Pneumatyka

3(76)20

KWARTA

cena 12
(w tym VAT

ISSN 1426-

Indeks 337

..15 Optymalizacja układów pneumatycznych przy pomocy narzędzi internetowych 32

21

Optymalizacja układów podciśnienia w konstrukcjach chwytaków 42..43

3

Oszczędzanie z optymalnym ciśnieniem 25 sprężonego powietrza 40..41

Projekt manipulatora równoległego typu DELTA

Bezpieczna pneumatyka 14

Czujnik progowy MV 52 CMATIC

Konkurs na najlepszy projekt i wykonanie stanowiska dydaktyczno-pokazowego z wykorzystaniem komponentów Festo

Kupowanie sprężonego powietrza

Krajowy, europejski i globalny rynek hydrauliki

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Kompletne stacje sprężonego powietrza

COMPRESSOR.COM.PL

Sklep internetowy

Największy w Polsce sklep internetowy umożliwiający zakup towarów i usług bez pośredników. Compressor.com.pl to całodobowa obsługa, szybkie, proste i bezpieczne zakupy. Naszym Klientom oferujemy szeroki wachlarz towarów branży sprężonego powietrza z gwarancją bezpieczeństwa zakupów w Internecie. Dzięki bezpośredniej współpracy z producentami filtrów, separatorów, sprężarek i zbiorników dajemy Państwu gwarancję najniższej ceny na produkty markowe i zamienniki.

Zapraszamy

Rekomendowany przez polskich inżynierów i zespoły serwisowe.

COMPRESSOR.COM.PL

INTERNETOWY SKLEP -TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ADRES SKLEPU INTERNETOWEGO:

http://compressor.com.pl

ADRES SKLEPU

ul. Mieszka I 61
66-400 Gorzów Wlkp.
woj. lubuskie
tel. 095 7223 688
Faks: 095 7223 993

FESTO

„Konkurs na najlepszy projekt i wykonanie stanowiska dydaktyczno-pokazowego z wykorzystaniem komponentów Festo”

Zgłoszenie należy przesłać na adres Newsletter_PL@festo.com
do dnia 17 grudnia 2010 r.
Regulamin konkursu i formularz zgłoszeniowy są dostępne na stronie
www.festo.pl/konkurs

Za zajęcie I miejsca – wyjazd (przelot samolotem) na Targi Motek w Stuttgarcie w roku 2011 i zwiedzanie siedziby głównej Festo AG Co. & KG w Esslingen oraz **nagroda pieniężna w wysokości 5000 PLN**.

Za zajęcie II miejsca – nagroda w wysokości 3000 PLN.

Za zajęcie III miejsca – nagroda w wysokości 2000 PLN.

Wyniki konkursu zostaną ogłoszone w dniu 16 maja 2011 r.

Organizatorem konkursu jest Festo.

Festo Sp. z o.o.
Janki k/Warszawy
ul. Mszczonowska 7
05-090 Raszyn
Contact Center
tel. +48 22 711 41 00
fax +48 22 711 41 02
festo_poland@festo.com
www.festo.pl

Słowo wstępne

Małgorzata Wiewiórowska

Czy umiemy mądrze wykorzystywać energię sprężonego powietrza?

W każdym zakładzie produkcyjnym szerokie zastosowanie znajduje sprężone powietrze. Koszt jego produkcji nie jest jednak mały: ocenia się, że wytworzenie sprężonego powietrza pochłania 10% całej energii elektrycznej. Jak ten problem postrzega kadra techniczna, odpowiedzialna w zakładzie za ciągłość produkcji? Nie dopuszcza myśli o przestojach, spowodowanych nieregularnością dostaw sprężonego powietrza. Biorąc pod uwagę fakt, że sprężone powietrze jest ogólnodostępne i nieszkodliwe dla środowiska, zabezpiecza dostawy znacznie zawyżone w stosunku do potrzeb, zapominając przy tym o niemałych wydatkach.

Z badań wynika, że w większości przemysłowych instalacji sprężonego powietrza można osiągnąć duże oszczędności energii przy niewielkich nakładach, a zwrot poniesionych kosztów nastąpiłby w krótkim czasie. Niestety, w wielu przypadkach użytkownicy nie wiedzą, ile rzeczywiście kosztuje eksploatacja ich systemu sprężonego powietrza. Nie mają także świadomości, gdzie powstają największe straty oraz jak poprawić działanie systemu, by zaoszczędzić pieniądze. Zoptymalizowanie wykorzystania sprężonego powietrza często wpływa na poprawę niezawodności całego procesu technologicznego, jakości wytwarzanych produktów i wzrost ogólnej wydajności w zakładzie.

Na polskim rynku działa kilkadziesiąt firm związanych z obsługą użytkowników sprężonego powietrza w zakładach przemysłowych różnych branż. Będą one miały znakomitą okazję, by wymienić się swoimi doświadczeniami i zaproponować odbiorcom sprężonego powietrza rozwiązania, dzięki którym skorzystają z tego medium i lepiej, i taniej. Zapraszamy na targi HPS w Katowicach: odbędą się już niebawem, bo w dniach 19-21 października. „Pneumatyka", oczywiście, też się tam pojawi: w pawilonie 3, na stoisku 47.

Pneumatyka

Redakcja
doc. dr inż. Małgorzata Wiewiórowska
(redaktor naczelny)
50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel. 071 343 18 12
fax 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Korekta
Sławomir Gruca

DTP
Marcin Maciński

Komitet naukowo-techniczny
prof. nadzw. dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski
prof. zw. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński
prof. nadzw. dr hab. inż. Mariusz Olszewski
prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako

Drukarnia
UrDruk

WYDAWNICTWO pneumatyka

Wydawca i prenumerata
Wydawnictwo Pneumatyka, 50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel./fax 071 343 18 12, 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Recenzenci wydania
Jerzy Ickiewicz
Jerzy Iwaszko
Tadeusz A. Knap
Zbigniew Kulesza
Kazimierz Peszyński
Franciszek Siemieniako
Piotr Strzelczyk
Zygmunt Szczerba
Karol Szostek
Łukasz N. Węsierski

Zamówienia na ogłoszenia płatne, reklamy i teksty sponsorowane przyjmuje redakcja. Redakcja nie odpowiada za treść i formę ogłoszeń płatnych oraz publikacji sponsorowanych. W materiałach nadesłanych redakcja zastrzega sobie prawo do adiustacji, doboru tytułów i dokonywania skrótów. Artykuły publikowane w czasopiśmie są recenzowane i kwalifikowane do druku po uzyskaniu pozytywnej opinii. Przedruk tekstów w części lub w całości wyłącznie za zgodą wydawcy.

W numerze

TEMAT WYDANIA

Wytwarzanie sprężonego powietrza, oszczędność energii i kosztów

wytwarzanie sprężonego powietrza
ALMIG Kompressoren GmbH.
Tanio, nowocześnie, ekologicznie **12..13**

turbina wiatrowa
Analiza pracy turbiny wiatrowej,
uwzględniająca warunki wiatrowe **45..49**

zastosowanie pneumatyki
Badania laboratoryjne układu redukcji drgań
z tłumikiem magnetoreologicznym
i sprężyną pneumatyczną **16..20**

nowości
Monografia Jaroslava Homisina **44**

nowości
Nowe stacje przygotowania powietrza
Global FRL **11**

nowości
Nowy piGRIP™ oferuje oszczędność energii i kosztów **22**

nowości

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska

Krajowy, europejski i globalny rynek hydrauliki i pneumatyki w okresie kryzysu gospodarczego

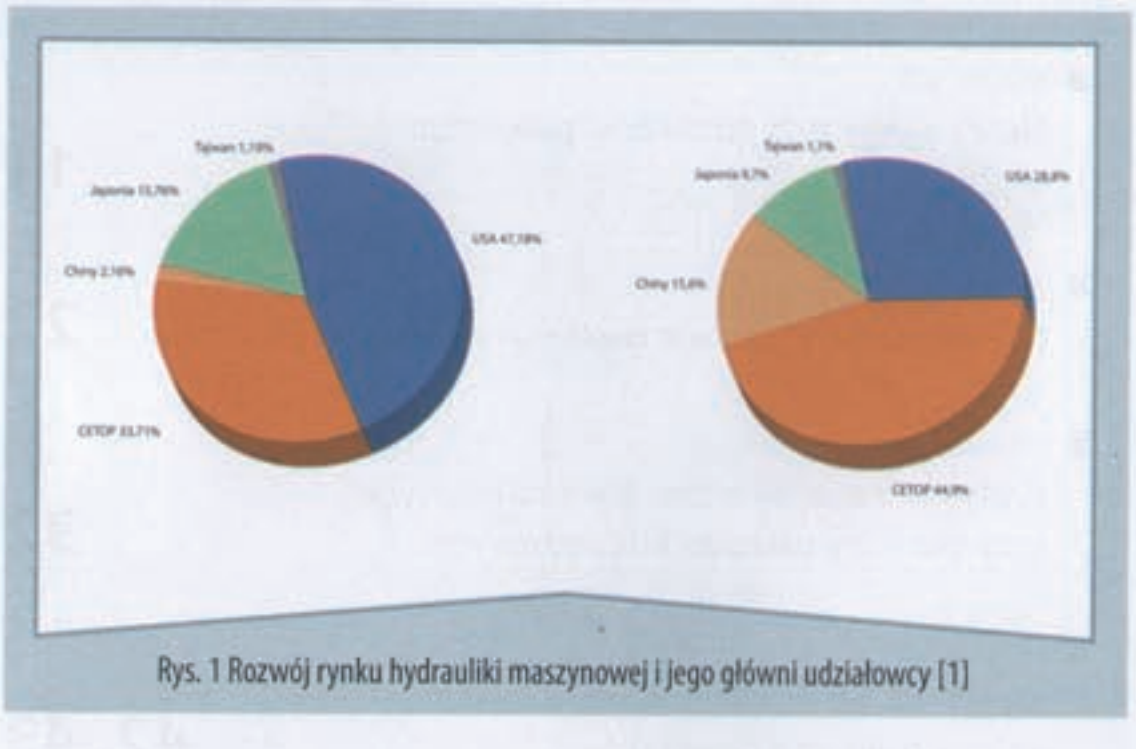
W pracy przedstawiono globalny i europejski rynek maszyn i urządzeń, a w szczególności rynek hydrauliki oraz jego głównych udziałowców: USA, Chiny, Japonię i kraje CETOP.

Rynek techniki płynowej – globalny i europejski

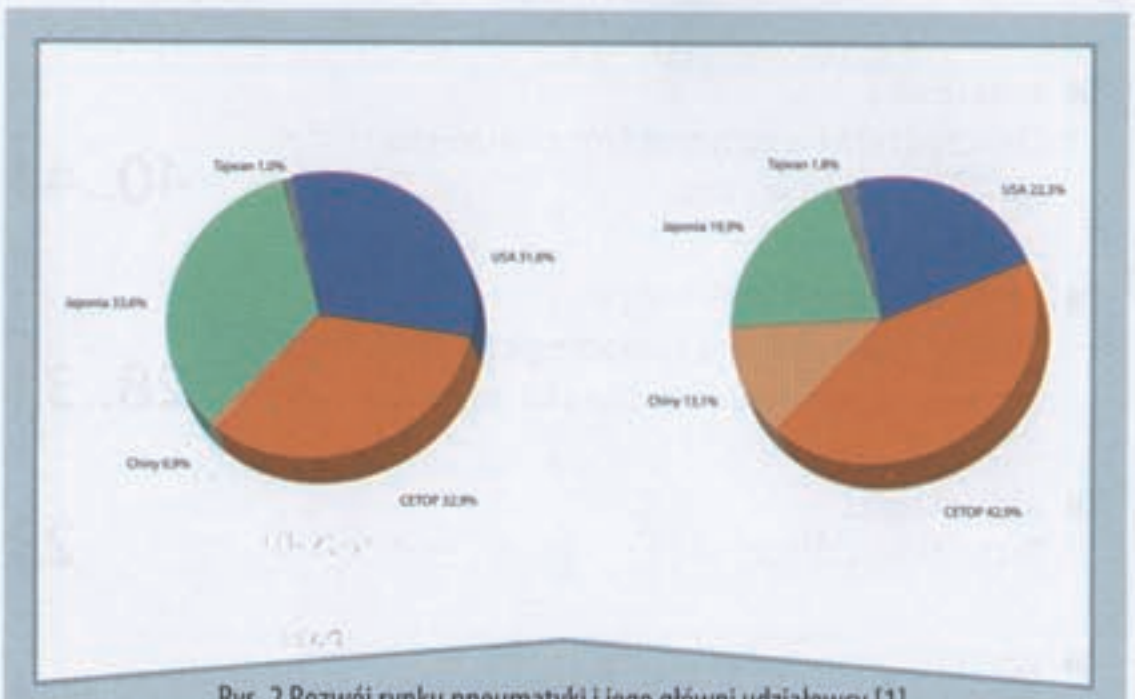
W ciągu ostatniej dekady rynek wyrobów i usług rozwinął się i nastąpiły na nim istotne zmiany udziałów. Obroty rynku hydrauliki wzrosły o prawie 35%, osiągając w 2008 roku wartość 22 mld euro (rys. 1).

Zmieniły się także udziały głównych uczestników tego rynku: ponad 7-krotnie wzrósł udział Chin, a kraje zrzeszone w CETOP są liderem na tym rynku. Obroty rynku pneumatyki zmieniły się w tym okresie zaledwie o 5%, ale nastąpiła diametralna zmiana głównych udziałowców: np. udział Chin w pneumatyce wzrósł prawie 15-krotnie.

Znacznie zmalały udziały USA i Japonii, wynika to jednak głównie z przechodzenia na bardziej zaawansowane



Rys. 1 Rozwój rynku hydrauliki maszynowej i jego główni udziałowcy [1]

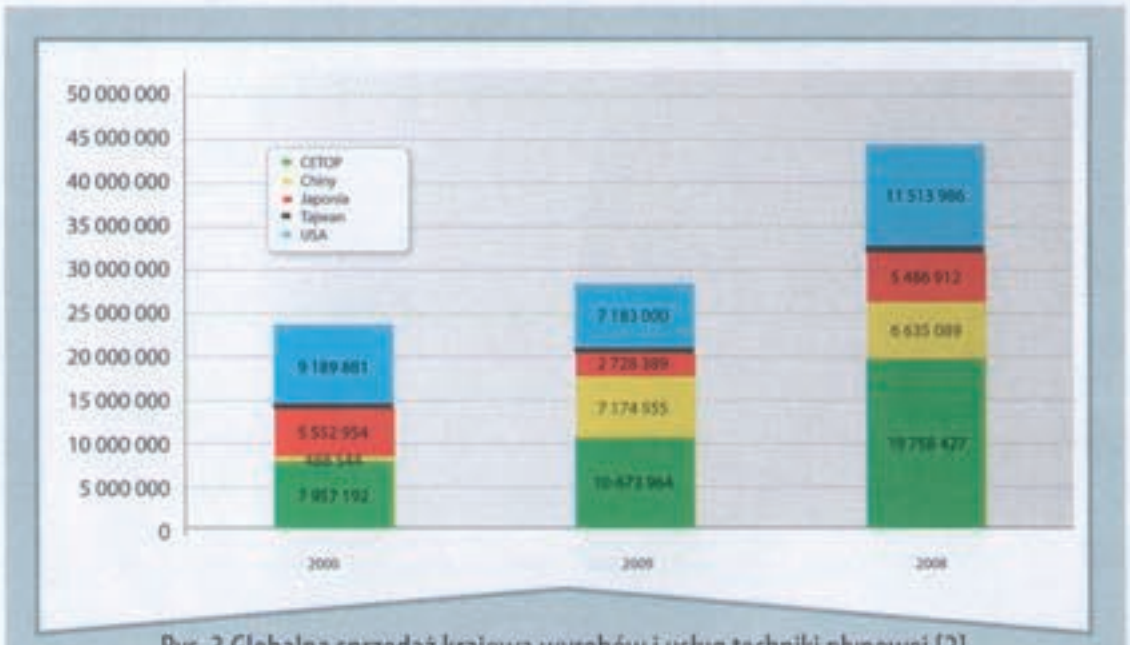


Rys. 2 Rozwój rynku pneumatyki i jego główni udziałowcy [1]

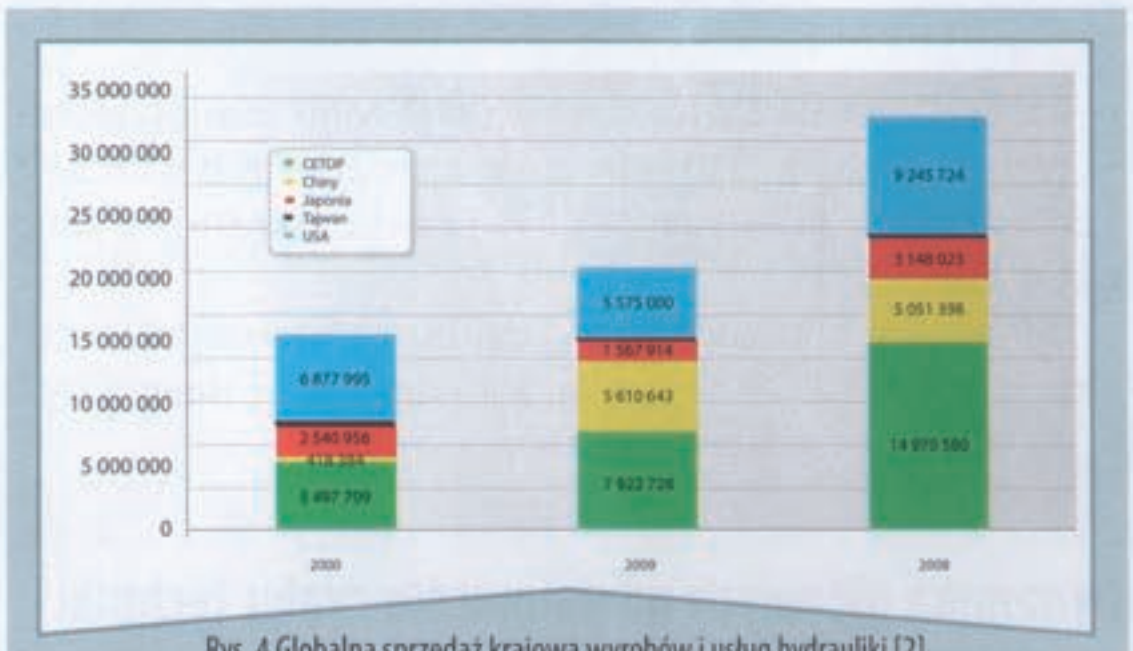
Tab.1 Wybrane dane makroekonomiczne krajów CETOP w 2008 roku

Kraj	Liczba ludności (mln)	PKB na jednego mieszkańca (w cenach bieżących w tys. USD)	Nakłady sfery B+R w relacji do PKB w %*	Pracownicy B+R na 1000 zatrudnionych*	Nakłady na jednego pracownika B+R (w tys. USD)*
Belgia	10,697	47,468	1.9	7.9	121,414
Czechy	10,408	20,815	1.5	5.2	79,664
Finlandia	5,310	50,931	3.5	16.5	108,497
Francja	61,028	44,550	2.1	8.2**	122,639
Hiszpania	45,661	35,185	1.2	5.8	82,526
Holandia	16,433	53,094	1.7	5.5	115,192
Niemcy	82,143	44,519	2.5	7.2	141,746
Norwegia	4,762	94,763	1.5	9.2**	126,480
Polska	38,116	13,861	0.6**	4.5	42,282
Rumunia	21,508	9,518	0.5	2.2	44,981
Słowenia	5,401	17,566	0,5	5,5	33,358
Słowacja	2,029	26,905	1.6	6.1	85,120
Szwajcaria	7,617	64,885	2,9	6,1	143,142
Szwecja	9,214	51,954	3.7	12.6	156,989
Turcja	71,002	8,894	0.8	1.9	89,701
Wlk. Brytania	61,446	43,237	1.8	5.8	106,341
Włochy	59,760	38,455	1.1**	3.4	110,608
Rosja	141,841	9,518	1.1	6.7	27,408

*dane z 2006 roku, **dotyczy roku 2005, ***brak danych



Rys. 3 Globalna sprzedaż krajowa wyrobów i usług techniki płynowej [2]



Rys. 4 Globalna sprzedaż krajowa wyrobów i usług hydrauliki [2]

technologie i przenoszenie produkcji maszyn i urządzeń do innych krajów.

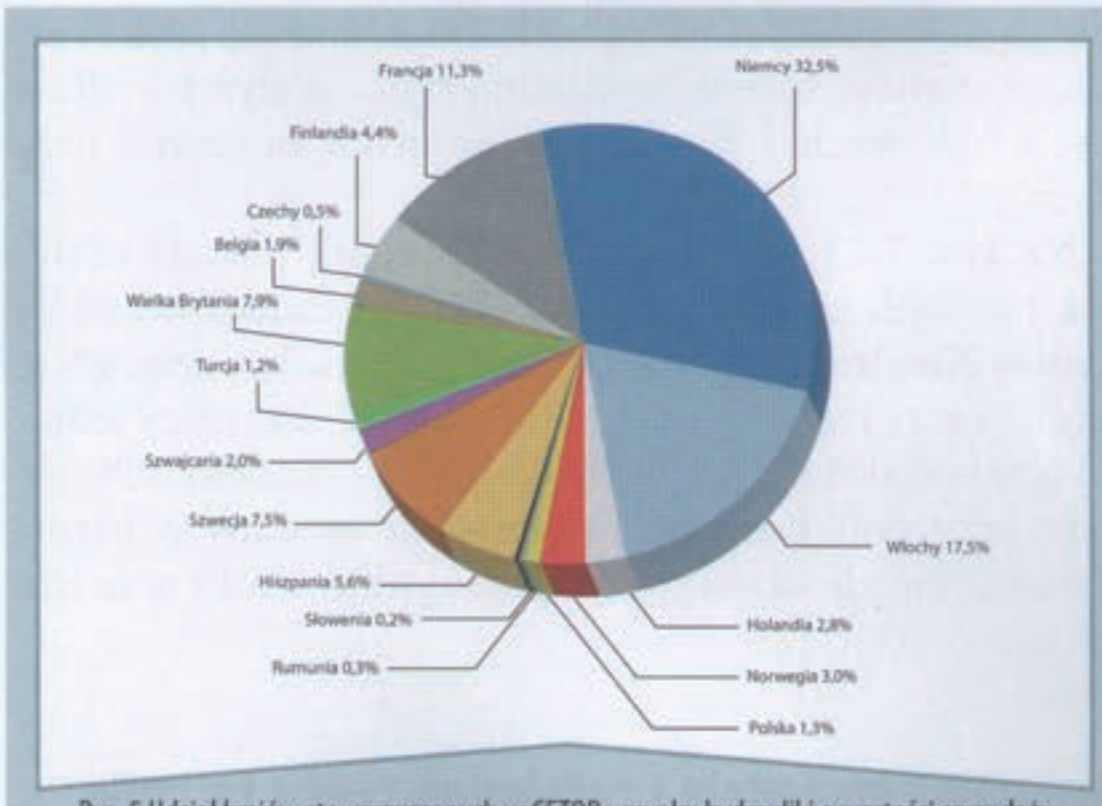
Kryzys gospodarczy, który wystąpił w 2008 roku, spowodował załamanie się rynku maszyn i urządzeń oraz ich komponentów.

Dla porównania, wartość obrotów na rynku hydrauliki maszynowej stanowi około 7% PKB Polski i 16-18% wartości sprzedaży światowego sektora elementów elektroniki.

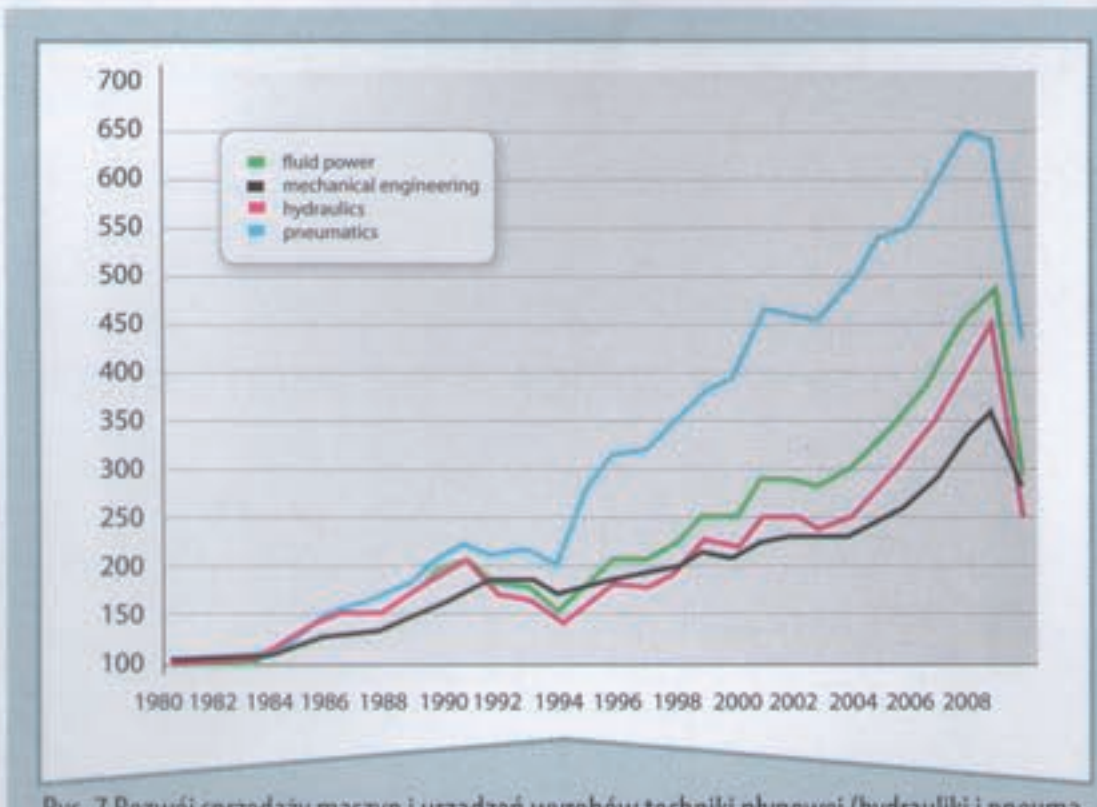
Kryzys gospodarczy znacząco wpłynął również na rynek wyrobów i usług techniki płynowej (rys. 3). W przypadku hydrauliki sprzedaż krajowa (produkcja własna sprzedana w kraju plus import) w 2009 roku spadła o 36% (rys. 4).

