowej. Ruch osprzętu roboczego był realizowany przy prędkości liniowej siłownika równej około 0,1 [m/s]. Założona konfiguracja osprzętu koparkowego (minimalne długości siłowników ramienia i łyżki) pozwoliła osiągnąć maksymalną wartość momentu statycznego. Na tym etapie symulacji przyjęto brak urobku w łyżce w czasie całego cyklu. Do przesterowania rozdzielacza proporcjonalnego użyto rampowego sygnału.

Wybrane parametry standardowego układu hydraulicznego w czasie cyklu roboczego pokazuje rys. 5. Podobne dane dla systemu ruchomej przeciwwagi są zaprezentowane na rys. 6.

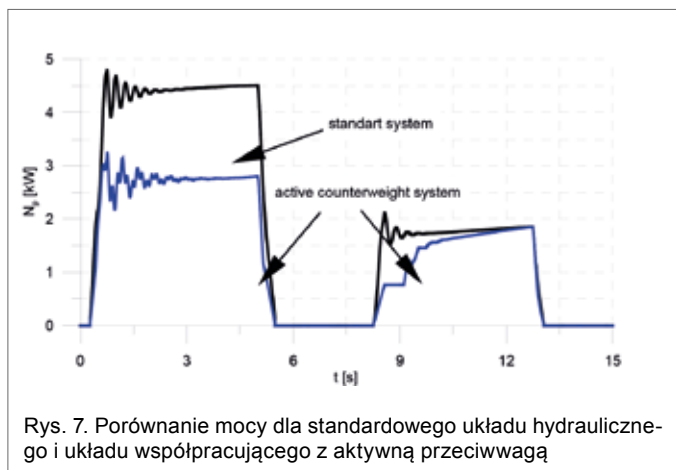
Negatywny efekt pracy systemu aktywnej przeciwwagi to większe oscylacje ciśnienia roboczego widoczne w fazie zatrzymania. Jest to efekt niepełnego, statycznego odciążenia



Rys. 5. Wybrane wykresy przedstawiające parametry standardowego układu hydraulicznego koparki dla prędkości siłownika wysięgnika około 0,1 [m/s]



Rys. 6. Wybrane wykresy przedstawiające parametry systemu z aktywną przeciwwagą dla prędkości siłownika wysięgnika około 0,1 [m/s]



Rys. 7. Porównanie mocy dla standardowego układu hydraulicznego i układu współpracującego z aktywną przeciwwagą

zenia siłownika wysięgnika przez siłownik przeciwwagi. Pełne odciążenie nie jest łatwe do realizacji, ponieważ ramię aktywnej przeciwwagi symuluje ruch trzech części osprzętu koparki: ramienia, łyżki i elementów łączących. Redukcja oscylacji ciśnienia jest możliwa po zastosowaniu akumulatora hydropneumatycznego (rys. 4) zamontowanego pomiędzy komorami siłowników  $A_1$  i  $A_4$ . Alternatywnym rozwiązaniem jest zmiana sygnału sterującego dla rozdzielacza proporcjonalnego z rampy na wygładzony sygnał szczególnie w fazie rozruchu i zatrzymywania. Będzie to zweryfikowane w dalszych obliczeniach.

Porównując moce standardowego układu hydraulicznego koparki i układu wykorzystującego aktywną przeciwwagę, można zaobserwować niższe zapotrzebowanie energetyczne (głównie w fazie podnoszenia wysięgnika koparkowego) systemu z ruchomą przeciwwagą. Oszczędność energii na poziomie 30% (rys. 7) została osiągnięta dla prezentowanego cyklu roboczego.

## Wnioski

Wstępne wyniki symulacji potwierdziły możliwość odzysku energii (około 30%) przy wykorzystaniu systemu aktywnej przeciwwagi w koparkach. Główna część rekuperowanej energii jest odzyskiwana w fazie podnoszenia osprzętu roboczego maszyny wraz z urobkiem. To zjawisko odciąża układ hydrauliczny koparki w tej fazie cyklu roboczego. Dalsze prace badawcze są ukierunkowane na wyznaczenie poziomu odzyskiwanej energii dla innych konfiguracji osprzętu roboczego i różnych mas urobku. Efektywność systemu aktywnej przeciwwagi wymaga weryfikacji symulacyjnej i badań testowych na stanowisku. Proponowany układ hydrauliczny nie zmienia funkcjonalnych właściwości koparki i pozwala operatorowi chwilowo przełączyć się na standardowy system hydrauliczny maszyny, jeżeli tylko jest to konieczne (np.: dźwigowym charakterze prac maszyny).

## Lista oznaczeń

$x_o, y_o$	Współrzędne środka ciężkości osprzętu koparki w punkcie $O$	m
$x_p, y_p$	Współrzędne środka ciężkości przeciwwagi w punkcie $P$	m

$m_o, m_p$	Masa całkowita osprzętu koparki i elementów przeciwwagi	kg
$k$	Współczynnik jednokładności ( $k = m_o/m_p$ )	
$A_1, A_2, A_3, A_4$	Pole powierzchni tłoka po stronie tłokowej i tłoczykowej	m <sup>2</sup>
$h$	Promień działania siły hydrostatycznej	m
$v_o, v_p$	Prędkość liniowa siłownika wysięgnika i przeciwwagi	m/s
$F_o, F_p$	Siła siłownika wysięgnika i przeciwwagi	N
$Q_p$	Natężenie przepływu pompy	m <sup>3</sup> /s
$J_o, J_{rc}$	Moment bezwładności zredukowany do pkt. obrotu wysięgnika	kg m <sup>2</sup>
$\omega$	Prędkość kątowa wysięgnika	1/s
$p_1, p_2, p_{1c}, p_{2c}$	Ciśnienie w komorze tłokowej i tłoczykowej cylindra	Pa
$F_F$	Siła tarcia	N
$M_{oi}, M_{c_{oi}}$	Suma momentów	Nm
$B$	Moduł ściśliwości	Pa

## Literatura

- [1] CETINKUNT S., PINSOPON U., CHEN C., EGELIA A., ANWAR S.: (2004). *Positive flow control of closed-center electrohydraulic implementation-by-wire systems for mobile equipment applications*, Mechatronics 14, pp. 403–420.
- [2] LIANG X., VIRVALO T.: (2003). *Energy reutilization and balance analysis in a hydraulic crane*, IHA, Tampere University of Technology.
- [3] MICHAŁOWSKI S., GAWLIK A.: (2008). *Concept of active counterweight system for medium size excavators*, Proc. Of 5-th FPNI-Phd Symposium, pp.462-465, Cracow.
- [4] QING X., QINGFENG W., YANTING Z.: (2008). *Control strategies of power system in hybrid hydraulic excavator*, Automation in Construction 17, pp. 361–367.
- [5] SOB CZYK A., BUCZAK G.: (2006). *Hydraulic-mechanical energy saving system in cranes and transportation equipment*, Proc. Of 4-th FPNI-Phd Symposium, pp.641–648, Sarasota.

Artur Gawlik (doktorant); Stanisław Michałowski (promotor)  
– Politechnika Krakowska, Instytut Konstrukcji Maszyn,  
e-mail: agawlik@mech.pk.edu.pl