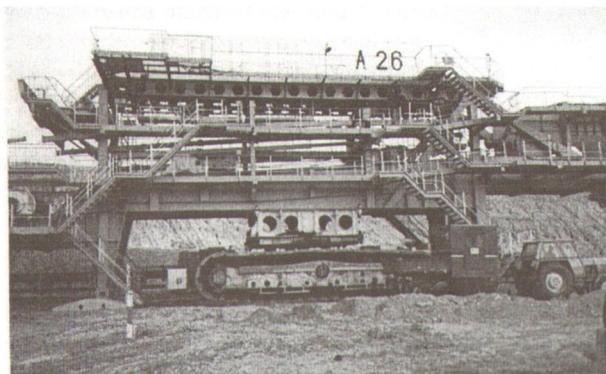


SŁAWOMIR BEDNARSKI
 JACEK CINK
 MAREK GOZDALIK
 ANDRZEJ KOSUCKI

Badania symulacyjne hydraulicznego mechanizmu jazdy transportera gąsienicowego TUR 500.1

Wprowadzenie

W kopalni węgla brunatnego w Bełchatowie oprócz maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego stosuje się wiele maszyn pomocniczych, m.in. transporter gąsienicowy TUR 500.1, służący do transportu stacji przenośnikowych. Jest to pojazd ciężki o masie ok. 220 t (rys. 1) przystosowany do poruszania się w trudnym terenie kopalni.



Rys. 1. Transporter gąsienicowy TUR 500.1

Transporter jest wyposażony w mechanizm hydrauliczny napędu jazdy, osobno dla każdej gąsienicy oraz mechanizm hydrauliczny podnoszenia transportowanej stacji przenośnikowej. Oba mechanizmy są zasilane pierwotnym silnikiem spalinowym z wielozakresowym regulatorem prędkości kątowej. Przedmiotem badań był mechanizm jazdy transportera. Pompa

wielotłoczkowa osiowa A2T250HDGR5G00P o zmiennej wydajności ($q_{pmax} = 38,5 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$) pracuje w obiegu zamkniętym z zespołem czterech połączonych równolegle silników hydraulicznych SOK 400, które przez przekładnię obiegową o przełożeniu $i_m = 65$ napędzają koło zabierakowe gąsienicy. Różne konfiguracje połączeń silników hydraulicznych umożliwiają zmianę przełożenia przekładni hydrostatycznej i jazdę transportera na trzech biegach.

Podczas pracy w trudnych warunkach wystąpiły nieprawidłowości w pracy mechanizmów napędowych gąsienic, co polegało na okresowych spadkach ciśnienia w linii niskociśnieniowej, uniemożliwiających rozruch, a w konsekwencji prowadziło do zatrzymania układu. Po wstępnych oględzinach transportera i układu napędu jazdy uznano, że celowe jest wykonanie badań symulacyjnych i eksperymentalnych układu napędu jazdy. Zadanie to zlecono zespołowi Zakładu Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych Politechniki Łódzkiej. W ramach badań symulacyjnych wykonano następujące czynności:

- zbudowano model dynamiczny napędu jazdy gąsienicy,
- dokonano weryfikacji modelu na podstawie eksperymentu,
- opracowano program badań symulacyjnych,
- wykonano badania symulacyjne (analiza parametryczna modelu).

Model dynamiczny napędu

Schemat modelu dynamicznego układu napędowego jednej gąsienicy pokazano na rys. 1. Przy budowie modelu przyjęto następujące założenia: model ma parametry skupione, przecieki wewnętrzne są proporcjonalne do różnicy ciśnień pomiędzy liniami, przecieki zewnętrzne z każdej z linii są proporcjonalne do ciśnienia panującego w tej linii, prędkość kątowa pompy jest stała. Uwzględniono następujące cechy i parametry układu: pojemność hydrauliczną linii wysoko i niskociśnieniowej, aku-

Dr inż. Sławomir Bednarski, dr hab. inż. Jacek Cink, mgr inż. Marek Gozdalik i dr inż. Andrzej Kosucki pracują w Zakładzie Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych Politechniki Łódzkiej.

mulator hydrauliczny w linii niskociśnieniowej, dynamikę zaworów przelewowych w linii niskiego i wysokiego ciśnienia, pulsacje wynikające z nierównomierności biegu łańcucha gąsienicy, zmianę strumienia doładowującego. Pominięto zjawiska falowe w przewodach oraz pulsacje pompy i silników hydraulicznych.