W przypadku obszaru napędów i sterowań pneumatycznych sprzedaż krajowa w roku 2009 spadła o prawie 40% w stosunku do roku 2008 – poniżej poziomu roku 2000.

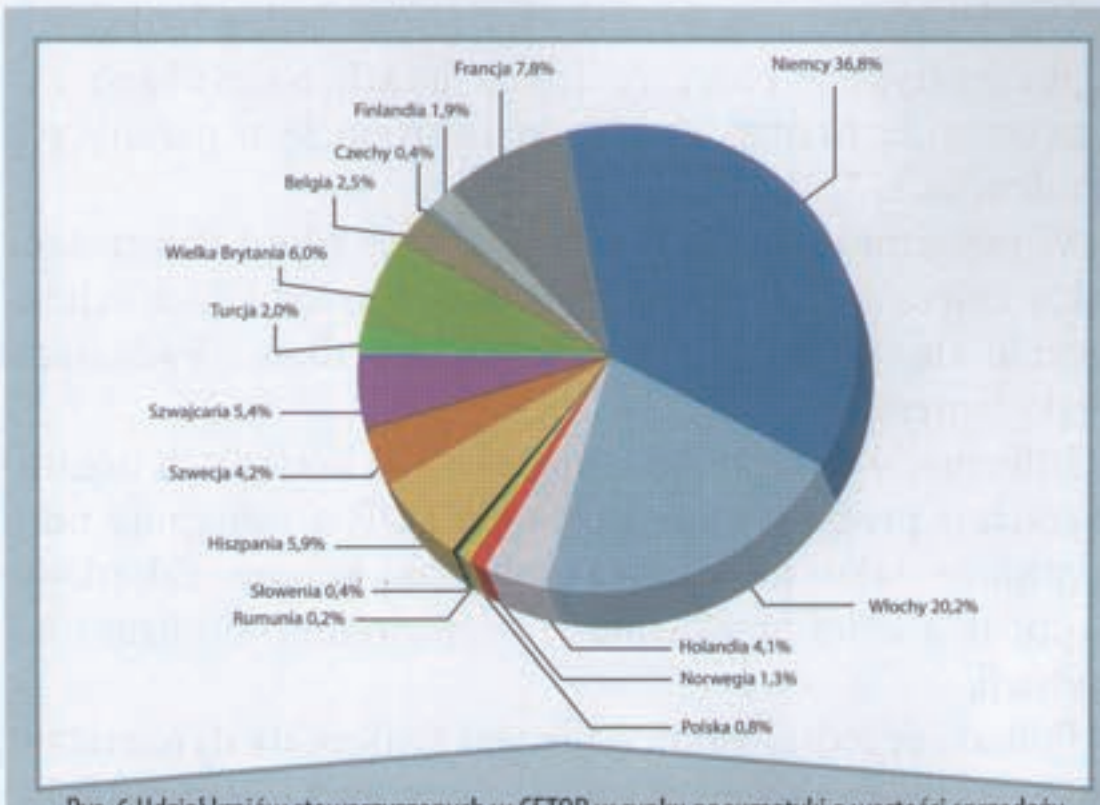
Na rynku europejskim dominują kraje należące do CETOP (European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee). Zrzesza on 17 stowarzyszeń producentów, dystrybutorów i ośrodków uniwersyteckich z 16 krajów. W czerwcu 2009 r. członkostwo w CETOP uzyskała organizacja branży techniki płynowej z Federacji Rosyjskiej. Warto bliżej przyjrzeć się potencjałowi gospodarczemu i możliwościom w sferze B+R w 17 krajach stowarzyszonych



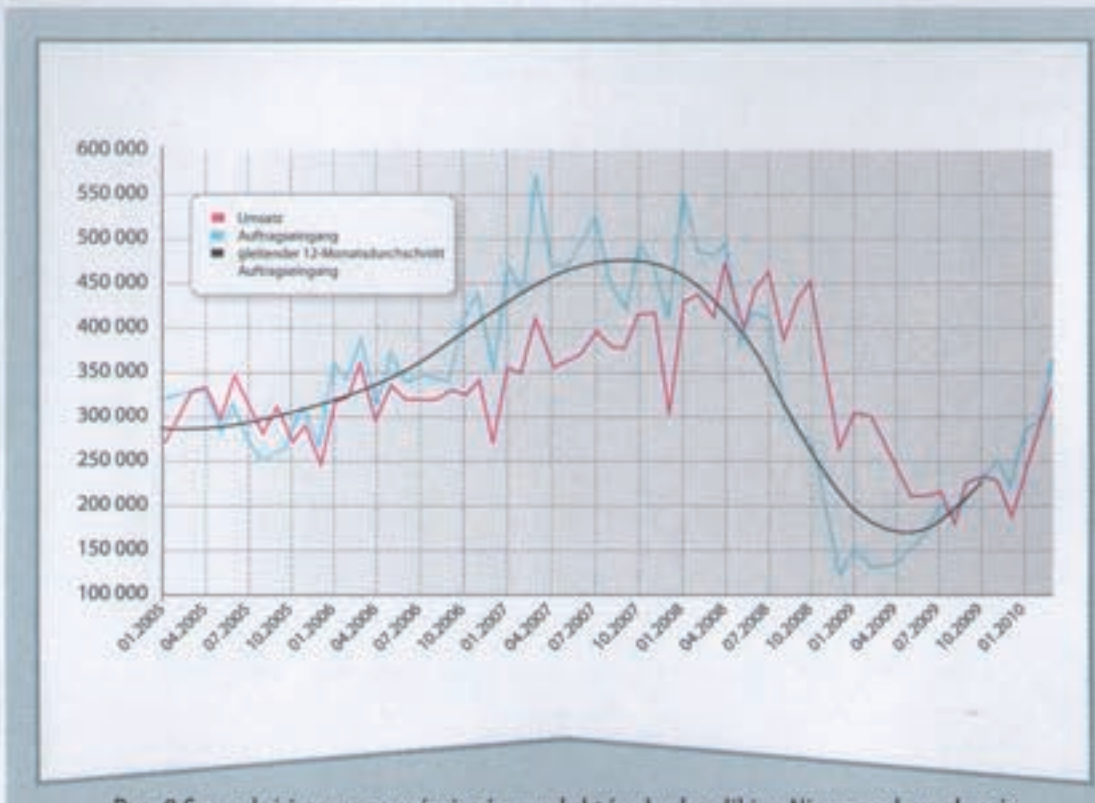
Rys. 5 Udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku hydrauliki o wartości sprzedaży krajowej w 2008 roku – 9,9 mld euro [1]



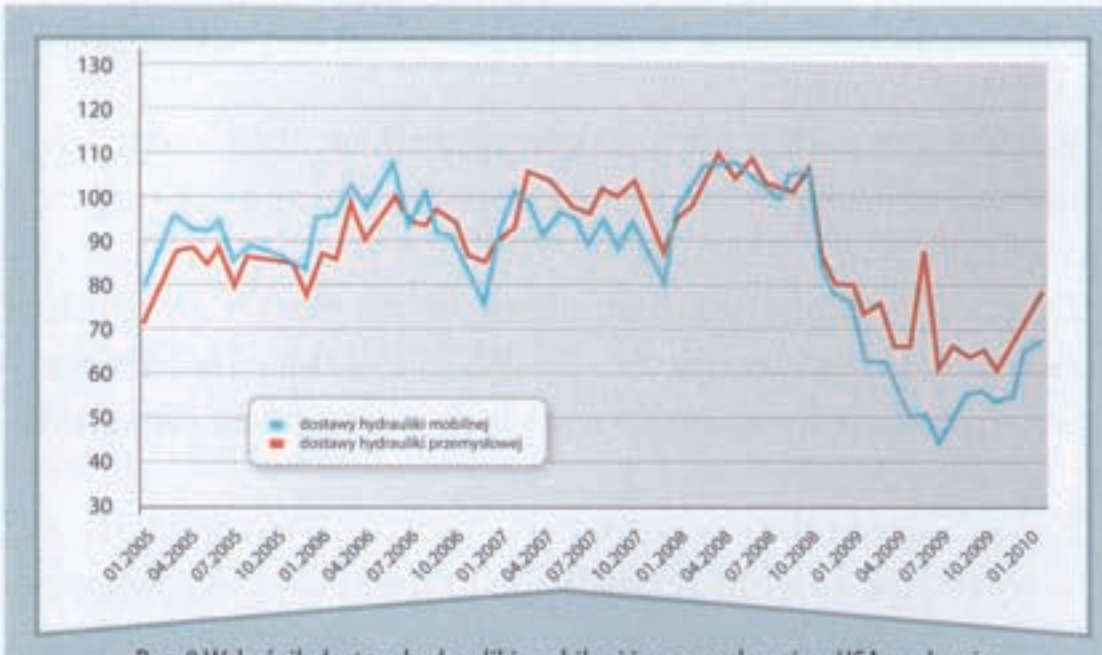
Rys. 7 Rozwój sprzedaży maszyn i urządzeń wyrobów techniki płynowej (hydrauliki i pneumatyki) w Niemczech w latach 1980-2009 [3]



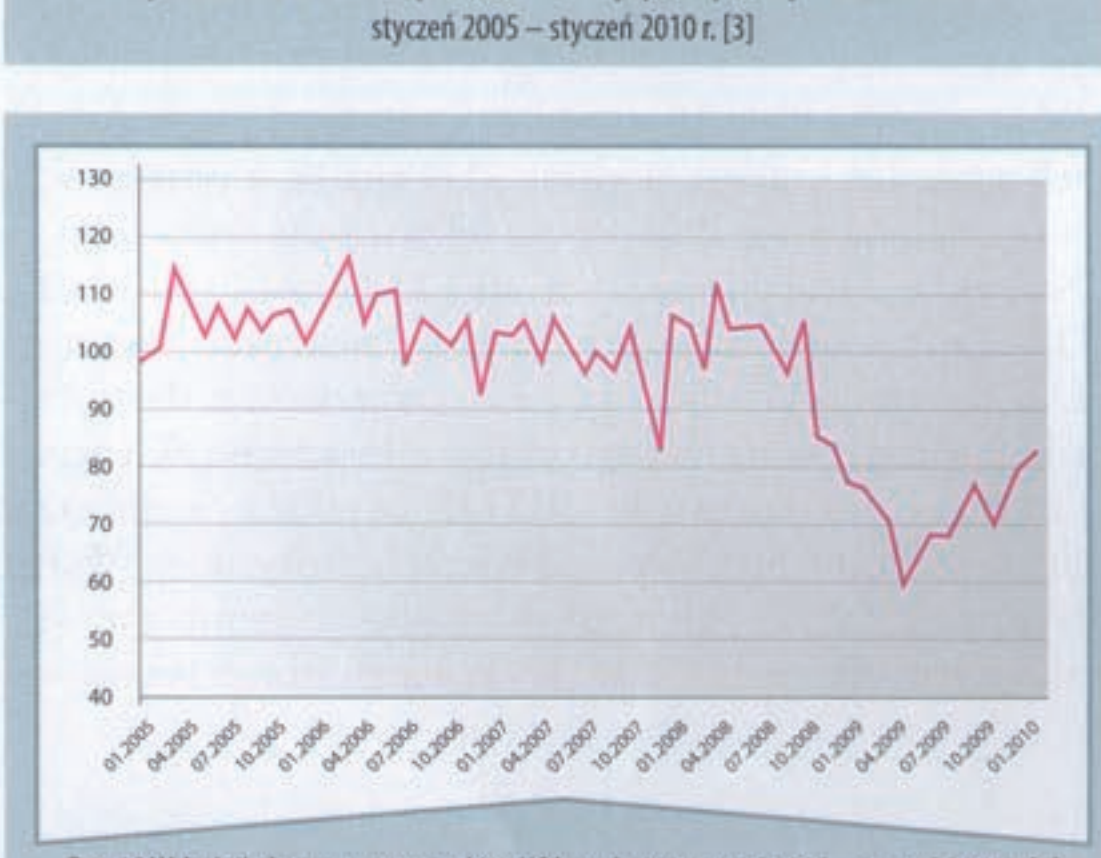
Rys. 6 Udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku pneumatyki o wartości sprzedaży krajowej w 2008 roku – 3,3 mld euro [1]



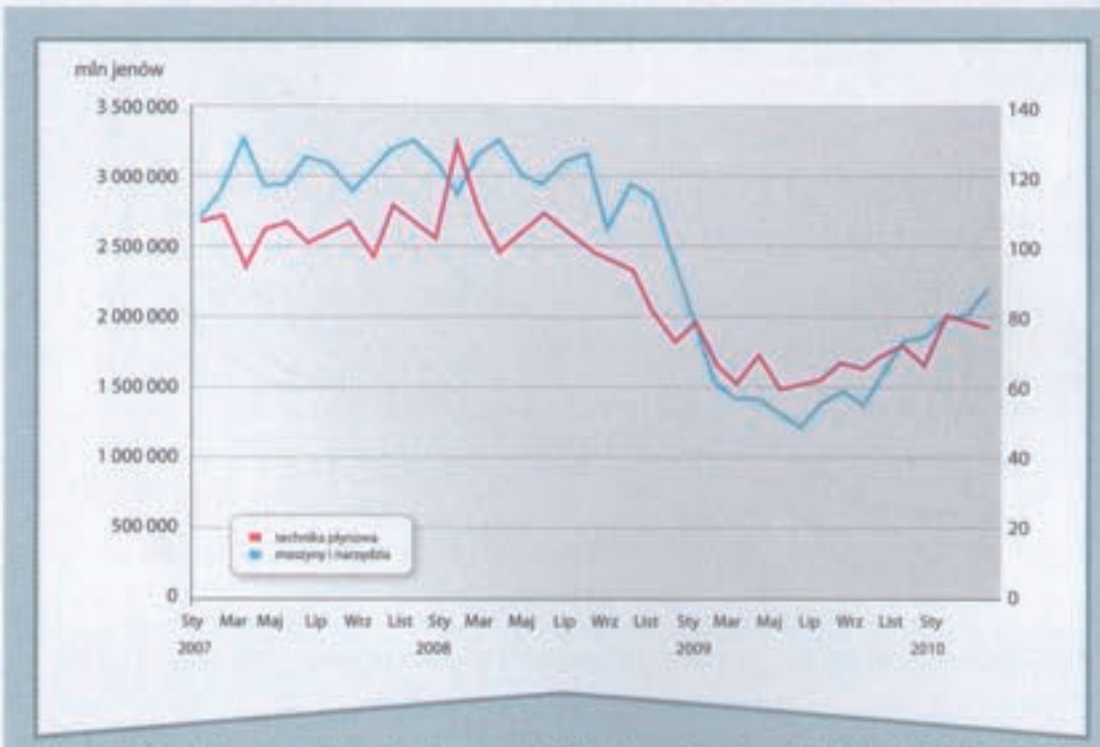
Rys. 8 Sprzedaż i nowe zamówienia produktów hydrauliki w Niemczech w okresie styczeń 2005 – styczeń 2010 r. [3]



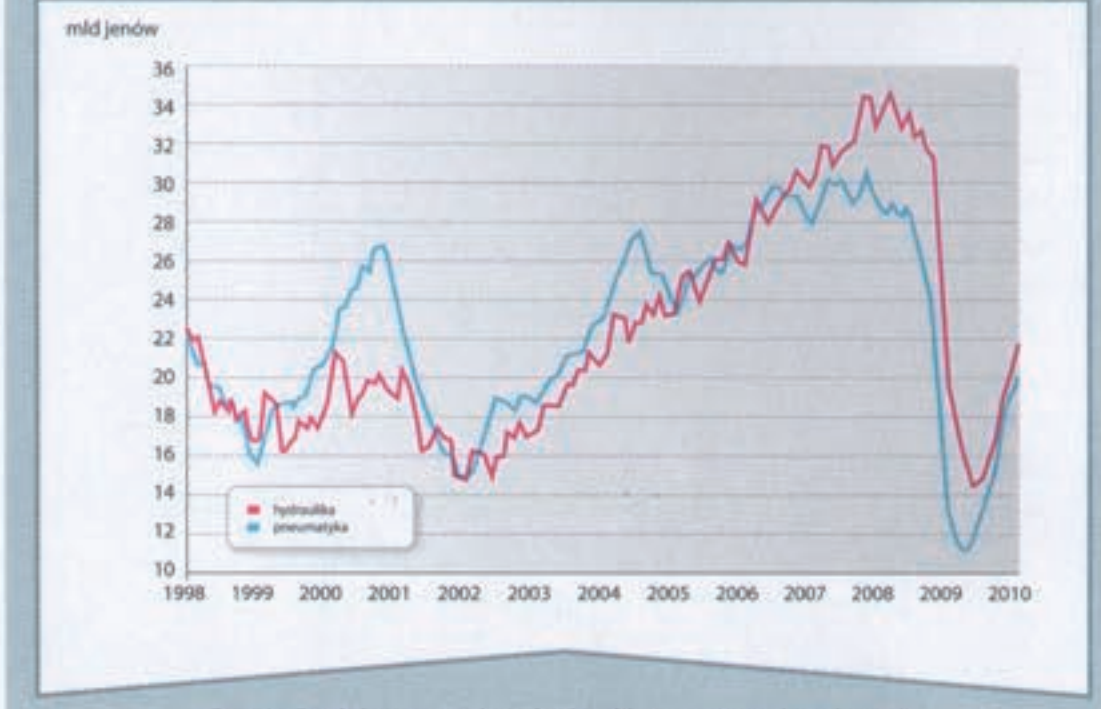
Rys. 9 Wskaźnik dostaw hydrauliki mobilnej i przemysłowej w USA w okresie styczeń 2005 – styczeń 2010 r. [3]



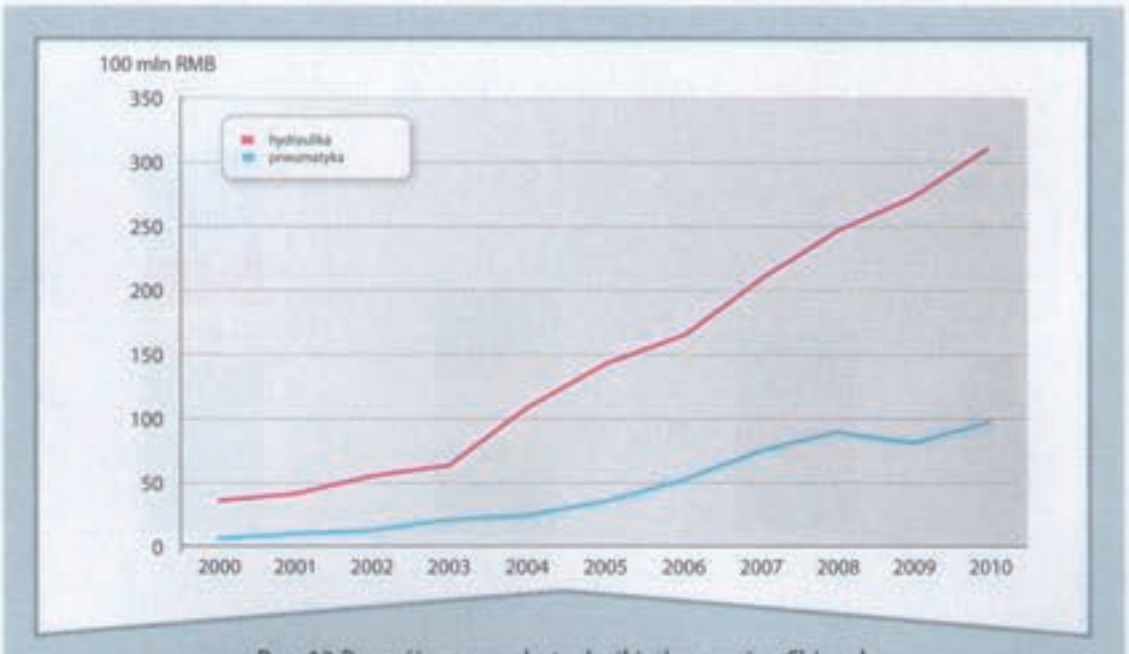
Rys. 10 Wskaźnik dostaw pneumatyki w USA w okresie styczeń 2005 – styczeń 2010 r. [4]



Rys. 11 Sprzedaż maszyn i urządzeń oraz techniki płynowej w Japonii w latach 2007-2010 [5]



Rys. 12 Produkcja sprzedana hydrauliki i pneumatyki w Japonii: I kwartał 1998 r. – I kwartał 2010 r. [5]



Rys. 13 Rozwój przemysłu techniki płynowej w Chinach w latach 2000-2009 [6]

w CETOP (tabela 1). Łącznie w 2007 roku zamieszkiwało w tych krajach ok. 550 mln osób, a średni PKB na mieszkańca (w cenach bieżących) był prawie 3-krotnie wyższy niż w Polsce.

Informacje o udziale poszczególnych krajów stowarzyszonych w CETOP w rynkach hydrauliki i pneumatyki w 2008 roku przedstawiono na rys. 5 i 6.

Dynamika głównych udziałowców rynku techniki płynowej

Rynek wyrobów i usług techniki płynowej jako rynek komponentów stanowi pochodną rynków wyrobów finalnych (gotowych i już eksploatowanych maszyn i urządzeń).

Na rys. 7-13 przedstawiono w różnej postaci obroty sektora hydrauliki i pneumatyki w ostatnich kilku latach w Niemczech, USA, Japonii i Chinach, a więc głównych graczy tego rynku. Analiza danych świadczy jednoznacznie o aktualnych możliwościach i tendencjach. Należy przy tym zastrzec, że brak jest tu danych bardzo dynamicznych udziałowców tego rynku – Indii oraz Brazylii.

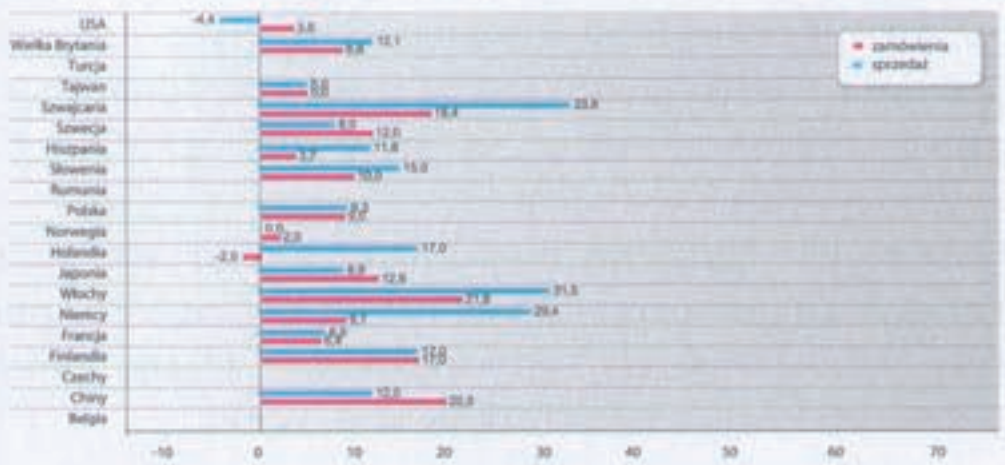
Dynamika sprzedaży i zamówień rynku techniki płynowej

Oprócz danych o sprzedaży wyrobów i usług hydrauliki i pneumatyki w poszczególnych latach na rynkach wewnętrznych, bardzo istotne są informację o panujących tendencjach.

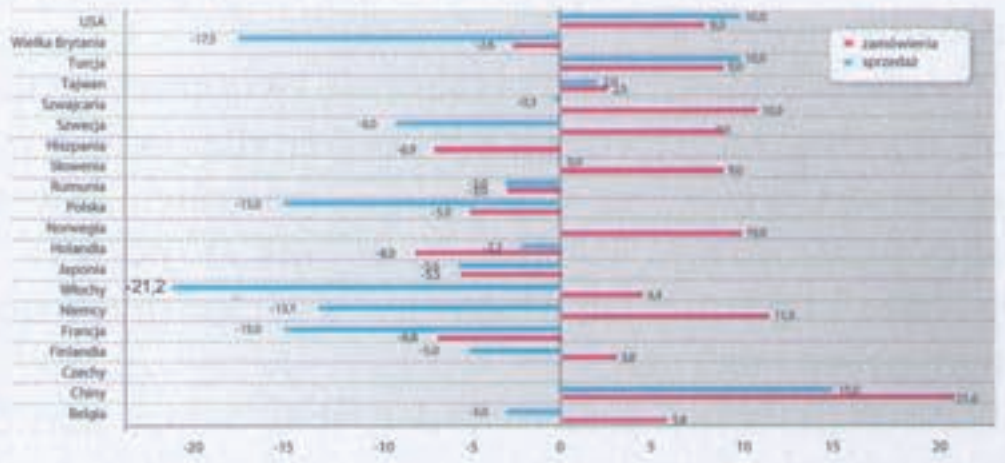
W porozumieniu CETOP i ISC Area Fluid Power dane takie zbiera się co kwartał w firmach i instytucjach zajmujących się produkcją, serwisem, handlem, badaniami i szkoleniem.