Utworzony został opis matematyczny modelu w przestrzeni zmiennych stanu:

$$\frac{dx}{dt} = f(x, u)$$

$$y = g(x)$$

Wyróżniono następujące zmienne stanu, będące składowymi wektora stanu:

$$x = [p_w, p_n, \omega_s, Q_{zw}, Q_{zn}]$$

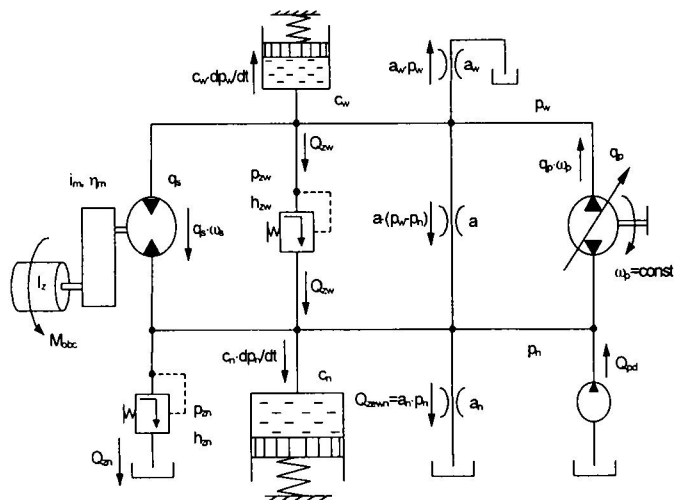
gdzie: p_w - ciśnienie w linii wysokociśnieniowej, p_n - ciśnienie w linii niskociśnieniowej, ω_s - prędkość kątowna wału silnika hydraulicznego, Q_{zw} - przepływ przez zawór główny, Q_{zn} - przepływ przez zawór niskociśnieniowy.

Jako zmienną sterującą przyjęto zmienną wydajność jednostkową pompy głównej q_p . Wielkością zakłócającą są zmienne opory ruchu maszyny zredukowane do wału zespołu silników hydraulicznych w postaci momentu oporów M_u . Model rozwiązano metodą *Eulera*, korzystając z komputera cyfrowego.

Weryfikacja modelu

Weryfikacji modelu dokonano przez porównanie przebiegów modelowych (symulacyjnych) i eksperymentalnych odpowiednich wielkości wyjściowych. Do porównań zostały wybrane zmienne: p_w - ciśnienie w linii wysokociśnieniowej, p_n - ciśnienie w linii niskociśnieniowej, Q_{zn} - przepływ przez zawór niskociśnieniowy. W badaniach weryfikacyjnych modelowych i eksperymentalnych zastosowano jednakowe przebiegi zmiennej sterującej q_p z danych eksperymentalnych.

Wstępne wartości parametrów modelu ustalono na podstawie danych katalogowych, a korekty niektórych parametrów dokonano tak, aby uzyskać jak największą zgodność pomiędzy symulacją i eksperymentem. Do oceny zgodności użyto wskaźników jakości typu całkowitego $\Delta p_w, \Delta p_n, \Delta Q_{zn}$ w postaci (1), obliczonych dla każdej z porównywanych zmiennych, odpowiednio p_w, p_n, Q_{zn} , nazywane dalej wskaźnikami niezgodności modelu.