Informacje te – po przetworzeniu w krajowych organizacjach – przekazywane są do CETOP, a następnie udostępniane jako informacja zbiorcza krajom członkowskim; te z kolei przekazują je bezpośrednio do firm i instytucji.

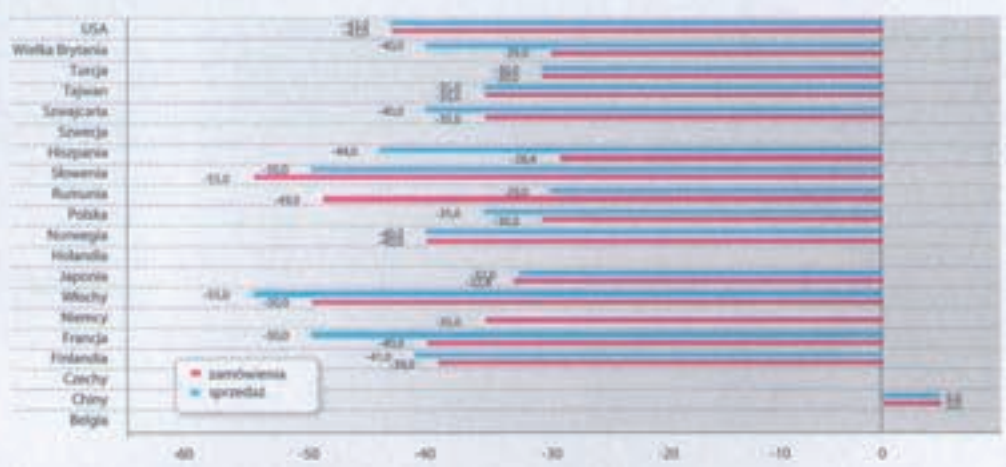
Poniżej przedstawiono dane wskazujące na dynamiczne zmiany na rynku hydrauliki maszynowej (rys. 14-17) i pneumatyki (rys. 18-20).



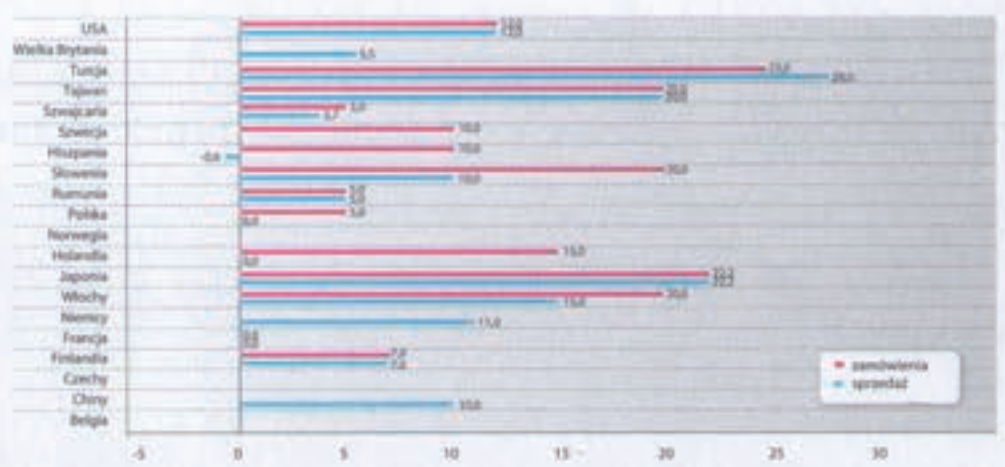
Rys. 14 Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień produktów hydrauliki (styczeń-marzec 2007 r. do 2006 r.) na rynkach krajowych w % [7]



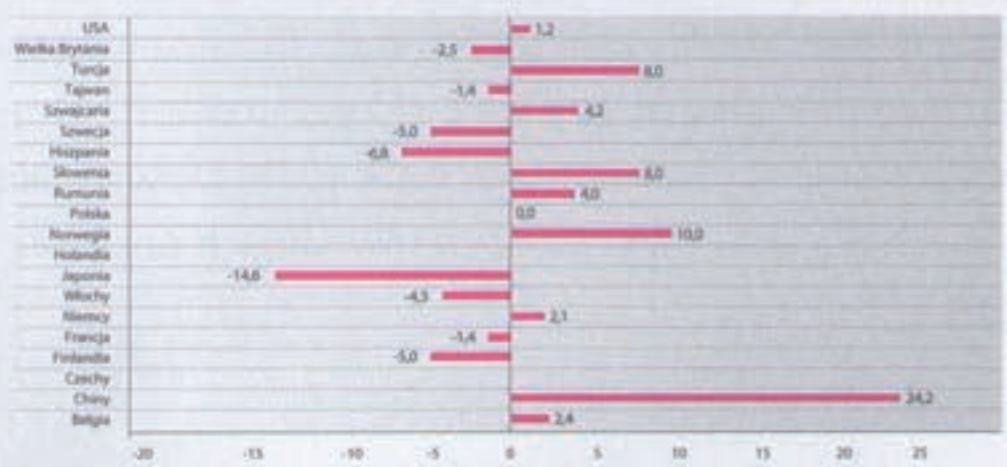
Rys. 15 Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień produktów hydrauliki (styczeń-grudzień 2008 r. do 2007 r.) na rynkach krajowych w % [7]



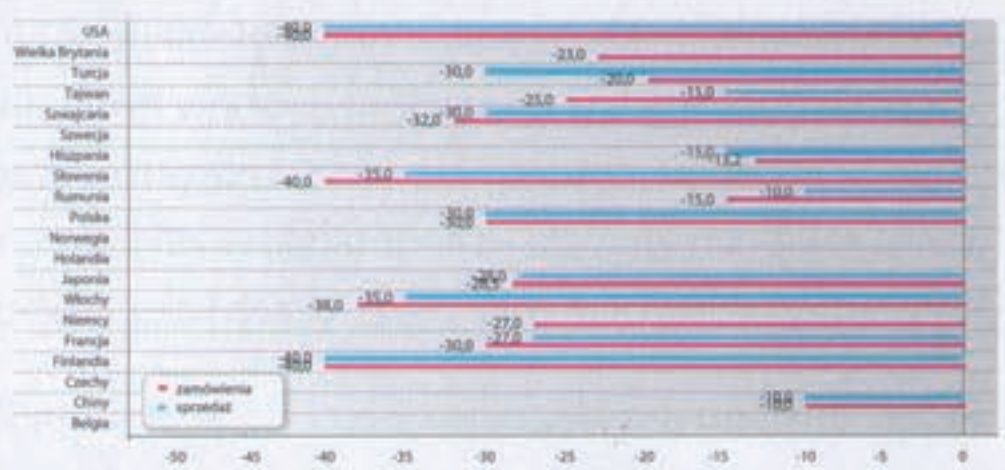
Rys. 16 Rozwój dynamiki sprzedaży i zamówień produktów hydrauliki (rok 2009 do 2008) w % [7]



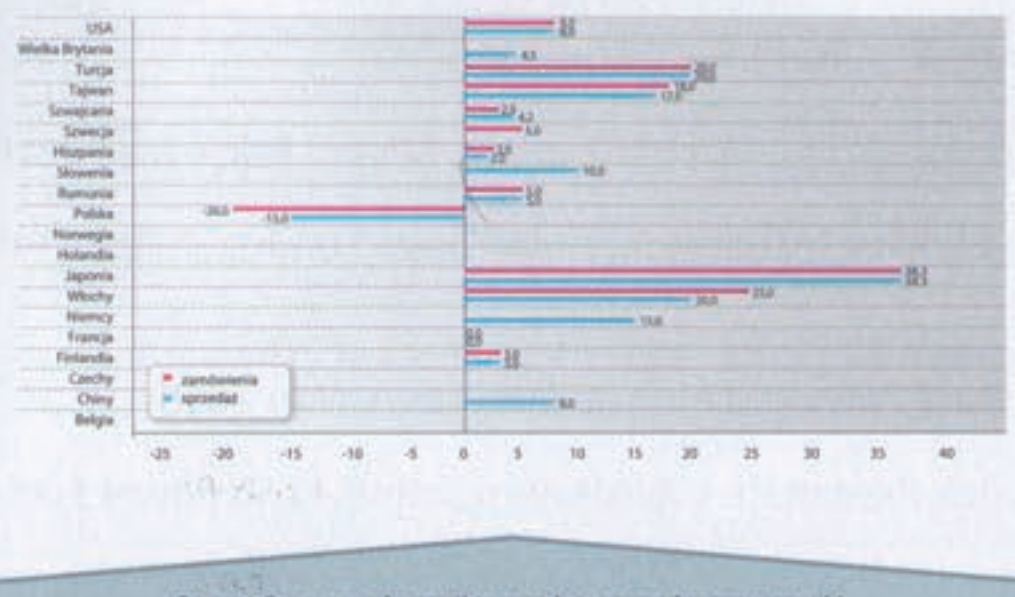
Rys. 17 Prognoza dynamiki sprzedaży i zamówień produktów hydrauliki (rok 2010 do 2009) w % [7]



Rys. 18 Dynamika sprzedaży produktów pneumatyki (rok 2008 do 2007) na rynkach krajowych w % [7]



Rys. 19 Rozwój dynamiki sprzedaży i zamówień produktów pneumatyki (rok 2009 do 2008) w % [7]



Rys. 20 Prognoza dynamiki sprzedaży na rynku pneumatyki (rok 2010 do 2009) w % [7]

Podsumowanie

Jako truizm można uznać stwierdzenie, że posiadanie możliwie szerokiej, aktualnej i wiarygodnej informacji o rynku hydrauliki i pneumatyki jest warunkiem koniecznym do prawidłowego funkcjonowania i rozwoju firm działających w obszarze techniki płynowej. Jest to szczególnie istotne w okresie burzliwych zmian na rynku wyrobów finalnych – maszyn i urządzeń.

Pierwotnym i jedynym źródłem tych informacji są firmy zajmujące się produkcją, serwisem, handlem, projektowaniem i sferą B+R szeroko rozumianego sektora hydrauliki i pneumatyki. Instytucje naukowe i organizacje

samorządu gospodarczego oraz stowarzyszenia naukowo-techniczne mogą jedynie zbierać i przetwarzać takie źródłowe informacje.

Przeszło pięcioletnie doświadczenia związane ze zbieraniem stosownych informacji rynkowych dla potrzeb i według zasad CETOP nie napawają optymizmem. Dostarczanie przez firmy wypełnionych ankiet odbywa się z oporami i opóźnieniami, wymaga wielokrotnych interwencji, próśb i nalegań.

Wszyscy zgodnie jednak twierdzą, że są bardzo zainteresowani takimi informacjami.

Dane statystyczne zbierane i przekazywane przez CETOP i FPISC są bardzo ciekawe i użyteczne, nie obejmują jednak takich potęg, jak Indie, krajów Ameryki Południowej (np. Brazylii), a w Europie m.in. Danii, Austrii i Ukrainy. Wydaje się, że ta sytuacja będzie się powoli zmieniać za sprawą wymienionych wyżej organizacji oraz ponadnarodowych koncernów.

Przedstawiane dane statystyczne dotyczą sprzedaży na rynku krajowym (własna produkcja na rynek krajowy plus import produktów). Nie uwzględniają jednak eksportu, co daje niepełny obraz sytuacji gospodarczej. Pozyskiwanie takich informacji w postaci odrębnych danych co do wartości i asortymentu jest niezwykle trudne, chociaż możliwe, czego dowodem są statystyki ASSOFLUID (Włochy) i VDMA (Niemcy).

Reasumując: będziemy mogli przetrwać kryzys, a może nawet dobrze funkcjonować na rynku hydrauliki i pneumatyki tylko wówczas, gdy poznamy własną pozycję i możliwości innych uczestników tego rynku. ■

dr inż. Henryk Chrostowski
dr inż. Zygmunt Popczyk
dr inż. Jolanta Szadkowska

Politechnika Wrocławska
Wydział Mechaniczny
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

Streszczenie

CETOP (Europejski Komitet ds. Hydrauliki i Pneumatyki) oraz ISC Area Fluid Power zbierają, gromadzą, analizują i udostępniają swoim członkom aktualne dane o rynku. W pracy przedstawiono globalny i europejski rynek maszyn i urządzeń, a w szczególności rynek hydrauliki oraz jego głównych udziałowców: USA, Chiny, Japonię i kraje CETOP.

Pokazano dynamikę przemian rynku globalnego i europejskiego, a także w kilku znaczących w tej dziedzinie krajach. Gwałtowność spadku sprzedaży wyrobów hydrauliki i pneumatyki odniesiono do spadku produkcji maszyn i urządzeń oraz ogólnej sytuacji ekonomicznej gospodarek będących w stanie spowolnienia, recesji bądź kryzysu. Analiza stanu sektora hydrauliki i pneumatyki w kilkunastu najważniejszych krajach opiera się na porównaniach poziomu sprzedaży i zamówień oraz prognozach roku 2008 do roku 2007.

Przedstawiono również najświeższe dane: styczeń-lipiec 2009 do roku 2008.

Literatura

1. **Bolzani A.**: *Global Fluid Power 1998-2008*. Fluid Power Summit. Hannover Mese 21.04.2009.
2. **Bolzani A.**: *Worldwide Fluid Power 2000-2010*. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
3. **Kienzle H. Ch.**: *Economic situation of the German Fluid Power Industry*. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
4. *U.S. Economic Trends and Fluid Power Production*. National Fluid Power Association. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
5. *Fluid Power Industry in Japan*. Japan Fluid Power Association. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
6. *Market Prospect of Fluid Power Industry in China*. China Hydraulics, Pneumatics&Seals Association. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.
7. CETOP and ISC area Fluid Power Home Consumptions (quarterly 2007 to 2010).

Parker Hannifin wprowadził na rynek nową stację przygotowania powietrza Global FRL. Charakteryzuje się ona optymalnymi osiągami przy dużych przepływach oraz zwartej i kompaktowej konstrukcji.

Nowe stacje przygotowania powietrza Global FRL

Myślą przewodnią przy konstrukcji stacji była chęć znacznego obniżenia czasu montażu, a co za tym idzie również kosztów instalacji zespołów przygotowania powietrza, przeznaczonych zarówno dla klientów „pierwszego montażu" – OEM, jak i służb utrzymania ruchu – MRO.

Stacje charakteryzują się małym stosunkiem objętości do parametrów przepływu, co klasyfikuje je jako znakomite do zastosowań, w których mamy do czynienia z ograniczonymi przestrzeniami.

Poszczególne podzespoły stacji montowane są za pomocą opatentowanego przez firmę Parker Hannifin systemu „T-kształtnego" (wersja P32 i P33), który ułatwia i skraca proces montażu.

W standardzie stacje przygotowania powietrza Global FRL wyposażone są w filtry o dokładności 5 μm. Dla niestandardowych zastosowań, tam gdzie np. wymagane jest powietrze pozbawione oleju i mgły olejowej, stosuje się wkłady filtracyjne o charakterystyce 1 lub 0,01 μm. Blok regulacyjny ma możliwość podłączenia kilku regulatorów, mających wspólne zasilanie i niezależne ciśnienia uzyskiwane na wylocie.

Stacje dostępne są w trzech wielkościach przyłączeniowych: ¼", ½" i ¾" w gwintach BSPP oraz NPT – seria Mini P31 – ¼", seria Kompakt P32 – ¼", ½",¾" oraz seria Standard P33 – ½" i ¾". Mogą być wyposażone w zawory łagodnego startu, zawory zrzutowe, regulatory proporcjonalne, zawory odcinające i manometry.

Dzięki globalnemu charakterowi nowego produktu firmy Parker Hannifin każdy klient –niezależnie od miejsca aplikacji stacji Global FRL – ma łatwy dostęp do sieci sprzedaży, a zatem do wsparcia technicznego czy też działu obsługi klienta. Więcej informacji można uzyskać od przedstawicieli Parker Hannifin. ■

Artykuł promocyjny

Parker Hannifin Sp. z o.o.
ul. Równoległa 8
02-235 Warszawa
tel. 22-573-24-00
fax 22-573-24-03
e-mail: warszawa@parker.com
www.parker.com

ALMiG Kompressoren GmbH Tanio, nowocześnie, ekologicznie

Stosując innowacyjne technologie niemieckiej firmy ALMiG, przy wytwarzaniu sprężonego powietrza można zaoszczędzić nawet do 40% kosztów energii.

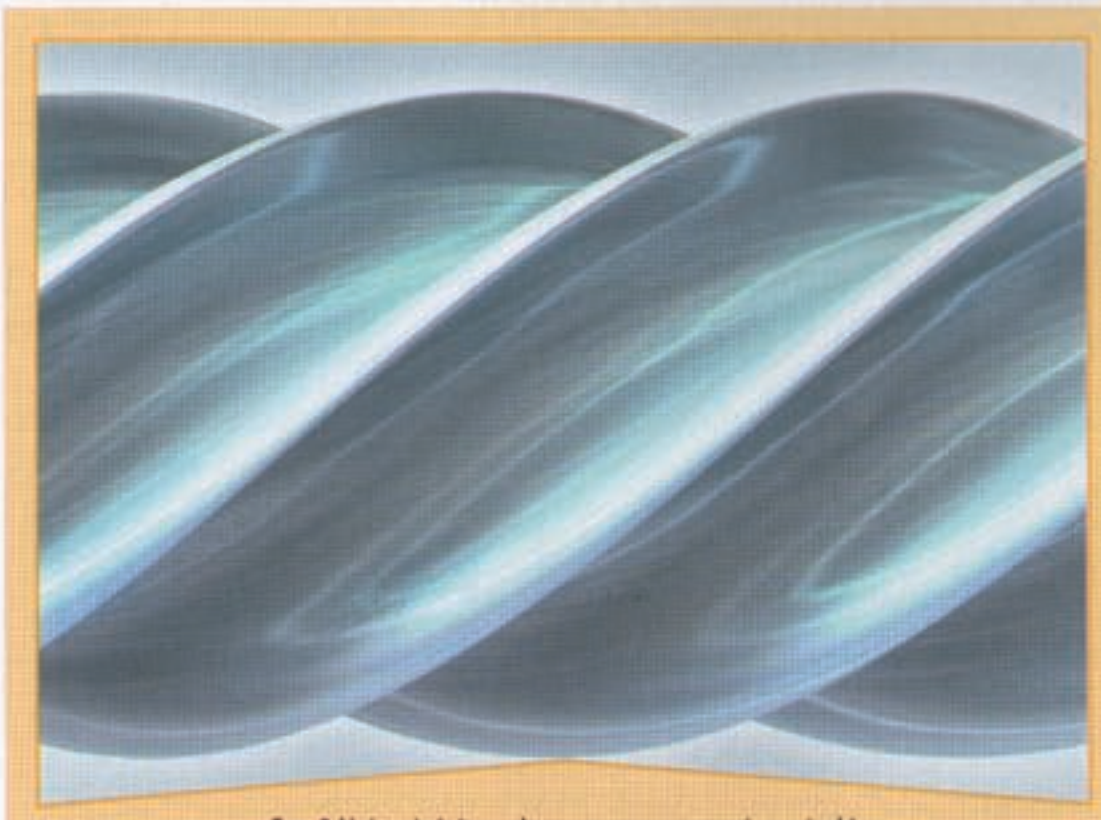
Fot. 1
Innowacyjna, przyjazna środowisku technologia z wtryskiem wody o atrakcyjnej konstrukcji: sprężarka LENTO firmy ALMiG

Każdemu rowerzyście z pewnością przytrafiło się kiedyś przebić oponę. Doświadczony cyklista – aby zlokalizować pęknięcie – wkłada oponę do pojemnika z wodą, a następnie uszczelnia uszkodzenia. Mimo że słabe punkty w zakładach przemysłowych są trudne do wykrycia, to jednak nie oznacza, że ich nie ma. Istnieją, i to na szeroką skalę – z poważnymi konsekwencjami dla zużycia energii i kosztów eksploatacji.

Obszarem, w którym drzemie ogromny potencjał w tym zakresie, jest wytwarzanie sprężonego powietrza. Ze względu na elastyczne możliwości zastosowania technologia ta stanowi prawdziwą alternatywę dla energii elektrycznej i jest powszechnie stosowana. Jednak zużycie energii elektrycznej może stanowić niemal 87% kosztów eksploatacji stacji sprężonego powietrza. Właśnie tu znajduje zastosowanie System Bilansowania Energii (EBS), opracowany przez firmę ALMiG, specjalizującą się w wytwarzaniu sprężarek powietrza.

W ramach trzyetapowego procesu można określić potencjalną oszczędność energii. Pierwszy etap to pomiary: określana jest wydajność podłączonych sprężarek oraz odnotowywane ciśnienie robocze, przez co uzyskuje się obraz działania całego układu sprężonego powietrza. W drugim etapie zebrane dane poddawane są analizie z wykorzystaniem oprogramowania do szacowania, aby uzyskać jasny obraz kosztów energii. W trzecim etapie EBS operator – poprzez symulację – może wpłynąć na zwiększenie wydajności energetycznej, podejmując decyzje dotyczące optymalnej konfiguracji i kontroli działania zakładu. Dzięki EBS, w oparciu o zebrane dane, można zatem symulować różne warianty możliwych rozwiązań. Redukcja kosztów zużycia energii jest zestawiona z szacunkowymi kosztami inwestycyjnymi. Warianty przed i po, udostępniane za pomocą EBS, umożliwiają kierownictwu zakładu podjęcie świadomej decyzji o zwiększeniu wydajności energetycznej.

ALMiG Kompressoren GmbH jest jednym z czołowych dostawców systemów wydajnego wytwarzania sprężonego powietrza. W ofercie firmy znajdują się sprężarki śrubowe, tłokowe i turbosprężarki, jak również programy sterowania oraz urządzenia peryferyjne tworzące kompletne



Fot. 2 Najważniejszy element nowoczesnej sprężarki – śrubowy element sprężarki

Fot. 3 Przykład nowoczesnej stacji sprężonego powietrza z energooszczędnymi sprężarkami firmy ALMiG

Bezpieczna pneumatyka

Produkty o podwyższonym poziomie bezpieczeństwa w użytkowaniu zapobiegają wypadkom przy pracy.

Wypadki przy pracy z urządzeniami zasilanymi sprężonym powietrzem to smutna codzienność wielu zakładów pracy. Stosowanie nieodpowiednio zabezpieczonych pistoletów do przedmuchu, zaworów czy elementów przygotowania sprężonego powietrza może skończyć się uszkodzeniem ciała, trwałym kalectwem, a nawet śmiercią pracownika, nie wspominając już o sankcjach prawnych, jakie czekają pracodawców. Bezpieczeństwo pracy to kwestia priorytetowa, głośno po

owniez możliwosc
eksploatowanych
rzne moduły od-

sprężarek śrubo-
leju stanowią mo-
Z uwagi na tech-
n wody modele te
ć zastosowanie
y wymagane jest
e w 100% pozba-
w przemyśle far-
czy spożywczym.
racowała dla tych
lnie innowacyjne,
dajne rozwiązanie
dy. Zintegrowany,
osuszacz separuje
powietrza, która
czy w sprężarce
zapewniając stałą
ki procesowi kon-

23 roku. Obecnie
przez analizę po-
rędkości oraz od-
dukcji o wyelimi-
rzania sprężonego

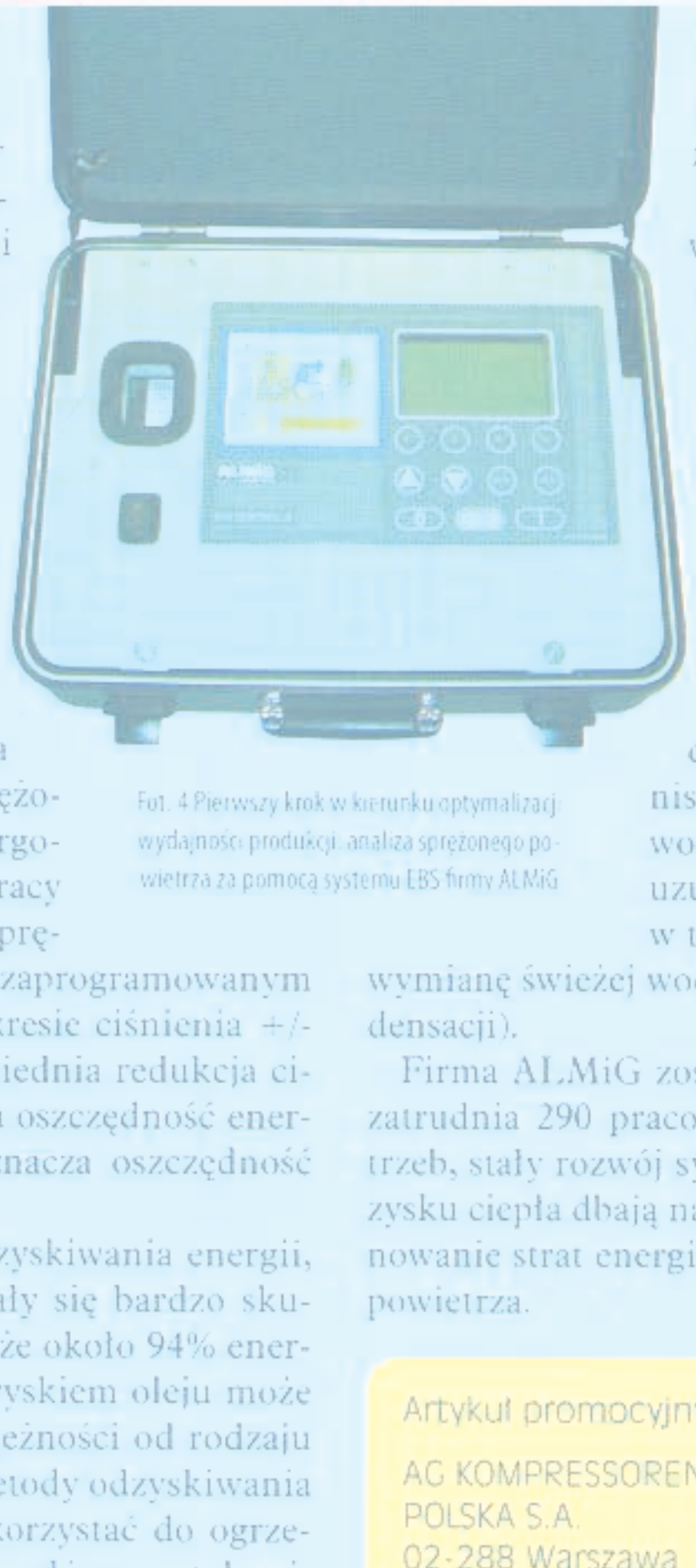
do potrzeb klientów

Firma ALMiG oferuje elastyczność także w ramach własnego asortymentu produktów – choćby w razie potrzeby modyfikacji układów sprężonego powietrza. Np. energooszczędne sprężarki serii FLEX (od 2,2 do 30 kW) i VARIABLE (od 16 do 355 kW) są dostępne w różnych wersjach, z ciśnieniem roboczym od 5 do 13 barów (w odstępach 0,1 bara). Jednocześnie sprężarki te łączą zalety bezstratnego napędu bezpośredniego z możliwością inteligentnej regulacji prędkości obrotowej. Zmiana prędkości silnika umożliwia zużycie tylko takiej ilości energii, jaka jest niezbędna do wytworzenia wymaganej ilości sprężonego powietrza – w związku z tym energooszczędne sprężarki redukują koszty pracy jałowej do minimum. Dodatkowo, sprężarki mogą stale pracować ze wstępnie zaprogramowanym końcowym poziomem ciśnienia w zakresie ciśnienia +/- 0,1 bara, tak aby możliwa była odpowiednia redukcja ciśnienia roboczego w zakładzie i dalsza oszczędność energii. Obniżenie ciśnienia o 1 bara oznacza oszczędność energii od 6 do 8%.

Również rozwiązania w zakresie odzyskiwania energii, oferowane przez firmę ALMiG, okazały się bardzo skuteczne. Opierają się one na założeniu, że około 94% energii zużytej przez stację sprężarki z wtryskiem oleju może być odzyskane w formie ciepła. W zależności od rodzaju układu chłodzenia stosuje się różne metody odzyskiwania energii. Gorące powietrze można wykorzystać do ogrzewania (z zastosowaniem układu przewodów wentylacyj-

z narzędziami pneumatycznymi bezpośrednio na przewodach pneumatycznych przed
w opcji. Istnieje r
wyposażenia już
sprężarek w zewn
zyskiwania energii.
Alternatywę dla
wych z wtryskiem
dele serii LENTO.
nologię z wtryskie
mogą znajdowa
w przypadku, gd
powietrze sprężo
wione oleju – np
maceutycznym
Firma ALMiG o
sprężarek szczeg
energetycznie wy
doprowadzania wo
niskotemperaturowy
wodę ze sprężonego
uzupełnia ubytki ci
w trakcie eksploatacji.
wymianę świeżej wody w układzie (dzię
densacji).

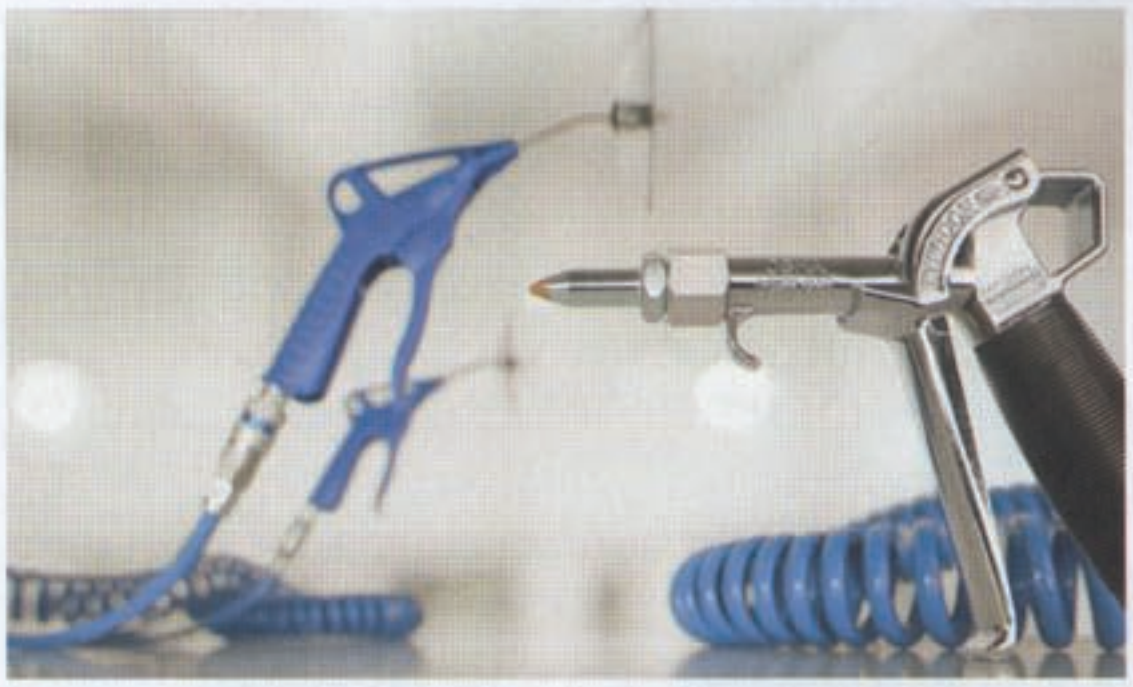
Firma ALMiG została założona w 19
zatrudnia 290 pracowników, którzy po
trzeb, stały rozwój systemów regulacji
zysku ciepła dbają na każdym etapie pro
nowanie strat energii w procesie wytwa
powietrza.

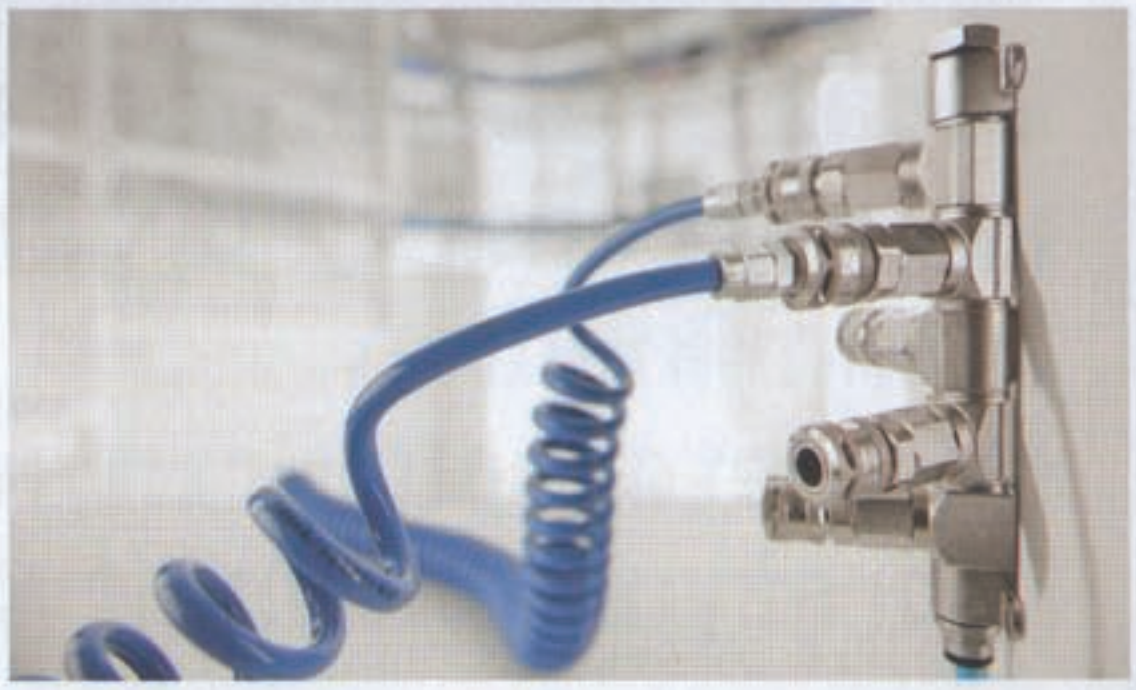


Fot. 4 Pierwszy krok w kierunku optymalizacji wydajności produkcji: analiza sprężonego powietrza za pomocą systemu EBS firmy ALMiG

Artykuł promocyjny

AG KOMPRESSOREN
POLSKA S.A.
02-288 Warszawa





punktem poboru powietrza z instalacji a wężem zasilającym dane urządzenie. W przypadku zadziałania tego zaworu odcięciu ulega tylko to jedno urządzenie – reszta układu pneumatycznego nadal pozostaje pod ciśnieniem. Po wymianie (naprawie) uszkodzonego przewodu przepływ szczątkowy stopniowo uzupełnia ciśnienie, po osiągnięciu którego następuje ponowne otwarcie zaworu.

Zawory bezpieczeństwa

Mają za zadanie automatycznie odprowadzać sprężone powietrze (lub inne media) ze zbiornika ciśnieniowego, jeśli tylko panujące w nim ciśnienie osiągnie lub przekroczy wartość, na którą nastawiony jest zawór. Zawory bezpieczeństwa chronią pracowników, maszyny, a także otoczenie przed skutkami rozerwania zbiorników.

Bezpieczne pistolety do przedmuchu

Pistolety do przedmuchu mogą być przyczyną wielu urazów, zarówno w sposób bezpośredni – od strumienia sprężonego powietrza jak również pośredni – poprzez wydmuchiwane drobne elementy np. wióry. Dlatego stosuje się bezpieczne pistolety – wyposażone w różne dysze, które odpowiednio formują strumień powietrza oraz osłony chroniące przed wiórami.

Bezpieczne szybkozłącza

trza. Przeważnie posiadają odpowietrzenie. Rozłączanie takich szybkozłączy przebiega dwuetapowo. W pierwszym kroku następuje odcięcie ciśnienia zasilającego i upuszczenie ciśnienia pozostałego w przewodzie do atmosfery, przy czym króciec pozostaje zablokowany w gnieździe. Dopiero w drugim kroku zwalniamy blokadę króćca, umożliwiając rozłączenie połączenia. Innym rozwiązaniem są króćce z wbudowanym zaworem zwrotnym, stosowane w połączeniu ze standardowymi szybkozłączami serii NW7,2. W momencie wypięcia króćca zawór zwrotny natychmiast się zamyka, blokując wypływ powietrza pozostałego w przewodzie, co również zapobiega efektowi „wystrzelenia" węża.

Węże, zwijacze, uchwyty do węży

Odporne na uderzenia, wykonane ze stali lub wysokogatunkowych tworzyw sztucznych zwijacze sprawiają, iż wąż jest zawsze chroniony przed uszkodzeniami oraz że znajduje się „na właściwym miejscu". Ponadto, taki wąż nie stanowi już potencjalnej przeszkody dla pracownika, o którą można się potknąć. Zastosowanie zwijaczy przyczynia się zatem do zmniejszenia ilości wypadków przy pracy. ■

Artykuł promocyjny

Tomasz Zadworny
doradca ds. technicznych

zmęczeniowych, jest poważnym problemem znacznej części struktur dynamicznych. Dlatego też poszukuje się różnych metod i środków technicznych, które pozwoliłyby na ograniczenie lub nawet całkowite wyeliminowanie tych drgań.

icznym
matyczną

z tłumikiem
magnetoreologi
i sprężyną pneu

Wprowadzenie

Problematyka redukcji drgań mechanic
wania drganiami stanowi od blisko dwudz
z obszarów działalności naukowo-badaw
Automatyzacji Procesów na Wydziale Inży
nicznej i Robotyki Akademii Górniczo-
Stanisława Staszica w Krakowie. W znac
działalność opiera się na badaniach laborat
rych prowadzenie umożliwia systematycz

znych i stero-
estu lat jeden
czej Katedry
nierii Mecha-
lutniczej im.
znej części ta
oryjnych, któ-

mienie sprężyn pneumatycznych sprawia, że są one stosowane w układach redukcji drgań w parze z tłumikiem, najczęściej o sterowanej sile tłumienia. Zadaniem tłumika jest ograniczenie amplitudy drgań układu dla częstotliwości okołorezonansowych.

Wykorzystując dostępną bazę laboratoryjną, przeprowadzono najpierw badania tłumika MR i sprężyny pneumatycznej, a następnie całego układu redukcji drgań o strukturze równoległej, zbudowanego z tych elementów.

Roman Korzeniowski, Janusz Pluta, Bogdan Sapiński

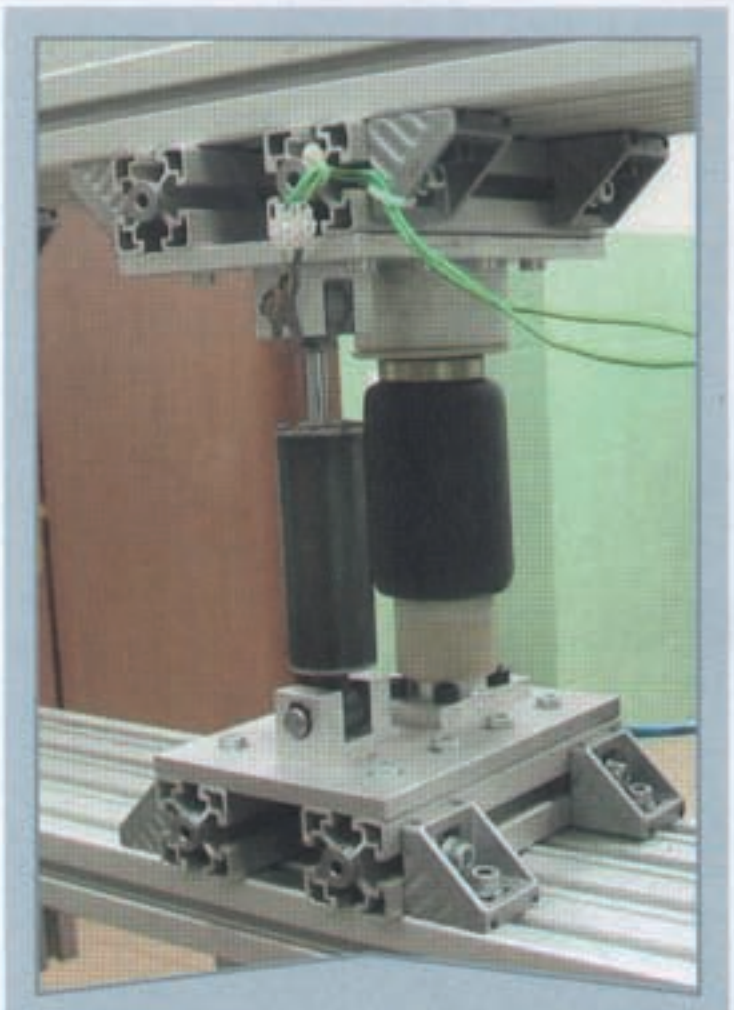
Badania laboratoryjne układu redukcji drgań z tłumikiem magnetoreologicznym i sprężyną pneumatyczną

Występowanie drgań elementów konstrukcji, prowadzących do zakłóceń w funkcjonowaniu urządzeń, a w dalszej perspektywie do uszkodzeń zmęczeniowych, jest poważnym problemem znacznej części struktur dynamicznych. Dlatego też poszukuje się różnych metod i środków technicznych, które pozwoliłyby na ograniczenie lub nawet całkowite wyeliminowanie tych drgań.

Wprowadzenie

Problematyka redukcji drgań mechanicznych i sterowania drganiami stanowi od blisko dwudziestu lat jeden z obszarów działalności naukowo-badawczej Katedry Automatyzacji Procesów na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej im. Stanisława Staszica w Krakowie. W znacznej części ta działalność opiera się na badaniach laboratoryjnych, których prowadzenie umożliwia systematycznie rozwijana baza laboratoryjna. W ramach prowadzonych prac zbadano szereg układów redukcji drgań o różnej strukturze, wykorzystując m.in. elementy: hydrauliczne i elektrohydrauliczne, pneumatyczne i elektropneumatyczne, elektromagnetyczne itd. Najnowsze badania laboratoryjne przeprowadzono dla układów zbudowanych ze sprężyn pneumatycznych i tłumików MR.

Sprężyny pneumatyczne posiadają wiele zalet, które sprawiły, że elementy te są coraz częściej stosowane w układach redukcji drgań takich obiektów, jak: zawieszenia pojazdów kołowych i szynowych, siedziska kierowców i operatorów maszyn etc. Ważną zaletą układów redukcji drgań z wbudowanymi sprężynami pneumatycznymi jest mała częstotliwość drgań własnych (zwykle < 2 Hz). Istotną zaletą jest także możliwość dostosowania położenia obiektu wibroizolowanego do aktualnego obciążenia, tak aby utrzymać stałą wartość ugięcia statycznego sprężyny. Małe tłumienie sprężyn pneumatycznych sprawia, że są one stosowane w układach redukcji drgań w parze z tłumikiem, najczęściej o sterowanej sile tłumienia. Zadaniem tłumika jest ograniczenie amplitudy drgań układu dla częstotliwości okołorezonansowych.



Rys. 1 Układ redukcji drgań: 1 – pomost dolny, 2 – tłumik MR, 3 – sprężyna pneumatyczna, 4 – pomost górny

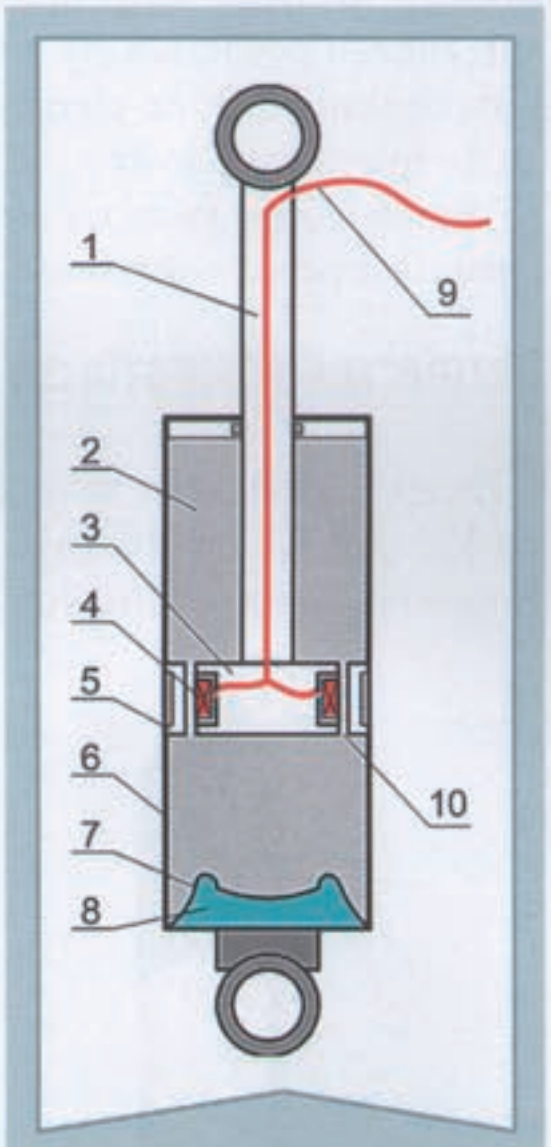
Wykorzystując dostępną bazę laboratoryjną, przeprowadzono najpierw badania tłumika MR i sprężyny pneumatycznej, a następnie całego układu redukcji drgań o strukturze równoległej, zbudowanego z tych elementów.

Układ redukcji drgań i stanowisko badawcze

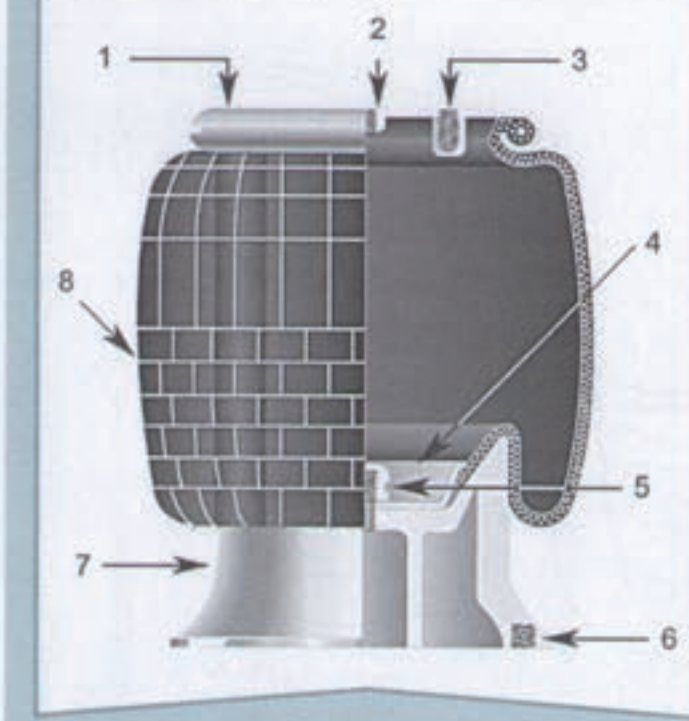
Układ redukcji drgań (rys. 1) zbudowano z liniowego tłumika MR typu RD 1005-3 (Lord, 2008) i sprężyny pneumatycznej (siłownika workowego) typu EBS-80-110 (Festo, 2008).

Oba elementy są produkowane seryjnie. Wykorzystanie takich elementów pozwoliło zrealizować układ wibroizolacji, umożliwiający dostosowywanie się do aktualnego obciążenia oraz kształtowanie charakterystyki przenoszenia drgań.

Budowa tłumika MR (rys. 2) jest zbliżona do budowy zwykłego amortyzatora hydraulicznego. Podczas względnego ruchu tłoka 3 i tłoczyska 1 względem cylindra 6 ciecz robocza 2 przepływa między komorami roboczymi przez szczelinę pierścieniową 10 wykonaną w tłoku. Zabudowana w tłoku cewka sterująca 4 umożliwia zmianę oporu przepływu przez szczelinę cieczy MR. Cewka zasilana jest napięciem stałym 12 V. Natężenie prądu w cewce



Rys. 2 Schemat konstrukcyjny tłumika MR: 1 – tłoczysko, 2 – ciecz MR, 3 – tłok, 4 – cewka sterująca, 5 – pierścień z uszczelnieniem, 6 – cylinder, 7 – membrana, 8 – azot, 9 – przewód elektryczny, 10 – szczelina



Rys. 3 Schemat konstrukcyjny siłownika workowego

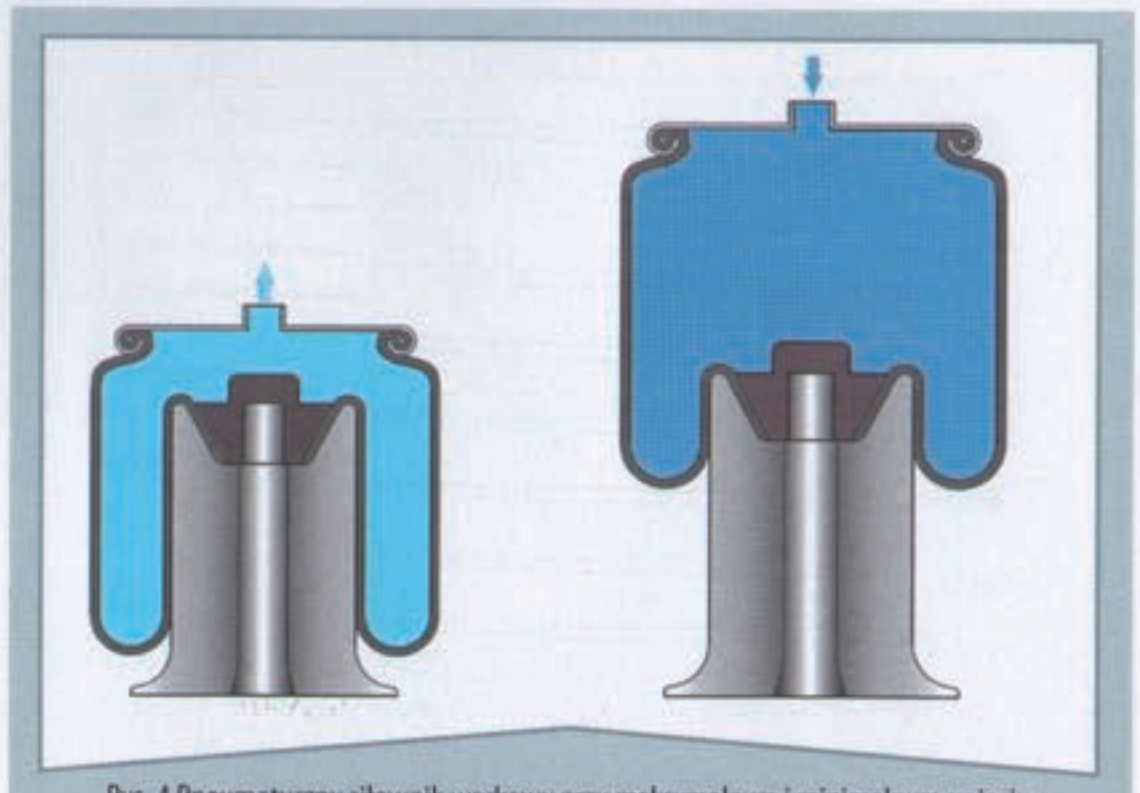
może być zmieniane w zakresie od 0 do 2 A. Dla skokowej zmiany natężenia prądu od 0 do 1 A, przy stałej prędkości tłoka względem cylindra równej 0,05 m/s, stała czasowa wyznaczona dla punktu charakterystyki, w którym osiąga ona 90% wartości zadanej, wynosi 25 m/s. Maksymalny skok tłoka tłumika RD 1005-3 wynosi 52,6 mm.