Rys. 2. Model dynamiczny napędu

Przy określaniu parametrów modelu wykorzystano dane katalogowe elementów hydraulicznych, informacje producentów i użytkowników oraz doświadczenia własne, wynikające z wcześniejszych badań. Wartości parametrów zostały skorygowane na podstawie badań eksperymentalnych. Natomiast do obliczenia masy stacji przenośnikowej obciążającej transporter wykorzystano wielkości ciśnień w siłownikach hydraulicznych podnoszących stację. Do tworzenia opisu matematycznego modelu skorzystano z równania ruchu Newtona dla elementów mających masę, równania bilansu przepływu w odpowiednich obwodach hydraulicznych, równania zaworów ciśnieniowych, potraktowanych jako człony inercyjne pierwszego rzędu.

TABELA. Wyniki badań weryfikacyjnych

Rodzaj jazdy		Nr serii	p_w [%]	p_n [%]	Q_{zn} [%]
Układ obciążony stacją	Jazda do przodu na pierwszym biegu	1	9,47	2,87	10,07
		2	6,66	2,33	6,41
		3	5,51	3,81	10,27
		4	7,01	5,01	11,51
	Jazda do tyłu na pierwszym biegu	1	13,41	4,55	12,87
		2	14,12	5,16	13,32
		3	11,59	5,91	10,27
		4	11,37	4,75	8,31
	Jazda do przodu na drugim biegu	1	6,33	2,57	12,91
		2	4,77	2,46	10,67
		3	6,19	2,63	11,99
		4	6,71	2,83	12,87
Układ nieobciążony	Jazda do przodu na pierwszym biegu	1	6,97	3,55	8,32
		2	8,40	3,24	7,95
		3	4,91	2,17	9,26
	Jazda do tyłu na pierwszym biegu	1	7,31	3,05	8,32
		2	8,69	1,13	4,42
	Jazda do przodu na drugim biegu	1	5,50	2,35	9,62
		2	7,77	2,40	11,33
	Jazda do tyłu na drugim biegu	1	13,90	3,23	10,59
2		15,37	2,65	7,73	

$$\Delta p_w = \frac{\int_0^{t_k} |p_{wpom} - p_{wmod}| \cdot dt}{t_k \cdot (p_{wpom}^{max} - p_{wpom}^{min})} \cdot 100\%$$

$$\Delta p_n = \frac{\int_0^{t_k} |p_{npom} - p_{nmod}| \cdot dt}{t_k \cdot (p_{npom}^{max} - p_{npom}^{min})} \cdot 100\% \quad (1)$$

$$\Delta Q_{zn} = \frac{\int_0^{t_k} |Q_{znpom} - Q_{znmod}| \cdot dt}{t_k \cdot (Q_{znpom}^{max} - Q_{znpom}^{min})} \cdot 100\%$$

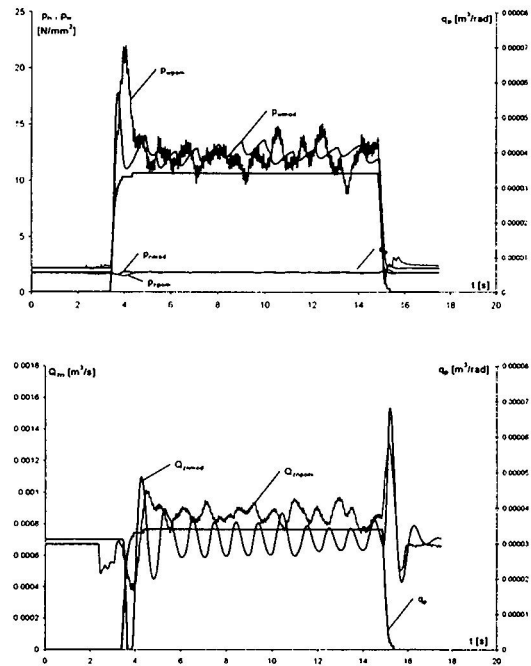
t_k - czas badania eksperymentalnego i modelowego, Δp_w - wskaźnik niezgodności modelu dla wysokiego ciśnienia, p_{wpom} - wartość chwilowa wysokiego ciśnienia w badaniach eksperymentalnych, p_{wmod} - wartość chwilowa wysokiego ciśnienia w badaniach symulacyjnych, p_{wpom}^{max} - wartość maksymalna wysokiego ciśnienia w badaniach eksperymentalnych, p_{wpom}^{min} - wartość minimalna wysokiego ciśnienia w badaniach eksperymentalnych, Δp_n - wskaźnik niezgodności modelu dla niskiego ciśnienia, p_{npom} - wartość chwilowa niskiego ciśnienia w badaniach eksperymentalnych, p_{nmod} - wartość chwilowa niskiego ciśnienia w badaniach symulacyjnych, p_{npom}^{max} - wartość maksymalna niskiego ciśnienia w badaniach eksperymentalnych, p_{npom}^{min} - wartość minimalna niskiego ciśnienia w badaniach eksperymentalnych, ΔQ_{zn} - wskaźnik niezgodności modelu dla przepływu przez zawór niskociśnieniowy, Q_{znpom} - wartość chwilowa przepływu przez zawór niskociśnieniowy w badaniach eksperymentalnych, Q_{znmod} - wartość chwilowa przepływu przez zawór niskociśnieniowy w badaniach symulacyjnych, Q_{znpom}^{max} - wartość maksymalna przepływu przez zawór niskociśnieniowy w badaniach eksperymentalnych, Q_{znpom}^{min} - wartość minimalna przepływu przez zawór niskociśnieniowy w badaniach eksperymentalnych.