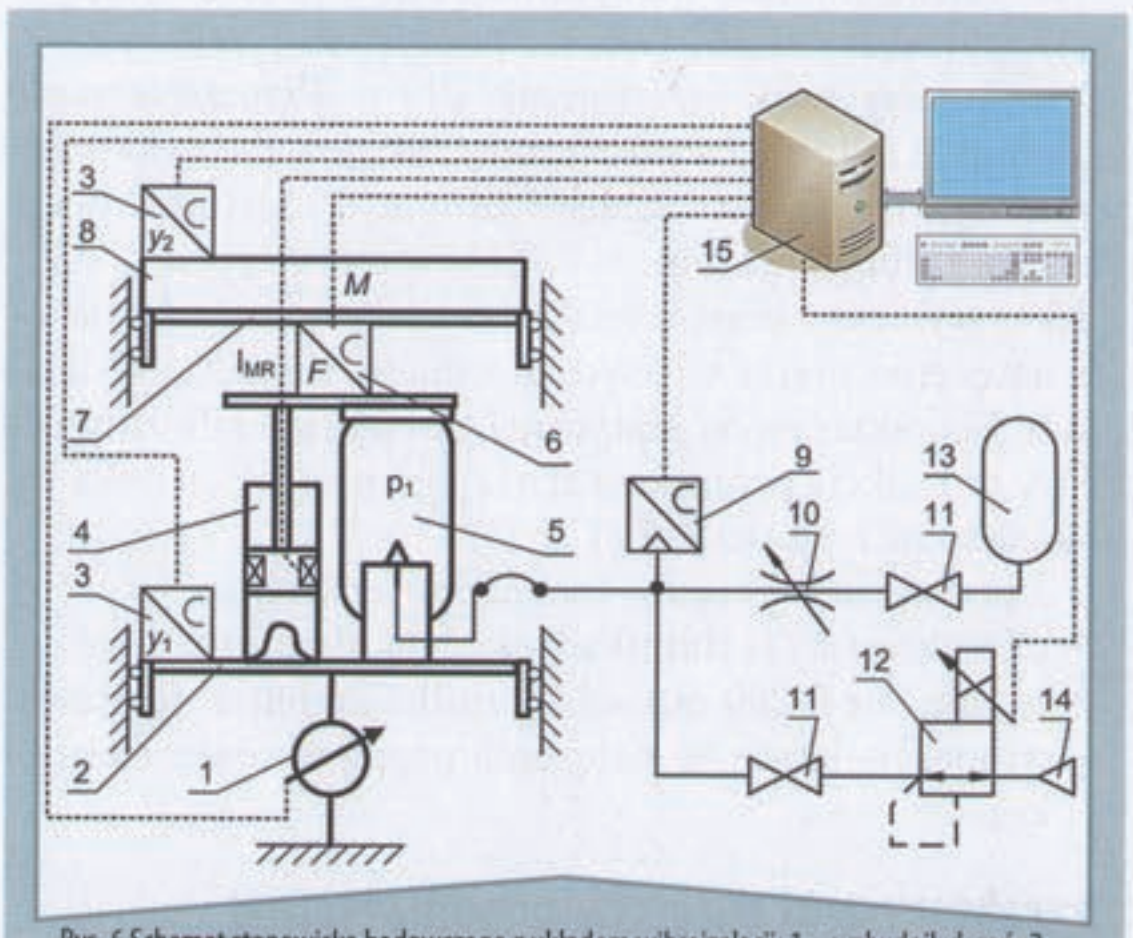
Zastosowana w badaniach sprężyna pneumatyczna jest typowym siłownikiem workowym z elastyczną zewnętrzną powłoką 8 przewijaną na sztywnej stopie 7, pełniącej funkcję tłoka (rys. 3). Komora robocza siłownika zamknięta jest od góry pokrywą 1, w której znajdują się gwintowane otwory mocujące 3 i otwór przyłączeniowy 2 do podłączenia przewodu pneumatycznego doprowadzającego sprężone powietrza. Dolna część komory jest zamknięta pokrywą 4, przykręconą nakrętką 5 do tłoka 7. Do mocowania tłoka 7 do podłoża służą gwintowane otwory mocujące 6. Siłownik może pracować jako sprężyna pneumatyczna (rys. 4) przy maksymalnym ugięciu 110 mm (od wysokości maksymalnej do 205 mm do minimalnej 95 mm). Zakres ciśnienia w komorze siłownika, wynoszący od 0,09 do 0,8 MPa, umożliwia pracę z obciążeniem w zakresie od 0,25 do 2,25 kN. Przy spadku ciśnienia w komorze roboczej poniżej 0,09 MPa następuje zaciśnięcie elastycznej powłoki 8 na tłoku 7, powodujące trwałe unieruchomienie sprężyny. W zakresie dopuszczalnych przemieszczeń tłoka 7 względem pokrywy 1 objętość robocza sprężyny pneumatycznej jest proporcjonalna do jej ugięcia.

Układ redukcji drgań, złożony z tłumika MR i sprężyny pneumatycznej o strukturze równoległej, zainstalowano w stanowisku badawczym (rys. 5), znajdującym się w Laboratorium Układów i Struktur Dynamicznych Katedry Automatyzacji Procesów AGH. Podstawowym elementem stanowiska jest elektrohydrauliczny wzbudnik drgań 1, sterowany dwustopniowym serwozaworem przepływowym 5. Wzbudnik 1, połączony tłoczyskiem z pomostem dolnym 2, umożliwia wykonywanie jego oscylacyjnych ruchów o zadanym kształcie (np. sinusoidalnym, trójkątnym itp.) oraz częstotliwości i amplitudzie.

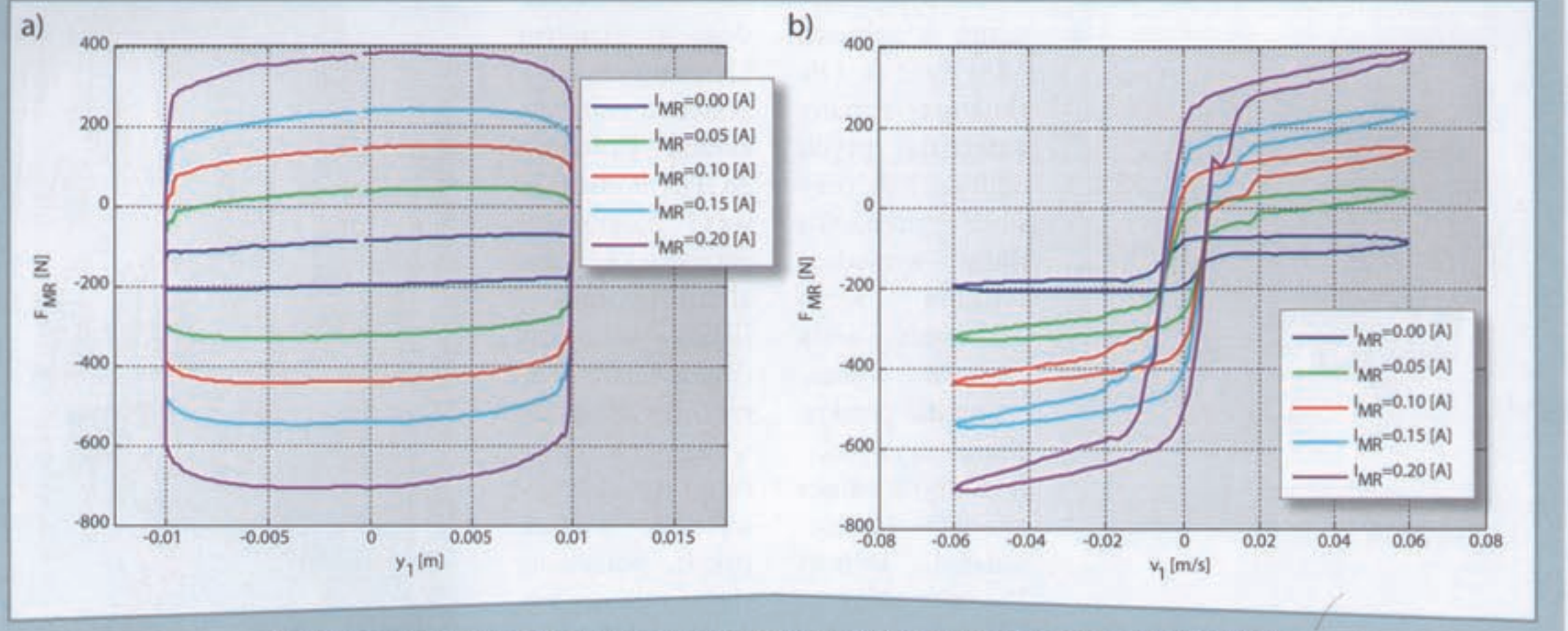
Rys. 5 Stanowisko badawcze z układem redukcji drgań:
1 – wzbudnik drgań, 2 – pomost dolny,
3 – układ redukcji drgań, 4 – pomost górny,
5 – serwozawór elektrohydrauliczny

Zastosowane w stanowisku elementy mocujące pozwalają na prowadzenie badań całego układu redukcji drgań oraz oddzielnie sprężyny pneumatycznej 5 i tłumika MR 4 (rys. 6). Do pomiaru położenia pomostu 2 oraz pomostu wibroizolowanego 7 (o całkowitej masie M) wykorzystano magnetostrykcyjne przetworniki przemieszczeń 3. Sterowanie ciśnieniem sprężyny pneumatycznej 5 odbywa się przy użyciu elektropneumatycznego zaworu proporcjonalnego 12 oraz przetwornika ciśnienia 9. Do akwizycji danych i sterowania wykorzystano komputer 15 z kartą wejść-wyjść AC/CAm pracujący pod kontrolą MS Windows XP w środowisku LABView.


Rys. 4 Pneumatyczny siłownik workowy przy maksymalnym i minimalnym ugięciu (minimalnej i maksymalnej wysokości)



Rys. 6 Schemat stanowiska badawczego z układem wibroizolacji: 1 – wzbudnik drgań, 2 – pomost dolny, 3 – przetworniki przemieszczenia, 4 – tłumik MR, 5 – sprężyna pneumatyczna, 6 – tensometryczny przetwornik siły, 7 – pomost górny, 8 – płyta obciążająca, 9 – przetwornik ciśnienia, 10 – zawór dławiący, 11 – zawory odcinające, 12 – proporcjonalny zawór redukcyjny, 13 – zbiornik, 14 – źródło zasilania pneumatycznego, 15 – komputer pomiarowo-sterujący



Rys. 7 Charakterystyki tłumika MR dla wymuszenia sinusoidalnego o częstotliwości 1 Hz i amplitudzie 10 mm: a) FMR(*y*), b) FMR(*v*)

Badania laboratoryjne

Program badań laboratoryjnych obejmował przeprowadzenie trzech eksperymentów. Pierwszy eksperyment wykonano dla tłumika MR, po wymontowaniu sprężyny pneumatycznej z układu redukcji drgań (rys. 1). Drugi eksperyment przeprowadzono dla sprężyny pneumatycznej (po wymontowaniu z układu tłumika MR), a trzeci z układem redukcji drgań o strukturze równoległej, składającym się ze sprężyny pneumatycznej i tłumika MR (rys. 1, 5 i 6).

Celem badań było wyznaczenie charakterystyk:

- tłumika MR
- sprężyny pneumatycznej
- układu redukcji drgań.

Charakterystyki tłumika magnetoreologicznego

Do badań tłumika MR zablokowano pomost górny 7 (rys. 6). Między tłumikiem 4 i pomostem 7 zainstalowano tensometryczny przetwornik siły 6. Przemieszczenie y_1 pomostu dolnego (wymuszenie) realizowane było przez wzbudnik 1 sygnałem sinusoidalnym o częstotliwości 1 Hz i amplitudzie 10 mm.

Eksperymenty przeprowadzono dla założonych wartości natężenia prądu w cewce sterującej tłumika. Wyznaczone charakterystyki statyczne, obrazujące siłę tłumika FMR w funkcji przemieszczenia y_1 i prędkości tłoka v_1, pokazano na rysunkach 7a i 7b.

Na podstawie wykresów można stwierdzić, że:

- charakterystyki tłumika wykazują histerezę
- w zakresie 0-200 mA siła tłumika zmienia się prawie proporcjonalnie do natężenia prądu w cewce sterującej.

Charakterystyki sprężyny pneumatycznej

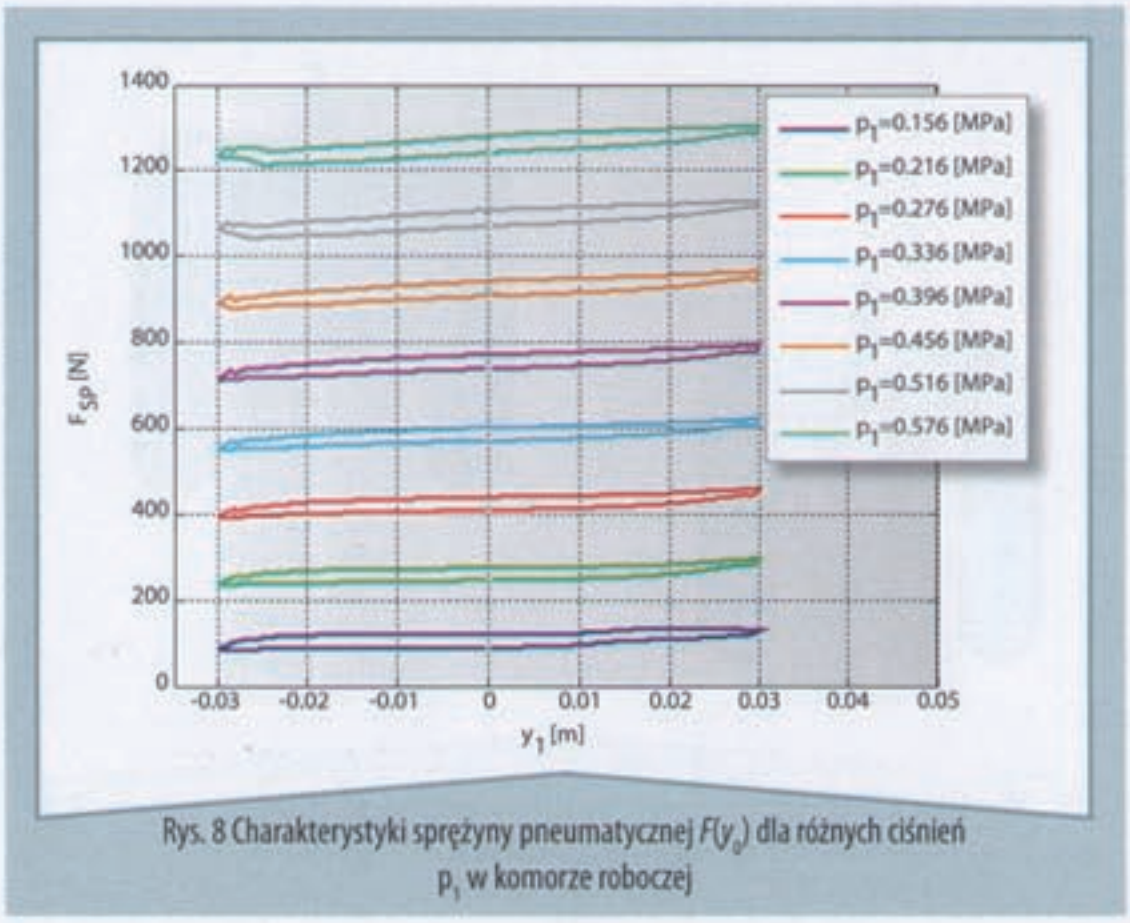
Do badań sprężyny pneumatycznej, podobnie jak w przypadku tłumika MR, zablokowano pomost górny 7 stanowiska (rys. 6). Dodatkowo między sprężyną 5 a pomostem górnym 7 zamontowano przetwornik siły 6. Przemieszczenie y_1 pomostu dolnego 2 realizowane było przez wzbudnik drgań 1 sygnałem trójkątnym o częstotliwości 0.05 Hz i amplitudzie 30 mm. Eksperymenty przeprowadzono dla założonych wartości ciśnienia p_1 w komorze roboczej sprężyny. Na podstawie danych z eksperymentów wyznaczono charakterystyki statyczne sprężyny FSP (rys. 8 i 9).

Na podstawie wyników badań można stwierdzić, że:

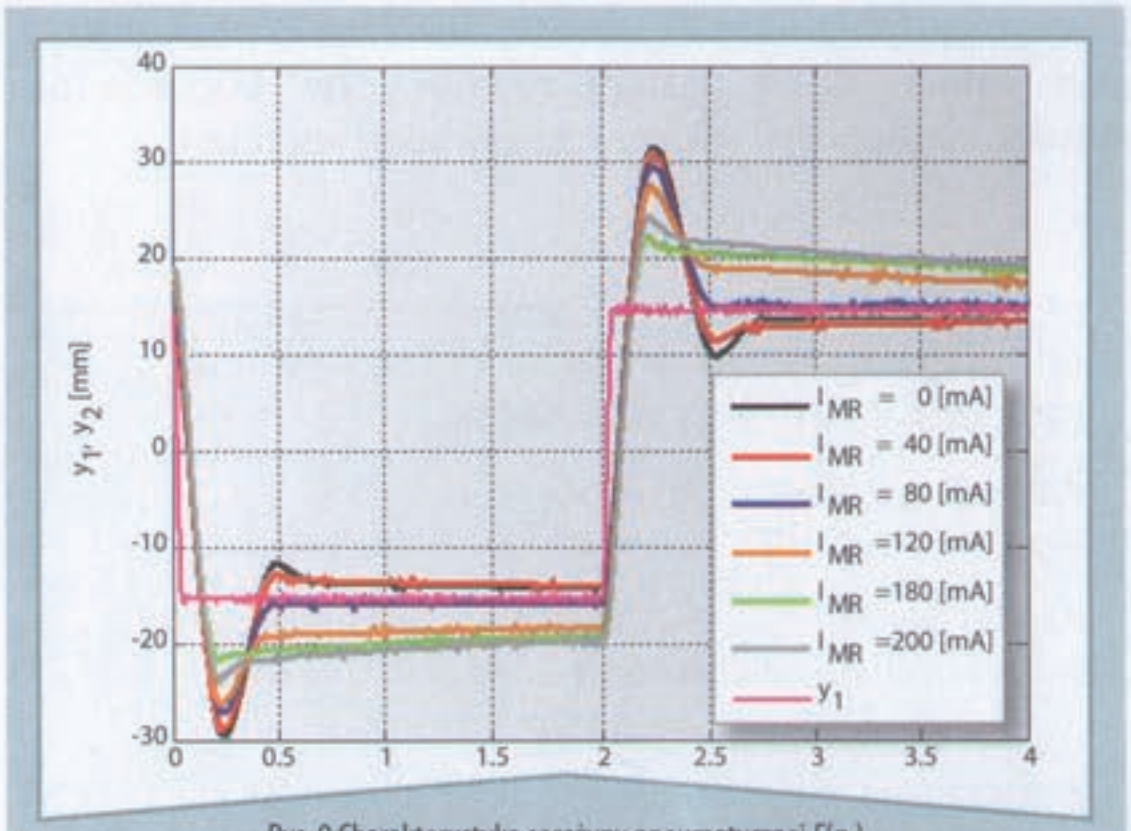
- w badanym zakresie ciśnienia w komorze roboczej siła oddziaływania sprężyny pneumatycznej zmienia się proporcjonalnie ze zmianą jego wartości
- charakterystyki wykazują niewielką histerezę
- ze wzrostem ciśnienia w komorze roboczej nieznacznie rośnie wpływ ugięcia sprężyny na siłę jej oddziaływania.

Charakterystyki układu redukcji drgań

Dla stwierdzenia przydatności badanego układu redukcji drgań (składającego się ze sprężyny pneumatycznej



Rys. 8 Charakterystyki sprężyny pneumatycznej $F(y_0)$ dla różnych ciśnień p_1 w komorze roboczej



Rys. 9 Charakterystyka sprężyny pneumatycznej $F(p_1)$
Wykresy z rys. 8 obrazują siłę oddziaływania sprężyny F_{sp} w funkcji ugięcia y_1. Wykresy z rysunku 9 przedstawiają siłę oddziaływania sprężyny F_{sp} w funkcji ciśnienia p_1, wyznaczoną przy unieruchomionych pomostach 2 i 7 (odległość między pomostami była równa połowie maksymalnej wysokości sprężyny).

i tłumika MR przedstawionego na rys. 1) w konkretnych aplikacjach, istotne jest poznanie jego właściwości dynamicznych.

Eksperyment z układem redukcji drgań obejmował dwa etapy. Badania w ramach pierwszego etapu polegały na pomiarze odpowiedzi $y = y_1 - y_2$ układu wibroizolacji na wymuszenie y_1 o charakterze skokowym, dla różnych wartości natężenia prądu IMR w cewce sterującej tłumika. Podczas tych badań uwolniony pomost górny 7 wraz z dodatkową płytą 8 posiadał całkowitą masę 150 kg (rys. 6). Wyniki tych badań zestawiono na rys. 10.

Na podstawie analizy wyników pomiarów można stwierdzić, że:

- układ charakteryzuje tłumienie podkrytyczne dla $I_{MR} < 80$ mA, krytyczne dla $I_{MR} = 80$ mA i nadkrytyczne dla $I_{MR} > 80$ mA
- dla $I_{MR} = 200$ mA odpowiedź układu wibroizolacji traci charakter harmoniczny
- dla tłumienia nadkrytycznego czas dochodzenia układu do położenia zadanego jest długi
- dla założonych wartości natężenia prądu sterującego układ charakteryzuje się uchybem statycznym wynoszącym około 5 mm.

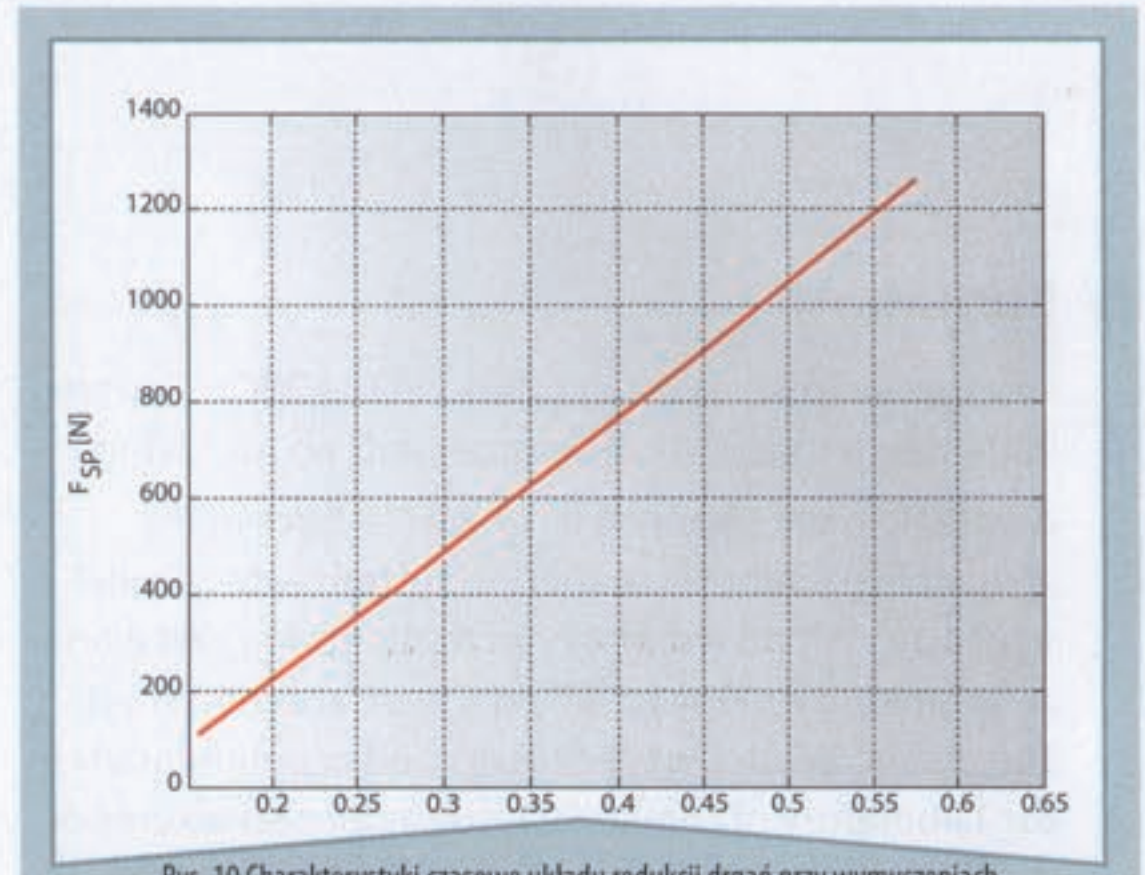
Celem badań przeprowadzonych w drugim etapie było wyznaczenie charakterystyki amplitudowej układu wibroizolacji dla ustalonych, różnych wartości natężenia prądu I_{MR} sterującego w cewce tłumika. W trakcie badań mierzono przemieszczenie y_1 pomostu dolnego 2, napędzanego wzbudnikiem drgań 1, oraz przemieszczenie y_2 pomostu górnego 7 o masie całkowitej 150 kg. Do testów wykorzystano sygnał sinusoidalny o modulowanej częstotliwości w zakresie 0,1-12 Hz i amplitudzie 15 mm. Wyniki badań przedstawiono na rys. 11.

Na podstawie wyznaczonych charakterystyk można stwierdzić, że:

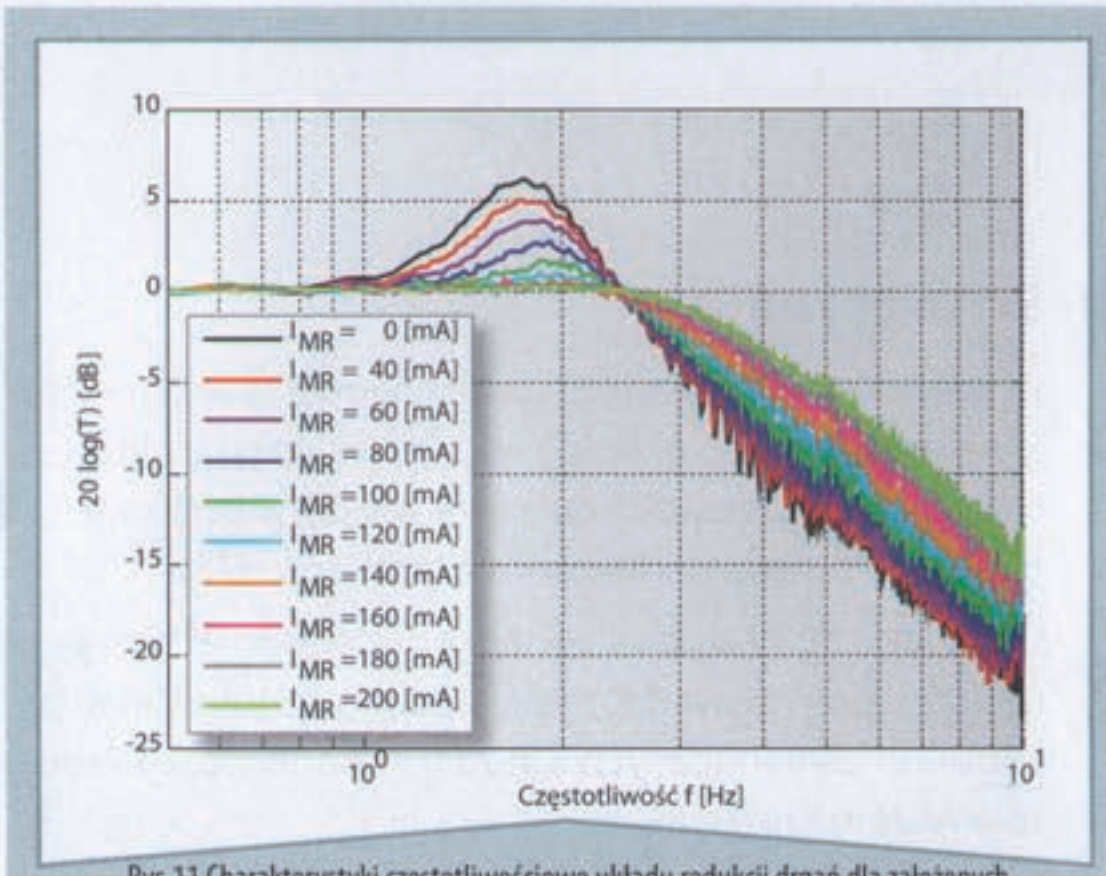
- częstotliwość drgań własnych układu wibroizolacji wynosi około 1,75 Hz
- dla $I_{MR} = 0$ amplituda przewyższenia rezonansowego wynosi około 6,1 dB
- dla $I_{MR} > 120$ mA oraz $f < 2.5$ Hz charakterystyka amplitudowa przyjmuje wartość 0 dB, co jest cechą charakteryzującą idealne układy wibroizolacji
- dla $f > 2.5$ Hz widoczne jest wyraźne pogorszenie właściwości wibroizolacyjnych układu (np. dla $f = 5$ Hz amplituda przemieszczenia bryły chronionej (pomostu 7) dla $I_{MR} = 200$ mA jest o około 7 dB większa w porównaniu z przypadkiem $I_{MR} = 0$ mA).

Podsumowanie

Badania laboratoryjne tłumika MR, sprężyny pneumatycznej i układu redukcji drgań o strukturze równoległej, zbudowanego z tych elementów, przeprowadzono zgodnie z uprzednio opracowanym programem. Uzyskane wyniki umożliwiły w pierwszej kolejności wyznaczenie podstawowych parametrów i charakterystyk pracy tłumika MR i sprężyny pneumatycznej. Ich znajomość



Rys. 10 Charakterystyki czasowe układu redukcji drgań przy wymuszeniach skokowych dla założonych wartości natężenia prądu w cewce sterującej



Rys.11 Charakterystyki częstotliwościowe układu redukcji drgań dla założonych wartości natężenia prądu w cewce sterującej; T – współczynnik przenoszenia drgań

pozwoliła ustalić, jaki mają one wpływ na kształtowanie charakterystyk dynamicznych semiaktywnego układu redukcji drgań o strukturze równoległej. Natężenie prądu I_{MR} sterujące tłumikiem MR ma wyraźny wpływ na kształtowanie charakterystyk dynamicznych badanego układu.

Na charakterystyce amplitudowej, w zakresie częstotliwości rezonansowej układu, widoczne jest wyraźne obniżenie amplitudy drgań o ponad 6 dB. Dla tych samych wartości natężenia prądu I_{MR}, przy częstotliwościach okołorezonansowych, widoczna jest poprawa właściwości wibroizolacyjnych, natomiast dla wyższych częstotliwości drgań widoczne jest ich wyraźne pogorszenie. Podstawową zaletą wybranej do badań sprężyny pneumatycznej jest jej wpływ na częstotliwość rezonansową wynoszącą f = 1,75 Hz. Charakterystyka zastosowanej sprężyny sprawia, że częstotliwość rezonansowa będzie się zmieniać w niewielkim stopniu wraz ze zmianą masy bryły obciążającej, przy założeniu, że nastąpi równocześnie odpowiednia zmiana ciśnienia p_1 w komorze roboczej sprężyny. ■

dr inż. Roman Korzeniowski, dr inż. Janusz Pluta, prof. dr hab. inż. Bogdan Sapiński

Katedra Automatyzacji Procesów
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

roman.korzeniowski@agh.edu.pl
janusz.pluta@agh.edu.pl
bogdan.sapinski@agh.edu.pl

Pracę wykonano w ramach realizacji projektu badawczego nr N501 0366964, finansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

1. **Konieczny J., Ornacki R., Pluta J.**: *Stanowisko do badań sterowanych układów redukcji drgań*, IV Szkoła Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałasu, Referaty recenzowane. Kraków-Krynica kwiecień 1999.
2. **Sapiński B.**: *Magnetorheological Dampers for Vibration Control*. Wydawnictwa Naukowo Dydaktyczne AGH 2006.
3. **Korzeniowski R., Pluta J.**: *Badania laboratoryjne hybrydowego układu zawieszenia pojazdu*, Pneumatyka, dwumiesięcznik naukowo-techniczny nr 5/2006.
4. Lord Lord Materials Division, Rheonetic RD-1005-3 MR Damper, Product Bulletin Lord Corporation 2008.
5. Festo, *Siłowniki mieszkowe EB/EBS*: http://www.festo.com/cat/pl_pl/data/doc_pl/PDF/PL/EB_PL.PDF, Produkty 2008.
6. **Konieczny J., Pluta J.**: *Laboratorium układów i struktur dynamicznych z elementami płynowymi*, Hydraulika i Pneumatyka, dwumiesięcznik naukowo-techniczny nr 5/2008.
7. **Pluta J., Rączka W., Sibielak M.**: *Tłumik hydrauliczny z zaworem dławiącym sterowanym stosem piezoelektrycznym*, Hydraulika i Pneumatyka, dwumiesięcznik naukowo-techniczny nr 4/2008.

Streszczenie

W artykule przedstawiono podstawowe charakterystyki semiaktywnego układu redukcji drgań o strukturze równoległej, składającego się ze sprężyny pneumatycznej i tłumika magnetoreologicznego (MR).

Charakterystyki wyznaczono na podstawie eksperymentów przeprowadzonych w Laboratorium Układów i Struktur Dynamicznych Katedry Automatyzacji Procesów AGH w Krakowie.

Summary

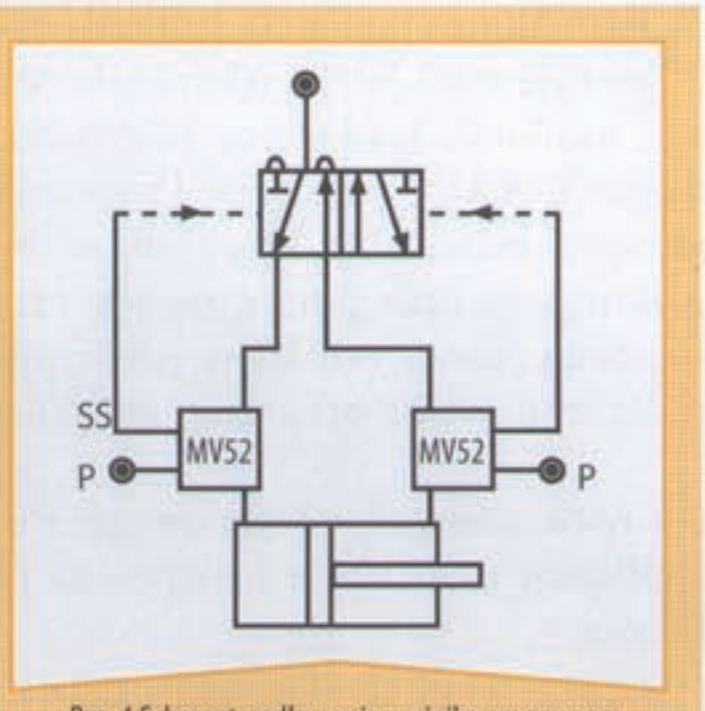
Laboratory Testing of a Vibration REDUCTION System with magnetoreological Damper anD an Air Spring

Abstract: In the paper basic characteristics of the semi-active vibration reduction system with parallel structure, composed of a pneumatic spring and a linear magnetorheological (MR) damper, are presented. The characteristics were determined experimentally in the Laboratory of Dynamic Systems and Structures of the Department of Process Control, AGH-University of Science and Technology in Cracow.

Często w automatyce wymagany jest stały, cykliczny ruch siłownika po podaniu powietrza na układ.

Czujnik progowy MV 52 CMATIC

Rys. 1 -3 Zasada działania czujnika



Rys. 4 Schemat podłączenia czujnika progowego

W konwencjonalnym układzie pneumatycznym – sterowanym elektrycznie lub pneumatycznie – trzeba było zastosować wiele elementów, by siłownik przesuwał się w jedną stronę, po czym wracał do punktu wyjściowego.

Czujnik progowy MV 52 wykrywa spadek ciśnienia w siłowniku i sygnalizuje to sygnałem (*s*). Gdy tłok wykona swój skok (nie ma więcej przeciwnego ciśnienia dostępnego w siłowniku), sygnał *s* przekazywany jest do zaworu sterującego zmianą kierunku ruchu tłoka siłownika. Jedyny wymagany warunek jest taki, by tłok dokończył swój skok – nie występują bowiem pozycje pośrednie. Czujnik progowy MV 52 jest szczególnie przydatny, kiedy jest zainstalowany bezpośrednio na siłowniku. Możliwe jest też zastosowanie zaworów zwrotno-dławiących w tych czujnikach, w celu regulacji prędkości siłownika w obu kierunkach. Czujniki wykonywane są w trzech wielkościach przyłącza: 1/8", 1/4", 3/8".

Zastosowanie czujnika progowego MV 52 minimalizuje liczbę zastosowanych elementów w układzie, co w efekcie znacznie poprawia jego niezawodność i ogranicza koszty. Nie jest wymagana żadna regulacja czujnika. Jego niewielkie rozmiary oraz możliwość montowania na siłowniku sprawiają, iż układ zajmuje mniej miejsca w maszynie i – co najistotniejsze – można uzyskać większe prędkości działania siłownika. ■

Artykuł promocyjny

Elektro-Automatic
ul. Elizy Orzeszkowej 64
05-820 Piastów k. Warszawy

Nowy piGRIP™ oferuje oszczędność energii i kosztów

Linie pakujące mogą uzyskać wydajny chwyt za pomocą pierwszej modułowej przyssawki firmy Piab.

Firma Piab, wiodący dostawca przemysłowej technologii próżniowej, wprowadza na rynek nową przyssawkę piGRIP™. Jest to pierwsza modułowa przyssawka dostępna na rynku. Nowa przyssawka piGRIP™ umożliwia firmom wybór idealnego połączenia wargi i mieszka, tak by linia pakowania produktów była w stanie obsłużyć prędkości wcześniej niedostępne, z jednoczesnym zapewnieniem oszczędności energii.

Przyssawki piGRIP™, dostępne są w rozmiarach od 25 do 77 mm, posiadają niezależne wargi, mieszki i mocowania. Dzięki temu można je dostosować do tysięcy aplikacji o pełnej elastyczności działania. Tradycyjne chwytaki mogą być używane tylko dla wybranych aplikacji, natomiast piGRIP™ można dostosować do indywidualnych operacji chwytania, przenoszenia i obsługi produktów o różnych wysokościach. Pasują do wielu maszyn pakujących, w tym do ramion robotów, obrotowych kartoniarek, maszyny do etykietowania i składania kartonów; piGRIP™ mogą być używane zarówno z nowymi maszynami, jak i stosowane do modernizacji istniejących systemów.

Całkowita wydajności linii jest zwiększona przez zastosowanie przyssawek piGRIP™, które pozwalają na pracę maszyny z większą prędkością. Mocny chwyt jest zapewniony dzięki dostępności wielu warg. Pozwala to producentom na wybór wargi optymalnie dopasowanej pod względem twardości lub miękkości. Na przykład elastyczne wargi o zwiększonych możliwościach uszczelniających są dostosowane do pracy z powierzchniami szczelnymi i porowatymi, takimi jak np. tektura falista. Wargi piankowe są idealne do obsługi mrożonek oraz produktów trudnych do przenoszenia, których powierzchnia pokryta jest wyraźną teksturą.

Z piGRIP™ – idealnym połączeniem wargi i mieszka – producenci nie są już zmuszeni do wybierania kompromisu między pewnością chwytu a szybkością pracy maszyny, który ma często miejsce w przypadku obsługi jednym rodzajem przyssawek wielu różnych aplikacji. Wszystkie mieszki Piab posiadają cienkościenne ścianki, które zapewniają kompensację różnic poziomów, szybsze opróżnianie oraz większą szybkość przenoszenia w porównaniu do tradycyjnych przyssawek o tej samej wielkości. Dzięki możliwości obsługi większych przyspieszeń i szybkości podnoszenia, maszyny mogą pracować znacznie szybciej, skraca się cykl produkcyjny oraz zwiększa się ogólna wydajność.

Przyssawki piGRIP™ produkowane są z materiałów spełniających wymagania FDA. Certyfikaty dostępne są dla przemysłu spożywczego, przez co te unikatowe przyssawki można stosować w miejscach, gdzie konieczny jest bezpośredni kontakt z żywnością.

Nowa, modułowa konstrukcja przyssawki przynosi wiele korzyści. piGRIP™ oferuje o 20-50% większą siłę podnoszenia niż podobnej wielkości tradycyjne przyssawki, redukując zużycie energii i obniżając koszty. Przyssawki piGRIP™ wykonane są z materiału, który może być w 100% poddany recyklingowi oraz ponownie wykorzystany. Poprzez zmniejszenie ilości odpadów przyczynia się to do przyjaznego dla środowiska programu gospodarki odpadami.

Więcej informacji o rozwiązaniach próżniowych Piab dla różnego zakresu aplikacji znajdziecie państwo na naszej stronie www.piab.com. ■

Artykuł promocyjny

Piab Polska Sp. z o.o.
ul. Astronomów 1, 80-299 Gdańsk

www.piab.com

Przyssawki piGRIP™, dostępne są w rozmiarach od 25 do 77 mm, posiadają niezależne wargi, mieszki i mocowania.

Pneumat System Sp. z o.o.
otwiera swoją filię

Teraz Górny Śląsk

Wrocławska firma Pneumat System Sp. z o.o., producent i dystrybutor pneumatyki, otwiera filię w Tychach. Nowy salon handlowy będzie się mieścił na terenie Specjalnej Strefy Ekonomicznej przy ul. Przemysłowej 76. Filia Tychy będzie zaopatrywać w pneumatykę zakłady przemysłowe SSE i całego regionu Górnego Śląska. Na terenie województwa śląskiego działa dwóch regionalnych konsultantów ds. technicznych. W ofercie firmy Pneumat System Sp. z o.o. są: armatura pneumatyczna, siłowniki pneumatyczne, siłowniki liniowe, elementy przygotowania sprężonego powietrza, zawory i elektrozawory, węże pneumatyczne, węże przemysłowe, manometry oraz technika próżniowa. ■

Fot. 1 Filia firmy Pneumat System Sp. z o.o. w Tychach

TRANSTOOLS – narzędzia z napędem pneumatycznym

Firma Transtools z Lublina jest współproducentem i wyłącznym dystrybutorem renomowanych narzędzi SPITZNAS.

Oferta jest ogromna i obejmuje: piły taśmowe, piły brzeszczotowe, piły łańcuchowe, piły szablowe, klucze udarowe, zakrętarki kątowe, wiertarki kątowe, szlifierki kątowe, szlifierki osiowe, oczyszczarki do rdzy, wentylatory przemysłowe, odkurzacze przemysłowe, młotki udarowe, ubijaki, gwintownice, urządzenia do czyszczenia rur, silniki pneumatyczne, urządzenia do demontażu palet, młoty do przecinania i nitowania oraz wiele innych urządzeń.

Marka SPITZNAS znana jest na rynku europejskim z najwyższej jakości, niezawodności oraz niskich kosztów eksploatacji narzędzi pneumatycznych. Narzędzia oferowane są w dwóch wersjach: górniczej oraz ogólnoprzemysłowej. Urządzenia w wersji przeciwwybuchowej wykonane są ze specjalnego stopu o nazwie Zamak, dopuszczonego do prac w strefach zagrożonych wybuchem.

Firma oferuje szereg unikatowych produktów na rynku polskim. Są to m.in.:

Wiertarki rdzeniowe na podporze magnetycznej

Szczególną zaletą tej konstrukcji jest stabilne umocowanie wiertarki – dzięki zastosowaniu silnego magnesu (uruchamianego pneumatycznie). Wiertarka wyposażona jest w system chłodzenia, dzięki czemu zredukowano szybkość zużycia narzędzia roboczego. Po zainstalowaniu dodatkowych przystawek przedłużających możliwe jest wiercenie na dużą głębokość (ok. 140 mm), ze średnicą wiercenia do 52 mm (fot. 1).

Wiertarki udarowe

Dostępne są wersje do zastosowań górniczych (przeciwwybuchowych), podwodnych i do obróbki betonu (fot. 2).

W roku 2009 urządzenia SPITZNAS będzie można obejrzeć na Międzynarodowych Targach Górnictwa, Hutnictwa i Metalurgii w Katowicach. Targi odbędą się w terminie od 1 do 4 września 2009 roku.

Nagrodzony zakrętak

Z prawdziwą przyjemnością informujemy, że podczas Targów MINING EXPO, jakie odbyły się w dniach 9-12 września 2008 roku w Sosnowcu, otrzymaliśmy nagrodę dla najlepszego produktu: pneumatycznego zakrętaka ze wzmacniaczem momentu SPITZNAS (nr 6 5009 0010 – fot. 3).

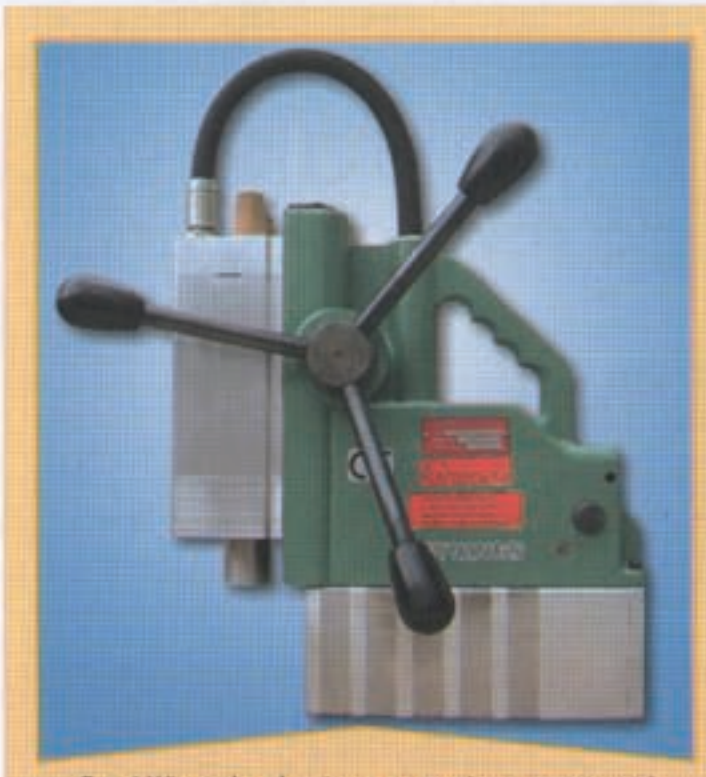
Jest to dla nas tym bardziej cenna nagroda, że została przyznana przez prezesów koncernów wydobywczych: KHW S.A., KW S.A., JSW S.A., LW Bogdanka S.A., KGHM Polska Miedź, PKW S.A. w kategorii „Poprawa bezpieczeństwa".

Zakrętak ze wzmacniaczem momentu jest stosowany do zakręcania i odkręcania połączeń śrubowych. Jego zaletą jest obrotowa rękojeść, umożliwiająca pracę w trudno dostępnych miejscach. Wynika to ze szczególnej konstrukcji zakrętaka: część chwytowa jest obrotowa w stosunku do przekładni (korpusu), umożliwiając dowolne sterowanie i ustawienie klucza podczas pracy. Podnosi to w zasadniczy sposób bezpieczeństwo i wygodę użytkownika. W zakrętakach o konstrukcji stałej wraz z obrotem korpusu głównego klucza obraca się uchwyt, co może spowodować pracę użytkownika w niewygodnej pozycji lub nawet zagrożenie wypadkiem.

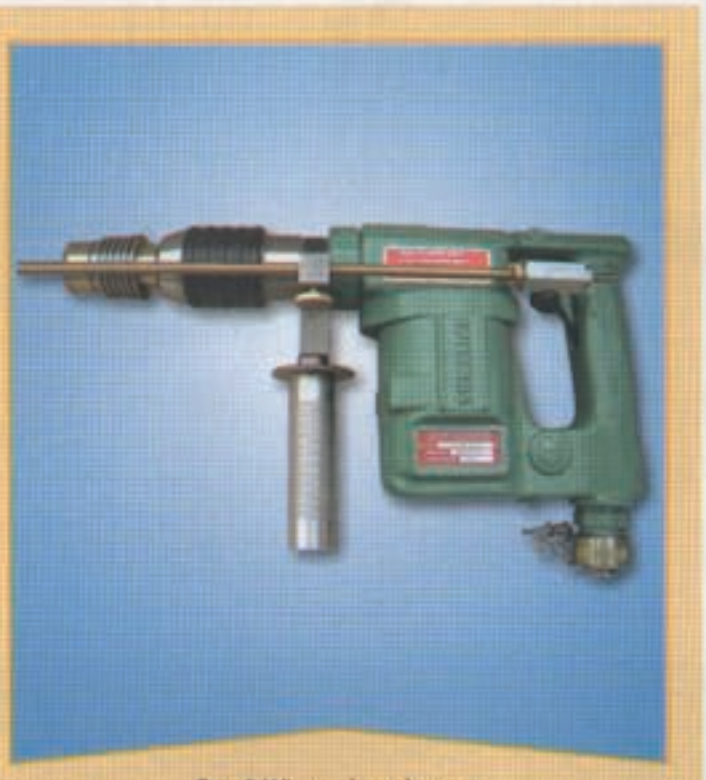
Zapraszamy do współpracy, zachęcając do próbnego zakupu zakrętaka ze wzmacniaczem momentu SPITZNAS. ■

Artykuł promocyjny

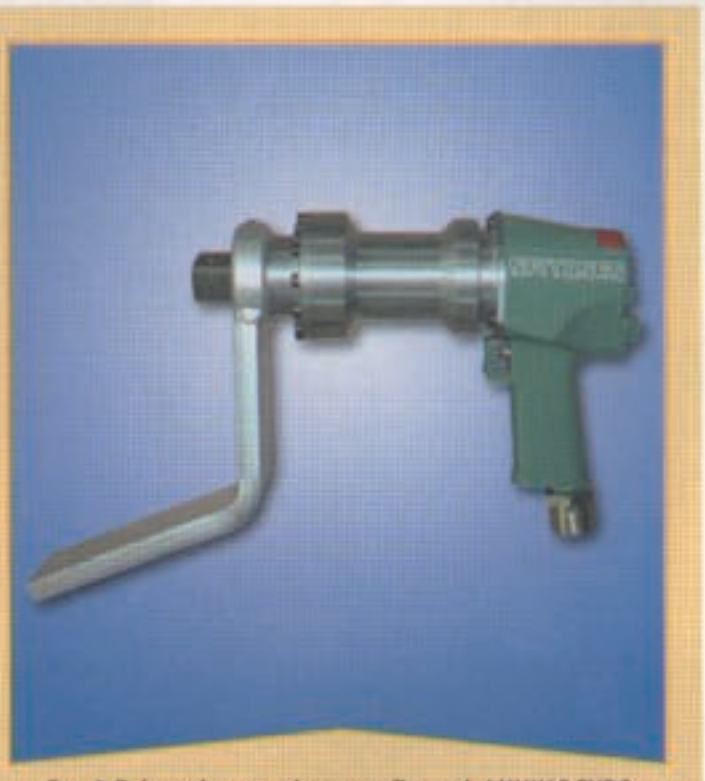
Transtools sp. z o.o.
www.transtools.pl



Fot. 1 Wiertarka rdzeniowa na stopie magnetycznej



Fot. 2 Wiertarka udarowa



Fot. 3 Zakrętak nagrodzony na Targach MINING EXPO

Zamiast sprężarek można kupić sprężone powietrze: system kontraktowej sprzedaży sprężonego powietrza SIGMA AIR UTILITY firmy KAESER KOMPRESSOREN.