Wykonano serie badań weryfikacyjnych obejmujących porównanie przebiegów eksperymentalnych i symulacyjnych dla różnych przypadków ruchu transportera. Badano cykle pracy obejmujące rozruch, ruch ustalony i hamowanie przy jeździe do przodu i do tyłu na biegu I i II przy transporterze nieobciążonym i obciążonym stacją przenośnikową. W każdym przypadku wyznaczono wskaźniki niezgodności modelu. Wyniki badań weryfikacyjnych zestawiono w tabeli.

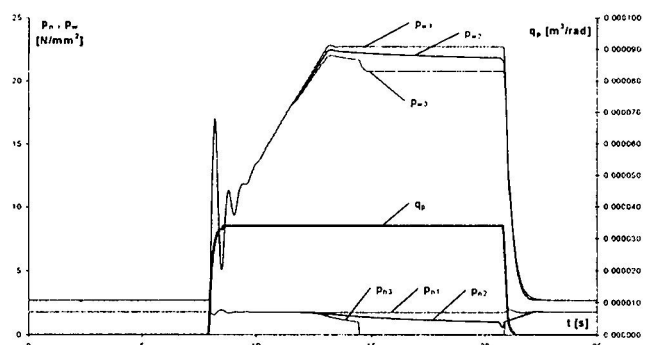
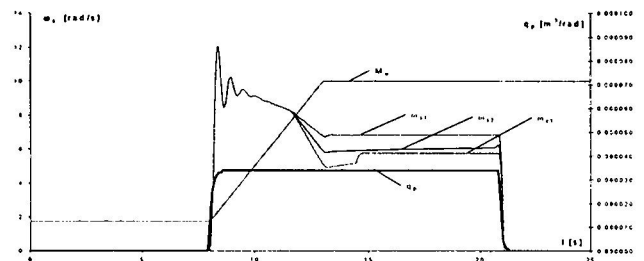
Na rysunku 2 pokazano przykładowe przebiegi porównawcze badań weryfikacyjnych. Dla wybranych rzeczywistych przebiegów wielkości sterującej (czyli wydajności jednostkowej pompy głównej q_p oznaczonych kolorem czarnym) wykreślone zostały odpowiadające im przebiegi eksperymentalne ciśnienia w linii wysokociśnieniowej p_w , ciśnienia w linii niskociśnieniowej p_n oraz przepływu przez zawór niskociśnieniowy Q_{zn} oznaczone kolorem czerwonym. Na tych samych wykresach i dla tych samych wymuszeń umieszczono w tej samej skali przebiegi tych samych zmiennych, wyznaczone na podstawie badań symulacyjnych. Oznaczono je kolorem niebieskim.