Kupowanie sprężonego powietrza

Informacje na temat kosztów kilowatogodziny energii elektrycznej, metra sześciennego wody czy przejechanego kilometra stanowią podstawę optymalizacji kosztów w przedsiębiorstwie. Ustalenie kosztów zużycia jednego metra sześciennego sprężonego powietrza – w wielu przypadkach niezbędnego nośnika energii – często nie jest już takie łatwe i jednoznaczne. Dlatego firma KAESER KOMPRESSOREN oferuje system kontraktowej sprzedaży sprężonego powietrza SIGMA AIR UTILITY. Jest on skierowany w szczególności do przedsiębiorstw, w których system zasilania w sprężone powietrze generuje bardzo zróżnicowane i często trudne do ustalenia koszty.

System kontraktowej sprzedaży sprężonego powietrza ma także wiele innych zalet. Firmy, które zrezygnują z zakupu sprężarki i będą kupować jedynie sprężone powietrze, uzyskają pełną przejrzystość kosztów zużycia sprężonego powietrza. Dotychczasowa skomplikowana kalkulacja, uwzględniająca wiele czynników i parametrów, zostanie zastąpiona stałą ceną za każdy metr sześcienny zużytego sprężonego powietrza. Ceny ustalane są długofalowo, dzięki czemu stanowią wiarygodną podstawę kalkulacji. Cena zasadnicza ustalona na okres umowy obejmuje koszty instalacji i eksploatacji oraz odbiór przez klienta określonej, podstawowej ilości sprężonego powietrza. Za dostawy przekraczające ustalony wolumen pobierana jest opłata dodatkowa, której wysokość również została ustalona w zawartej umowie. Dokładne metody pomiaru gwarantują, że opłaty pobierane są wyłącznie za sprężone powietrze rzeczywiście pobrane z sieci.

Przy korzystaniu z systemu zasilania w sprężone powietrze SIGMA AIR UTILITY niezbędna jest oczywiście także stacja sprężanego powietrza. W tym celu użytkownik musi udostępnić odpowiednie pomieszczenie (lub miejsce na postawienie stacji kontenerowej), łącze elektryczne oraz ewentualnie wodę chłodzącą i system odprowadzania ciepła. Jednakże na tym kończą się jego obowiązki – wszystkie pozostałe zadania przejmuje partner umowy kontraktowej. Za wykonanie i koordynację odpowiadają jego specjaliści: ustalają dokładne zapotrzebowanie na sprężone powietrze, wybierają najkorzystniejszy pod względem kosztów wariant zasilania w sprężone powietrze oraz projektują i instalują stację.

Podstawową zaletą systemu kontraktowej sprzedaży sprężonego powietrza jest – obok wspomnianej już przejrzystości kosztów – także ich długofalowa optymalizacja. Dlatego też system SIGMA AIR UTILITY został wyposażony w automatyczny system pozwalający na oszczędne korzystanie ze sprężonego powietrza. Firma KAESER KOMPRESSOREN bierze odpowiedzialność za obsługę i konserwację stacji, a w razie potrzeby adaptuje ją także do zmienionych warunków w zakładzie oraz do wymagań najnowszego stanu techniki. Ponadto stacja SIGMA AIR UTILITY jest połączona z centrum serwisowym firmy KAESER KOMPRESSOREN za pośrednictwem teleserwisu, dzięki czemu zapewniona zostaje maksymalna sprawność i dostępność sprężonego powietrza.

Korzyści dla użytkownika są oczywiste – niemal całkowity brak nakładów na inwestycje i personelu do obsługi instalacji, dzięki czemu wzrasta płynność przedsiębiorstwa. Ponadto możliwa jest koncentracja na podstawowych zadaniach i ekonomiczne wykorzystanie własnego personelu. Poza tym stacja sprężonego powietrza nie jest wykazywana w bilansie w aktywach przedsiębiorstwa, a opłaty za dostawy sprężonego powietrza stanowią koszty przedsiębiorstwa, które można odpisać od podatku. ■

Artykuł promocyjny

KAESER KOMPRESSOREN Sp. z o.o.
ul. Taneczna 82, 02-829 Warszawa

www.kaeser.pl

OŚRODEK BADAWCZO-ROZWOJOWY ELEMENTÓW I UKŁADÓW PNEUMATYKI Sp. z o.o.

Ośrodek istnieje na polskim rynku od 35 lat. Powołany został w 1975 r. jako jedyna w kraju jednostka badawczo-rozwojowa w dziedzinie pneumatyki, a od czerwca 2008 r. w formie Spółki z o.o. Od początku działalności do chwili obecnej realizuje prace projektowe, badawcze i wdrożeniowe w szerokim zakresie pneumatyki, z zastosowaniem elementów i zespołów funkcjonalnych oraz urządzeń jednostkowych o niekonwencjonalnej konstrukcji, do wykorzystania w przemyśle.

Wieloletnia działalność OBREiUP Sp. z o.o. obejmuje opracowywanie, wykonawstwo, próby laboratoryjne oraz wdrażanie w praktycznych zastosowaniach elementów, zespołów i urządzeń pneumatycznych standardowych i specjalnych.

Szeroka oferta prac badawczo-rozwojowych oraz wykonawczych realizowanych w Ośrodku zawiera w szczególności:

- produkcję i sprzedaż elementów pneumatycznych (w tym wg norm ISO i EN)
- wykonanie i montaż układów napędowych i sterujących w maszynach przemysłowych
- opracowanie nowych wyrobów, w tym elementów i zespołów niestandardowych, dostosowanych do wymagań użytkowników oraz niekonwencjonalnych urządzeń i instalacji wykonawczych
- modernizację i automatyzację pracujących maszyn i urządzeń
- regenerację i naprawę elementów oraz dobór lub wykonawstwo zamienników wyrobów krajowych i zagranicznych.

W laboratorium Ośrodka prowadzone są badania elementów pneumatyki w tym próby szczelności, działania, pomiary czasów zadziałania, przepływu i innych parametrów charakterystycznych.

OBREiUP prowadzi ponadto doradztwo techniczne w zakresie wykorzystania energii sprężonego powietrza w zastosowaniach przemysłowych, informację naukowo-techniczną oraz kompleksową działalność normalizacyjną w dziedzinie pneumatyki.

TargiKielce
EXHIBITION & CONGRESS CENTRE

PNEUMATICON

IV Targi Pneumatyki, Hydrauliki, Napędów i Sterowań

1-3.03.2011, Kielce

Zakres branżowy targów:

1. Systemy i elementy pneumatyczne
2. Systemy i elementy hydrauliczne
3. Sterowniki
4. Napędy - układy, zespoły i elementy
5. Systemy automatycznego sterowania procesami z udziałem pneumatycznych I hydraulicznych elementów wykonawczych
6. Techniki pomiarowe i laboratoryjne
7. Roboty przemysłowe i manipulatory
8. Elementy wyposażenia i części zamienne.
9. Usługi instalacyjne i naprawcze.
10. Usługi inżynierskie i projektowe
11. Doradztwo techniczne, know-how, patenty, licencje

Patronat Medialny WYDAWNICTWO pneumatyka

TARGI KIELCE S.A., 25-672 Kielce
ul. Zakładowa 1, tel. 41 365 12 22, fax: 41 345 62 61, e-mail: biuro@targikielce.pl
Menedżer Targów - **Joanna Adamczyk**, tel. 41 365 12 14,
fax 365 13 13, e-mail: adamczyk.j@targikielce.pl

www.pneumaticon.targikielce.pl

Paweł Łaski, Ryszard Dindorf, Jakub Takosoglu

Projekt manipulatora równoległego typu DELTA z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi

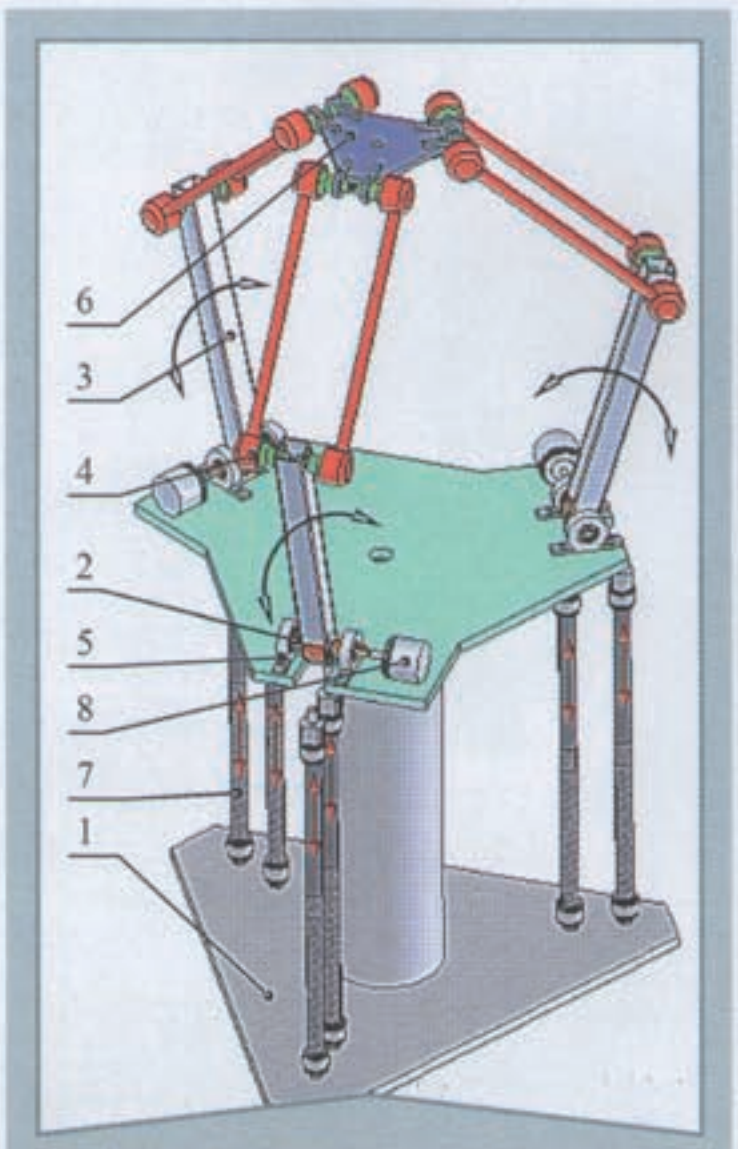
Wiele ośrodków naukowych prowadzi prace nad rozwojem równoległych lub szeregowo-równoległych (hybrydowych) struktur kinematycznych manipulatorów. Stosowane są one między innymi w maszynach technologicznych (obrabiarkach), robotach, manipulatorach, urządzeniach pomiarowych oraz symulatorach ruchu.

Wprowadzenie

Coraz szerszy zakres stosowania manipulatorów i robotów o strukturach równoległych prawdopodobnie spowodowany jest przez zmniejszone koszty szybkiego prototypowania konstrukcji, jak i sterowania w czasie rzeczywistym.

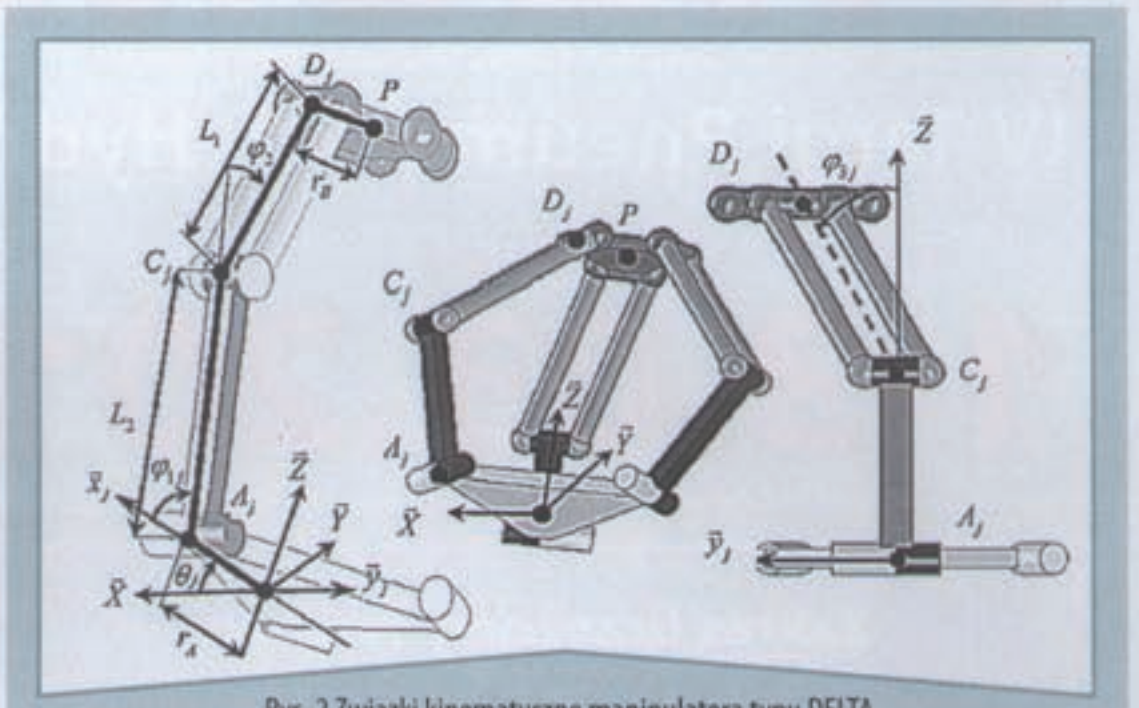
Manipulatory równoległe zbudowane są z zamkniętych łańcuchów kinematycznych. Łańcuchy kinematyczne manipulatorów składają się z kilku ogniw czynnych lub biernych, umożliwiających płaszczyznowe lub przestrzenne przemieszczanie i orientację końcówki roboczej (efektora) związanej z narzędziem lub chwytakiem.

W Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach prowadzone są prace projektowe i badawcze nad elektropneumatycznymi manipulatorami równoległymi typu TRIPOD, DELTA oraz SCARA. Na rys. 1 przedstawiono model bryłowy wraz ze schematem kinematycznym manipulatora równoległego typu DELTA. Manipulator składa się z nieruchomej podstawy (1), trzech przegubów obrotowych (2), trzech ramion biernych (3) i trzech czynnych, platformy roboczej (6) oraz sześciu przegubów kulowych (4).



Rys. 1 Schemat kinematyczny manipulatora równoległego typu DELTA: 1 – podstawa, 2 – przeguby obrotowe, 3 – ramiona bierne, 4 – przeguby kulowe, 5 – obudowy łożyskowe, 6 – platforma robocza, 7 – muskuły napędowe, 8 – czujniki położenia kątowego

Taka struktura zapewnia trzy stopnie swobody i ruch platformy roboczej w przestrzeni.



Rys. 2 Związki kinematyczne manipulatora typu DELTA

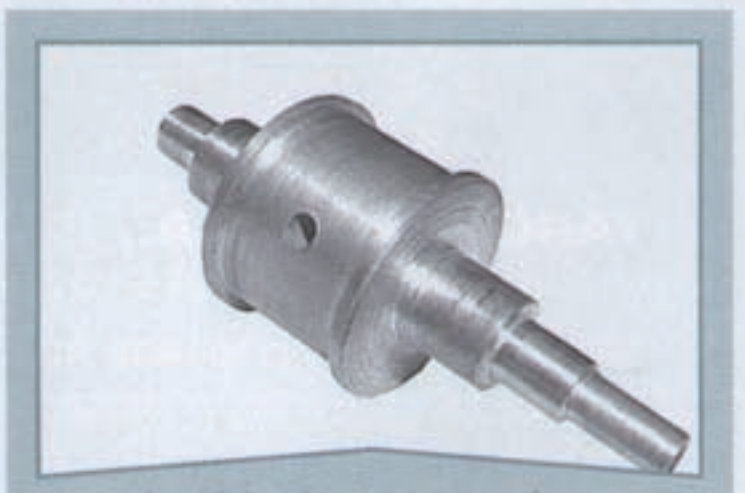
Analiza kinematyczna

Robot skonstruowany w oparciu o strukturę typu DELTA składa się z ruchomej platformy połączonej do nieruchomej podstawy przez trzy jednocześnie działające łańcuchy kinematyczne. Każdy łańcuch zawiera napędowe połączenie obrotowe, uruchamiane przez parę mięśni pneumatycznych działających antagonistycznie. Zakończenia mięśni połączone zostały z nieruchomą podstawą. Aby przekazać ruch do platformy roboczej, zastosowano trzy równoległoboki zakończone przegubami sferycznymi (rys. 2). Pojedynczy łańcuch kinematyczny manipulatora typu 3-RSS zawiera przeguby typu obrotowego (R) oraz przeguby typu sferycznego (S).

Sformułowanie zadania prostego i odwrotnego dla kinematyki manipulatora typu DELTA

Zakładając, iż wszystkie trzy łańcuchy kinematyczne robota są identyczne i rozmieszczone na podstawie trójkąta równobocznego, można zapisać wiążące je związki kinematyczne. Geometryczne parametry $L_1, L_2, r_A, r_B, \theta_j$ ($j =$

Rys. 3 Oprawa łożyska manipulatora



Rys. 4 Bębenek nawojowy manipulatora

Rys. 5 Bierne ramię napędowe z przegubami kulowymi

Rys. 6 Muskuł pneumatyczny typu DMSP-10-300 firmy Festo

Rys. 7 Przetwornik położenia kątowego MAB36A firmy MEGA MOTIVE

1, 2, 3), przedstawione na rys. 2, oraz związki kątów φ_{1j}, φ_{2j}, φ_{3j}, ($j = 1, 2, 3$) łączą i definiują konfigurację łańcucha kinematycznego dla robota typu DELTA. Dla punktu P leżącego na ruchomej platformie roboczej można zapisać zależności kinematyczne:

$$X_P = \cos\theta_j\,(r_A + L_2\cos\varphi_{1j} + L_1\cos\varphi_{3j}\cos(\varphi_{1j}+\varphi_{2j}) - r_B) - L_1\sin\theta_j\sin\varphi_{3j} \quad (1)$$

$$Y_P = \sin\theta_j\,(r_A + L_2\cos\varphi_{1j} + L_1\cos\varphi_{3j}\cos(\varphi_{1j}+\varphi_{2j}) - r_B) - L_1\cos\theta_j\sin\varphi_{3j} \quad (2)$$

$$Z_P = L_2\sin\varphi_{1j} + L_1\cos\varphi_{3j}\sin(\varphi_{1j}+\varphi_{2j}) \quad (3)$$

przyjmując $j = 1, 2, 3$, dla których $[X_P, Y_P, Z_P]$ jest współrzędną punktu P określonego przez wektory $(\vec{X},\vec{Y},\vec{Z})$, a przedstawionego na rys. 2.

Upraszczając równania (1), (2) i (3), podnosząc do kwadratu oraz sumując, otrzymujemy:

$$\left[(r + L_2\cos\varphi_{1j})\cos\theta_j - X_P\right]^2 + \left[(r + L_2\cos\varphi_{1j})\cos\theta_j - Y_P\right]^2 + \left[-L_2\sin\varphi_{1j} - Z_P\right]^2 - L_1^2 = 0 \quad (4)$$

gdzie $j = 1, 2, 3$ oraz $r = r_A - r_B$.

Zadanie proste kinematyki manipulatora typu DELTA

Zadanie proste kinematyki zdefiniowane zostało za pomocą równania (4), gdzie nieznane jest położenie punktu $P = [X_P, Y_P, Z_P]$ dla danych kątów $\varphi_{1j}, \varphi_{2j}, \varphi_{3j}$ ($j = 1, 2, 3$).

Rozwiązanie zadania prostego kinematyki manipulatora dla współrzędnych punku P wymaga jednoczesnego rozwiązania trzech równań ($j = 1, 2, 3$):

$$(X_P - X_j)^2 + (Y_P - Y_j)^2 + (Z_P - Z_j)^2 = L_1^2 \quad (5)$$

gdzie:

$$\begin{cases} X_j = r + L_2\cos\varphi_{1j} \\ Y_j = r + L_2\cos\varphi_{1j} \\ Z_j = -L_2\sin\varphi_{1j} \end{cases} \quad (6)$$

Każde pojedyncze równanie (5) reprezentuje punkt środkowy sfery $S_j\,[X_j, Y_j, Z_j]$ o promieniu L_1. Rozwiązanie tego układu równań może zostać przedstawione jako przecięcie się trzech kul.

Ogólnie można uzyskać dwa rozwiązania konfiguracji manipulatora, przy których platforma robocza uzyskuje maksimum położenia względem podstawy ([6], [8], [10].

Zadanie odwrotne kinematyki manipulatora typu DELTA

Zadanie odwrotne kinematyki manipulatora zdefiniowane zostało w równaniu (4). Polega ono na wyznaczeniu kątów $\varphi_{1j}, \varphi_{2j}, \varphi_{3j}$ ($j = 1, 2, 3$) dla zadanego punktu $P = [X_P, Y_P, Z_P]$.

$$(2rL_2 - 2L_2X_P\cos\theta_j - 2L_2Y_2\sin\theta_j)\cos\varphi_{1j} - 2rX_P\cos\theta_j + 2L_2Z_P\sin\varphi_{1j} - 2rY_P\sin\theta_j + X_P^2 + Z_P^2 + Y_P^2 + r^2 + L_2^2 - L_1^2 = 0 \quad (7)$$

który może zostać napisany jako:

$$l_j\cos\varphi_{1j} + m_j\sin\varphi_{1j} - n_j = 0 \quad (8)$$

gdzie:

$$\begin{cases} l_j = 2rL_2 - 2L_2X_P\cos\theta_j - 2L_2Y_2\sin\theta_j \\ m_j = 2L_2Z_P \\ n_j = -2rX_P\cos\theta_j - 2rY_P\sin\theta_j + X_P^2 + Z_P^2 + Y_P^2 + r^2 + L_2^2 - L_1^2 \end{cases} \quad (9)$$

Równanie (8) może mieć wtedy i tylko wtedy rozwiązania, gdy:

$$\left|\frac{n_j}{\sqrt{l_j^2 + m_j^2}}\right| \le 1 \Leftrightarrow n_j^2 - (l_j^2 + m_j^2) \le 0 \quad (10)$$

Elementy składowe

Manipulator zaprojektowany w oparciu o strukturę typu DELTA składa się z czynnych i biernych członów napędowych oraz platformy roboczej. Na rys. 3 przedstawiono oprawę łożyskową dla połączenia obrotowego wiążącego czynne człony napędowe z podstawą robota.

Na rys. 4 przedstawiono bębenek nawojowy, przy użyciu którego zamieniany jest ruch postępowy napędów mięśniowych na ruch obrotowy czynnych członów napędowych (ramion). Na bębenek nawojowy nawinięto naprzemiennie stalowe linki i unieruchomiono ich końce.

W celu przekazania ruchu na platformę roboczą z czynnych członów napędowych zastosowano przeguby kulowe połączone sztywnym cięgnem (bierne człony napędowe), przedstawione na rys. 5. Napęd manipulatora stanowią sztuczne mięśnie pneumatyczne napędowe typu DMSP firmy Festo, przedstawione na rys. 6. Skrócenie wynosi około 20% długości nominalnej przy ciśnieniu zasilania 0,6 Mpa, co stanowi skrócenie ~60 mm dla pojedynczego napędu.

W zaproponowanym układzie sterowania konieczny jest sygnał zwrotny położenia kątowego czynnych członów napędowych. W tym celu zastosowano przetwornik pomiarowy z wyjściem analogowym 0-10 V, przedstawiony na rys. 7.