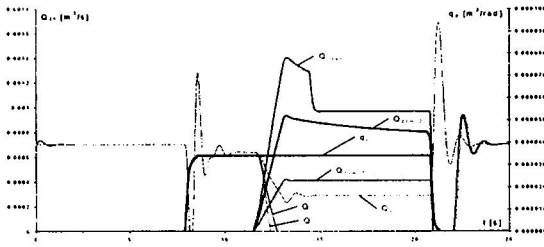
Badania symulacyjne

Po zweryfikowaniu modelu wykonano cykl badań symulacyjnych mających na celu określenie wpływu wybranych parametrów na zachowanie dynamiczne układu napędu jazdy. W badaniach symulacyjnych przyjęto we wszystkich przypadkach to samo wymuszenie, tzn. ten sam przebieg wydajności jednostkowej pompy w czasie, wzięty z jednego z pomiarów eksperymentalnych i odpowiadający ruchowi robocznemu mechanizmu składającego się z rozruchu, ruchu ustalonego i hamowania. Przyjęto również, że opory ruchu narastają liniowo od wartości minimalnej do maksymalnej, jednak jeszcze niepowodującej zadziałania zaworów ciśnieniowych w linii wysokociśnieniowej.



Rys. 2. Porównanie przebiegów eksperymentalnych i modelowych: jazda do przodu na drugim biegu; układ obciążony stacją





Rys. 3. Badania symulacyjne wpływu współczynnika przecieków zewnętrznych z linii wysokiego ciśnienia

Na rysunku 3 pokazano przykładowo wpływ współczynnika przecieków zewnętrznych z linii wysokiego ciśnienia a_w na przebieg ciśnienia doładowania p_n . Okazał się on znaczący. Wykreślono przebiegi czasowe wymuszenia q_p oraz odpowiadające im przebiegi prędkości ω_s silnika hydraulicznego, momentu obciążenia M_u , także wysokiego p_w i niskiego p_n ciśnienia, przepływu Q_{zn} przez zawór niskociśnieniowy i przecieków zewnętrznych Q_{zewn} . Kolorem czerwonym i indeksem „1” oznaczono przebiegi odpowiadające parametrom nominalnym, kolorem niebieskim i indeksem „2” – przebiegi odpowiadające

przeciekom zwiększonym, kolorem zielonym i indeksem „3” – przebiegi odpowiadające przeciekom maksymalnym.

Przebiegi niebieskie (indeks „2”) odpowiadają spadkowi ciśnienia doładowania do poziomu 0,7 MPa, przy którym układ mechanizmu jazdy zostaje wyłączony. Może to mieć miejsce przy lepkości oleju rzędu 30 cSt, co odpowiada temperaturze około 60 °C.

Podsumowanie

W niniejszym opracowaniu opisano zbudowany model dynamiczny mechanizmu jazdy transportera TUR 500.1 z uwzględnieniem cech linii niskiego ciśnienia.

Badania weryfikacyjne wykazały zadowalającą zgodność przebiegów modelowych i eksperymentalnych i potwierdziły przydatność modelu do dalszych badań symulacyjnych. Duże przecieki zewnętrzne są główną przyczyną nieprawidłowej pracy układu. W wyniku badań symulacyjnych i analizy parametrycznej określono graniczną wartość przecieków zewnętrznych, przy których spadki ciśnienia powodują wyłączenie napędu. Wyniki badań symulacyjnych pozwoliły na ustalenie i zlokalizowanie przyczyny nieprawidłowej pracy napędu oraz podjęcie działań mających na celu wyeliminowanie wad.

WOJCIECH DANEK
LESZEK PODPORA

Rynek hydrauliki maszynowej w Polsce – mity i rzeczywistość

Trzy lata temu na konferencji „Napędy i sterowania hydrauliczne '99” w referacie „Rola małych i średnich przedsiębiorstw w kształtowaniu rynku oraz rozwoju hydrauliki maszynowej” [1] postawiono tezę o wzroście roli i znaczenia tych firm w kształtowaniu rynku. Starano się wykazać, że przedsiębiorstwa te są motorem oraz siłą napędową rozwoju branży. Dowodzą, że przenoszą do krajowego przemysłu najnowocześniejsze światowe rozwiązania w budowie napędów i sterowań hydraulicznych oraz urządzeń i systemów z elementami hydrauliki maszynowej. Nie mając kompleksów wobec zagranicznej konkurencji i kierując się najlepszą wiedzą inżynierską, małe i średnie firmy prywatne z powodzeniem radzą sobie w niełatwej przecież sytuacji gospodarczej. Umacniają swoje pozycje, przygotowując się do czasów, gdy Polska stanie się członkiem Unii Europejskiej. Niestety, odrzucając ideologiczną motywację wspierania rodzimej produkcji tylko dlatego, że jest polska, zmuszone są do korzystania z dostawców zagranicznych, gdyż nie znajdują produktów rodzimego pochodzenia o odpowiednich parametrach technicznych lub wymaganej niezawodności działania. Interesująca może być próba analizy rynku hydrauliki maszynowej w Polsce i jego oceny na tle innych branż oraz rynku światowego. Niektóre tezy wynikające z analizy być może pomogą znaleźć odpowiedź na pytanie – jaki w przyszłości będzie ten rynek?

Wielkość i znaczenie rynku hydrauliki maszynowej w Polsce

Przytaczane w niniejszym artykule dane opracowano na podstawie regularnych analiz rynku. Początkowo opierano je na niedokładnych, często szacunkowych wielkościach, co wynikało z braku precyzyjnej informacji gospodarczej, zwłaszcza w odniesieniu do prywatnych, młodych i dobrze rozwijających się firm. Obecnie dotarcie do kompleksowej i kompletnej informacji nie jest trudne. Opracowywane od trzech lat, na zlecenie

Mgr inż. Wojciech Danek jest prezesem, a mgr inż. Leszek Podpora viceprezesem w firmie Rockfin Sp. z o.o. z siedzibą w Gdyni.

firmy Rockfin „Raporty o stanie rynku hydrauliki maszynowej w Polsce” [2] są ciekawym i cennym źródłem wiarygodnych informacji na temat branży.

Z danych za rok 2000 określających chłonność całego rynku hydrauliki maszynowej, czyli wartość komponentów, wyrobów i usług, które rynek jest zdolny przyjąć, aby zaspokoić popyt, wynika, że szacunkowo można mówić o 123,5 mln USD. Jeśli porównamy tę kwotę z obrotami, np. w branży papierniczej, to odpowiada ona rocznej produkcji jednej maszyny w dużej papierni. Jeszcze bardziej drastycznie wygląda porównanie, np. z branżą petrochemiczną, tu jest to wartość dwutygodniowej sprzedaży w największej polskiej rafinerii, lub średniej wielkości hurtowni farmaceutycznej, zatrudniającej 120 osób, osiągającej sprzedaż roczną dwukrotnie wyższą od całego potencjału rynku hydrauliki w Polsce. Można mnożyć te porównania, aby uwidocznic, jak naprawdę kształtuje się wielkość i znaczenie rynku hydrauliki – branży, w której pracuje 350 przedsiębiorstw o łącznym zatrudnieniu niemal 5000 osób. Kolejnym ważnym czynnikiem świadczącym o znaczeniu opisywanego rynku jest potencjał branży. Tu rozumiemy go jako zdolność do wzrostu wraz z rozwojem gospodarczym. Niestety, dane z ostatnich lat nie pozostawiają złudzeń. Co prawda w roku 2000 sprzedaż elementów i układów hydraulicznych była większa o 1 mln USD, czyli 0,8% w porównaniu z rokiem 1999, ale w latach 1997 i 1998 chłonność rynku wyniosła odpowiednio 144,5 mln USD i 143 mln USD, zatem łączny spadek wyniósł obecnie 14,5%! Jeżeli porównamy te wyniki z notowaniami PKB, które mimo spadku dynamiki wzrostu gospodarczego w latach, od 1997 do 2000 osiągało średni przyrost w od 6,7% do 4,0% rocznie, to wyraźnie nie oznaczało to koniunktury dla branży hydrauliki. Obserwacje nastrojają pesymistycznie, sytuacja jest dramatyczna.