Konstrukcja manipulatora

Muskuły pneumatyczne przytwierdzono do podstawy za pomocą przegubów kulowych, natomiast po przeciwnej stronie połączono je linkami stalowymi nawiniętymi na bębenki. Ramiona napędowe połączone są z bębenkami

w sposób nierozłączny, przekazując ruch z mięśni (ruch obrotowy) do platformy roboczej. Osie obrotu bębenków połączono z przetwornikiem położenia kątowego. Widok ogólny manipulatora przedstawiono na rys. 8 i 9. Wysokość konstrukcji wraz z podstawą to 850 mm, a szerokość 550 mm.

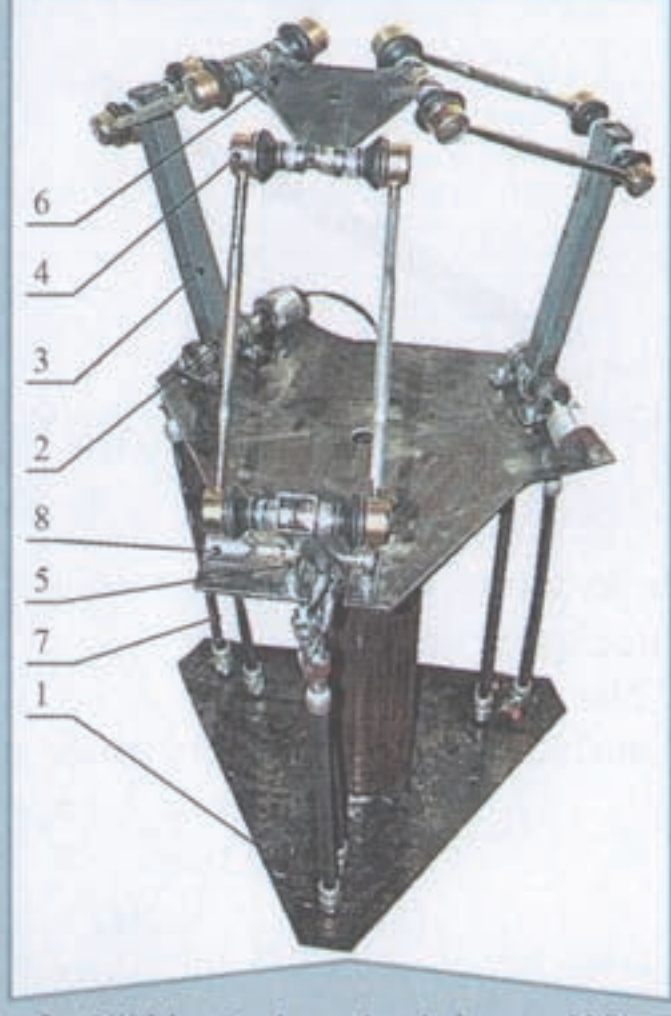
Układ sterowania

W projektowanym robocie elementami napędowymi są sztuczne mięśnie pneumatyczne. Muskuły (mięśnie) pneumatyczne są stosunkowo nowym rodzajem napędu pneumatycznego, który naśladuje zasadę działania naturalnego mięśnia. W porównaniu z tradycyjnym siłownikiem pneumatycznym, muskuł pneumatyczny ma znacznie większą siłę początkową, która zależy od ciśnienia panującego wewnątrz muskułu, długości początkowej i stopnia skrócenia muskułu oraz jego właściwości materiałowych. Wzrost ciśnienia powoduje pęcznienie muskułu i w następstwie skrócenie oraz zmianę siły ciągnącej. Muskuł pneumatyczny ma do 10 razy większą siłę początkową w porównaniu z siłownikiem tłokowym tej samej średnicy i jest szczelny ze względu na zastosowane materiały konstrukcyjne. Charakteryzuje się także wysoką dynamiką i brakiem efektu ruchu skokowego (zjawisko stick-slip). Położenia pośrednie muskułu pneumatycznego można prosto uzyskać przez regulację ciśnienia. Aktuatory mięśniowe znajdują zastosowanie jako elementy napędowe w robotach mobilnych, antropomorficznych, bionicznych i humanoidalnych, manipulatorach fizjoterapeutycznych, protezach, ortezach i egzoszkieletonach, a także w automatyzacji produkcji.

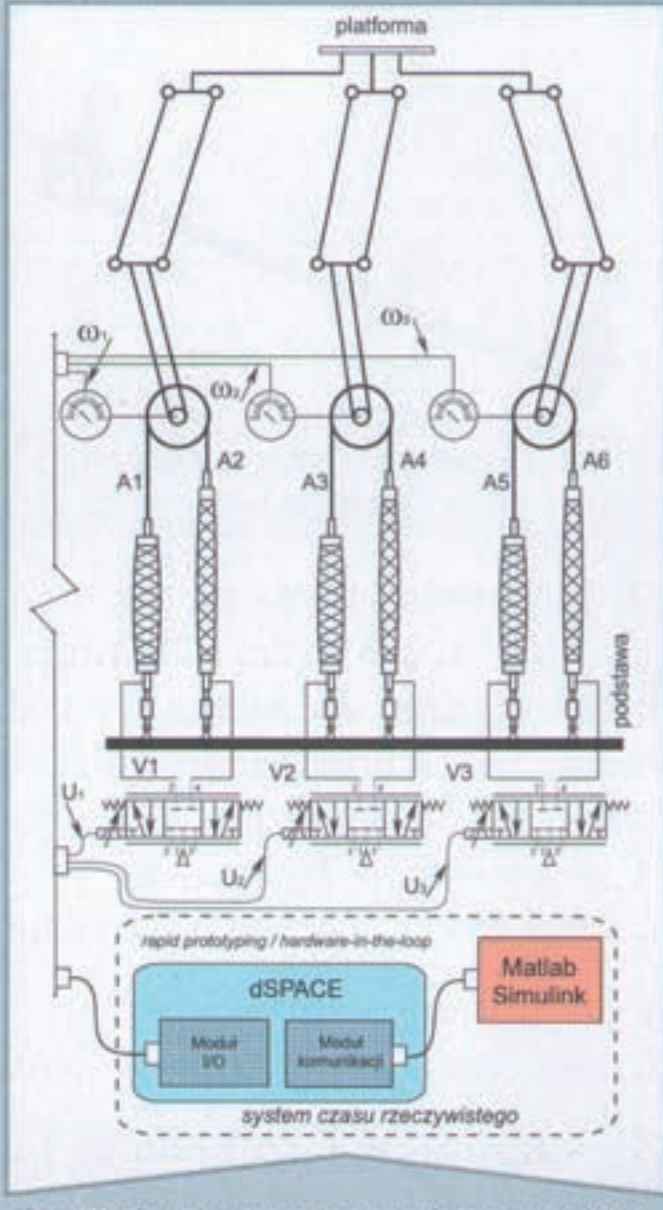
W projekcie robota użyto trzy pary mięśni pracujących przeciwsobnie i są to muskuły pneumatyczne typu DMSP-10-300 (Festo) o średnicy 10 mm i długości 300 mm. Natomiast elementami sterującymi są zawory proporcjonalne typu MPYE-5-1/8-HF-010-B (Festo). Do pomiaru położenia kątowego pojedynczego ramienia zastosowano przetworniki położenia kątowego typu MAB36A (MEGA MOTIVE) o zakresie pomiarowym 0-360o z wyjściem analogowym (0-10 V). Zawór proporcjonalny przepływowy MPYE-5-1/8-HF-010-B jest zaworem 5/3 (pięciodrogowym, trzypołożeniowym) sterowanym napięciowo (0--10 V). Jest to zawór o przepływie nominalnym 700 l/min i częstotliwości przełączania około 75 Hz. Pomimo tego, że muskuły pneumatyczne są elementami sterowanymi przez zmiany ciśnienia, w badaniach zastosowano proporcjonalny zawór przepływowy ze względu na jego charakterystykę ciśnieniową $p=f(U)$ (rys. 11) oraz stosunkowo krótki czas przełączania (tab. 1). Na rys. 10 przedstawiono schemat sterowania manipulatorem typu DELTA z pneumatycznym napędem mięśniowym.

W zakresie napięć sterujących 4,4-5,6 V proporcjonalny zawór przepływowy MPYE-5-1/8-HF-010-B ma charakterystykę ciśnieniową zbliżoną do liniowej. Tę interesującą część charakterystyki zaworu wykorzystano w sterowaniu muskułami pneumatycznymi.

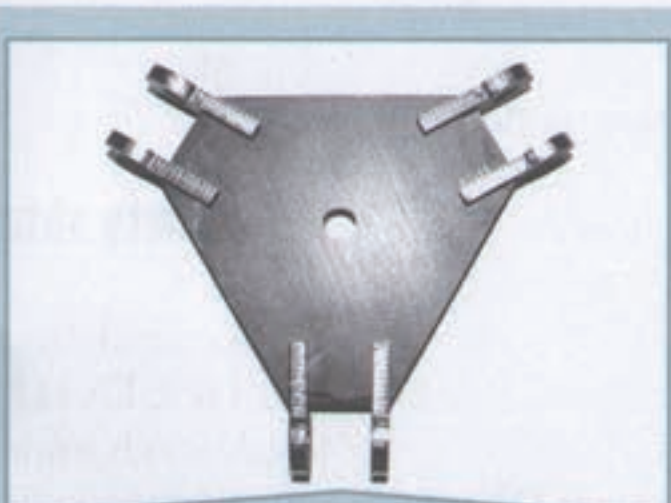
Aby zaistniał kontrolowany ruch platformy roboczej, konieczne jest więc sterowanie trzema parami mięśni ze sprzężeniem zwrotnym położenia kątowego ramion. W tym celu zaproponowano użycie systemu czasu rzeczywistego dSPACE z oprogramowaniem Matlab/Simulink.



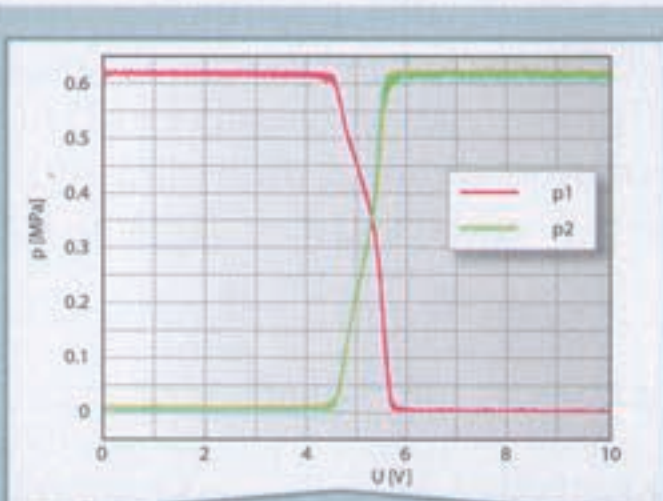
Rys. 8 Widok manipulatora równoległego typu DELTA: 1 – podstawa, 2 – przeguby obrotowe, 3 – ramiona bierne, 4 – przeguby kulowe, 5 – obudowy łożyskowe, 6 – platforma robocza, 7 – muskuły napędowe, 8 – czujniki położenia kątowego



Rys. 10 Schemat sterowania manipulatorem typu DELTA



Rys. 9 Platforma robocza manipulatora typu DELTA



Rys. 11 Charakterystyka zaworu proporcjonalnego MPYE-5-1/7-HF-010-B

Tab. 1 Czasy odpowiedzi i czasy jałowe zaworu proporcjonalnego MPYE-5-1/7-HF-010-B

zadawane napięcia	czasy odpowiedzi	czasy jałowe	zadawane napięcia
10 V→0 V	14,4 ms	2,0 ms	10 V→0 V
0 V→10 V	15,1 ms	1,3 ms	0 V→10 V

Wnioski

W pracy opisano projekt manipulatora równoległego typu DELTA z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi. Przedstawiono konstrukcję wraz z opisem zależności geometrycznych. Manipulator tego typu powinien cechować się dużą dynamiką, łagodnym startem i zatrzymaniem. O cechach manipulatora można wnioskować na podstawie własności zaproponowanych napędów. Struktura posiada trzy stopnie swobody. Przedstawiono także koncepcję sterowania muskułami za pomocą proporcjonalnych zaworów przepływowych. Zaletą takiego rozwiązania jest zastosowanie tylko jednego elementu sterującego parą mięśni oraz możliwość sterowania pozycyjnego (kątowego). Cechą negatywną zastosowanych napędów mięśniowych typu DMSP jest możliwość uzyskania wstępnego rozciągnięcia w niewielkim zakresie, nieprzekraczającym 3-5% długości nominalnej muskułu. Ta negatywna cecha wymusza sprawdzanie i odpowiednie ustawianie linek nawojowych na bębenkach po włączaniu zasilania pneumatycznego. Do sterowania ciśnieniowego muskułów pneumatycznych wykorzystano pewną część charakterystyki ciśnieniowej proporcjonalnego zaworu przepływowego. Manipulatory o takiej konstrukcji mogą znaleźć zastosowanie w procesach pakowania, paletyzacji, montażu oraz jako manipulatory rehabilitacyjne. Obecnie wykorzystywane są podobne konstrukcje, lecz z elektrycznymi członami napędowymi. W dalszym etapie rozwoju konstrukcji autorzy wykonają badania eksperymentalne dokładności pozycjonowania przy różnych obciążeniach masowych manipulatora. ■

Pracę wykonano w ramach realizacji projektu badawczego nr N514 217038, finansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego

dr inż. Paweł ŁASKI* ,
dr hab. inż. Ryszard DINDORF, prof. nadzw.**,
dr inż. Jakub TAKOSOGLU*

*Zakład Mechatroniki, Katedra Technologii Mechanicznej i Metrologii,
Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn,
Politechnika Świętokrzyska,
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

**Katedra Maszyn Cieplnych i Przepływowych,
Wydział Energetyki i Paliw,
Akademia Górniczo-Hutnicza im. S. Staszica,
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

pawell@tu.kielce.pl, dindorf@tu.kielce.pl,
qba@tu.kielce.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono projekt elektropneumatycznego manipulatora równoległego o trzech stopniach swobody typu DELTA z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi. Przedstawiono elementy składowe i konstrukcyjne, układ sterujący oraz wyniki prac projektowych.

Summary

Project of pneumatic parallel manipulator type DELTA with pneumatic muscle actuators
In the paper a design of electro-pneumatic parallel 3-DOF manipulator type of DELTA with pneumatic muscle actuator are presented.The solid model, construction, control system and design work are performed. Positioning control of pneumatic bi-muscular driving system was designed and constructed by means of xPC Target software of Matlab-Simulink package for rapid prototyping and hardware-in-the-loop simulation.

Literatura

1. **Dindorf R., Łaski P.**: *Badania modelowe pneumatycznego manipulatora równoległego*. Pomiary-Automatyka-Kontrola, 6, 2005a.
2. **Dindorf R., Łaski P.**: *Badania modelowe prototypu pneumatycznego manipulatora równoległego*. Mechanik, 8-9, 2005b.
3. **Dindorf R., Łaski P., Takosoglu J.** (2006a): *Vývoj prototypů pneumatických paralelních manipulator*. (Prototyping of pneumatic parallel manipulator). AUTOMA – Časopism pro Autmatizační Techniku, 1 (Czech Republic).
4. **Dindorf R., Łaski P.**: *Symulacja ruchu pneumatycznego manipulatora równoległego*. Napędy i Sterowanie, 2006b.
5. **Dindorf R., Łaski P.**, *Prototype of pneumatic parallel manipulator*. 8th International Conference New Ways in Manufacturing Engineering. Prešov 22-23. June 2006 (Slovak Republic), 2006c.
6. **Kuhlbusch W., Neumann R.**: *Virtual Prototyping of a Parallel Robot actuated by Servo-Pneumatic Drives using ADAMS/Controls*, MSC.ADAMS European User Conference, 2002.
7. **Łaski P., Dindorf R.**: *Badanie modelowe manipulatora elektropneumatycznego typu tripod*. KKA'2005 – XV Krajowa Konferencja Automatyki. Warszawa, 27-30 czerwca 2005.
8. **Merlet J.P.**: *Parallel robot*. Springer Verlag, New York, London, 2000.
9. **Tsai L-W.**: *Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators*. John Wiley & Sons, New York, 1999.
10. **Takeda Y., Funabashi H., Niwa Y., Higuchi M.**: *Motion Control of In-Parallel Actuated Mechanisms Driven by Pneumatic Rubber Muscles*, Department of Mechanical Sciences and Engineering, Tokyo Institute of Technology, Oh-okayama, Meguro-ku, Tokyo, Japan, 2000.

Optymalizacja układów pneumatycznych przy pomocy narzędzi internetowych

Narzędzia internetowe dostępne na witrynie firmy Bosch Rexroth umożliwiają optymalizację układów pneumatycznych pod kątem zużycia sprężonego powietrza.

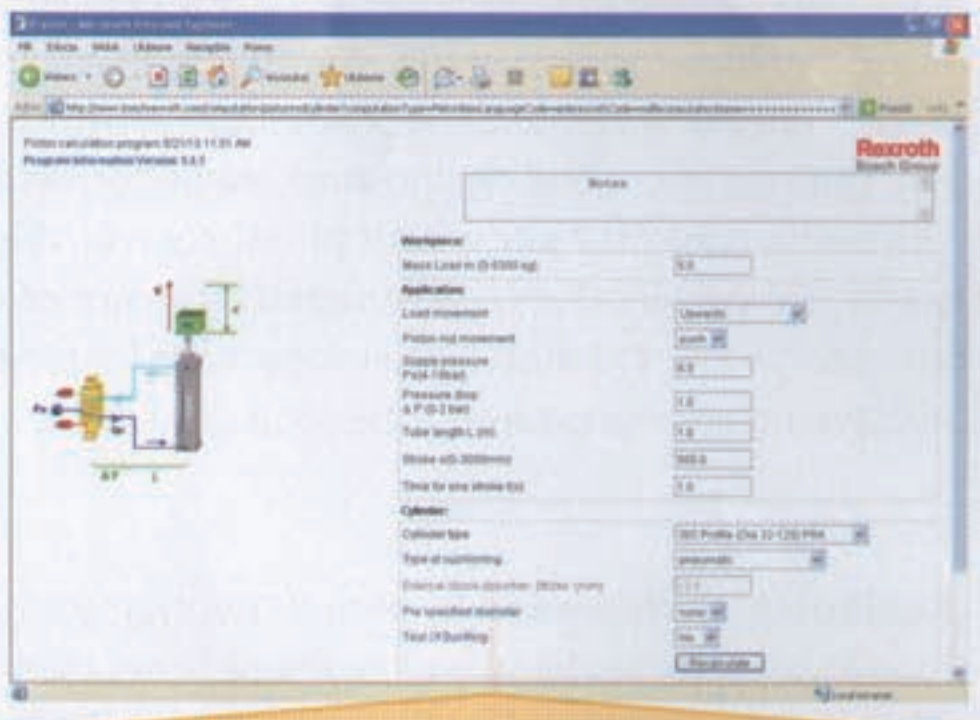
Wytworzenie sprężonego powietrza, tak by mogło ono stać się medium roboczym napędów pneumatycznych, wymaga dużej ilości energii. Ze względu na powszechne wykorzystanie napędów pneumatycznych w budowie maszyn zachodzi potrzeba umiejętnego doboru układu pod względem zużycia sprężonego powietrza. Praktyka pokazuje, że bardzo często główne parametry układów pneumatycznych, tzn. ciśnienie oraz średnice siłowników, są przewymiarowane w stosunku do potrzeb. A to głównie one wpływają na zużycie sprężonego powietrza i – co za tym idzie – na zużycie energii.

Narzędzia internetowe dostępne w naszym katalogu na stronach internetowych umożliwiają optymalizację układów pneumatycznych właśnie pod tym względem. Są to:

1. Dobór siłownika i zaworu sterującego nim w aplikacji.
2. Dobór zespołu przygotowania sprężonego powietrza.
3. Kalkulator przewidywanych kosztów zużycia sprężonego powietrza w czasie eksploatacji układu pneumatycznego.

Dzięki nim już na etapie projektowania urządzenia możemy oszacować koszty eksploatacji układu pneumatycznego i dobrać odpowiednie elementy – optymalne pod względem zużycia energii. Są to m.in. miniaturowe zawory rozdzielające, umożliwiające zmniejszenie średnic oraz skrócenie długości przewodów zasilających, cewki o małych mocach, wydajne zespoły przygotowania sprężonego powietrza umożliwiające dostarczenie odpowiedniej ilości powietrza, zawory proporcjonalne sterujące ciśnieniem w czasie cyklu roboczego i ruchu jałowego oraz siłowniki z optymalną amortyzacją pozwalającą na skrócenie cyklu roboczego i jednoczesne zwiększenie wydajności maszyny.

Powyższe narzędzia – kalkulatory i konfiguratory – są proste i przyjazne w obsłudze. Wprowadzenie niezbędnych parametrów opisujących aplikację i zmiana ich w zależności od wymagań umożliwia symulację pracy układu oraz ocenę kosztów zużytego sprężonego powietrza. Te proste czynności pozwalają na uzyskanie nawet kilkudziesięcioprocentowych oszczędności zużycia energii. ■

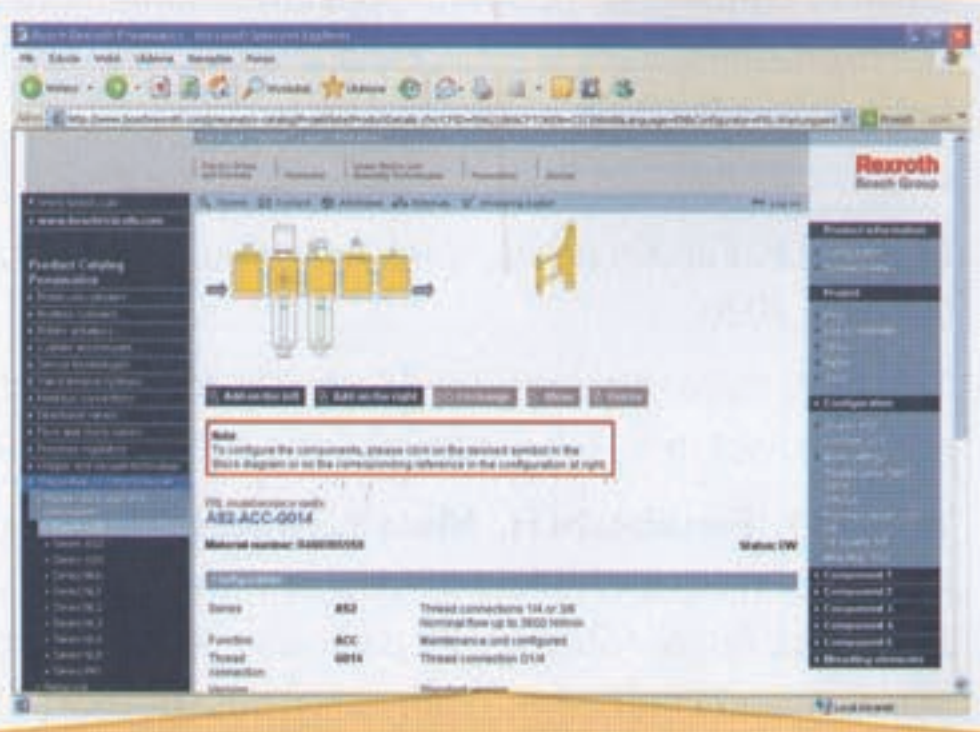


Rys. 1 Kalkulator doboru siłownika i zaworu rozdzielającego

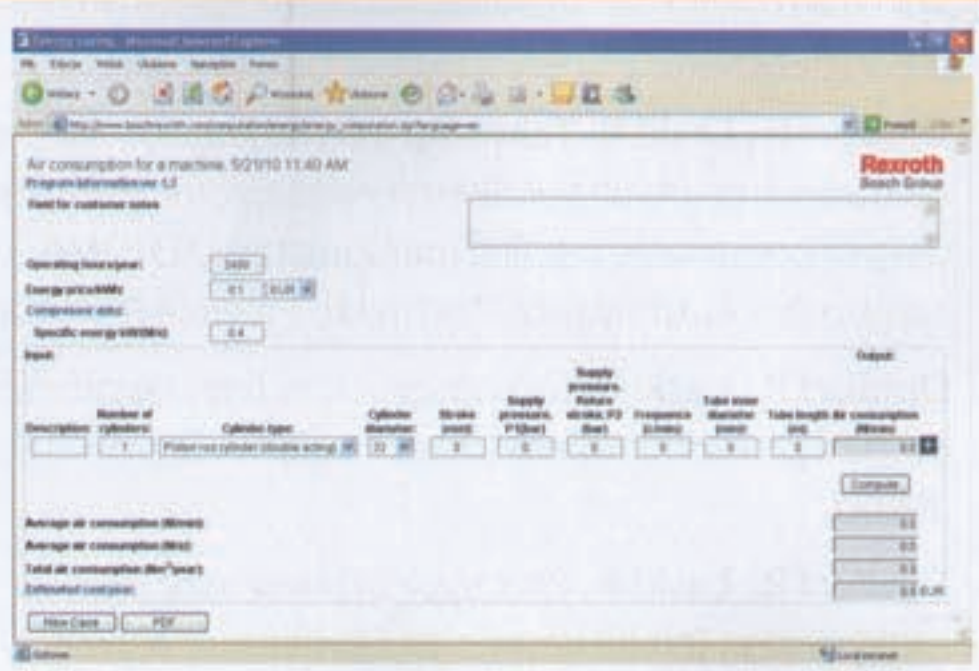
Artykuł promocyjny

mgr inż. Ireneusz Jakubowski

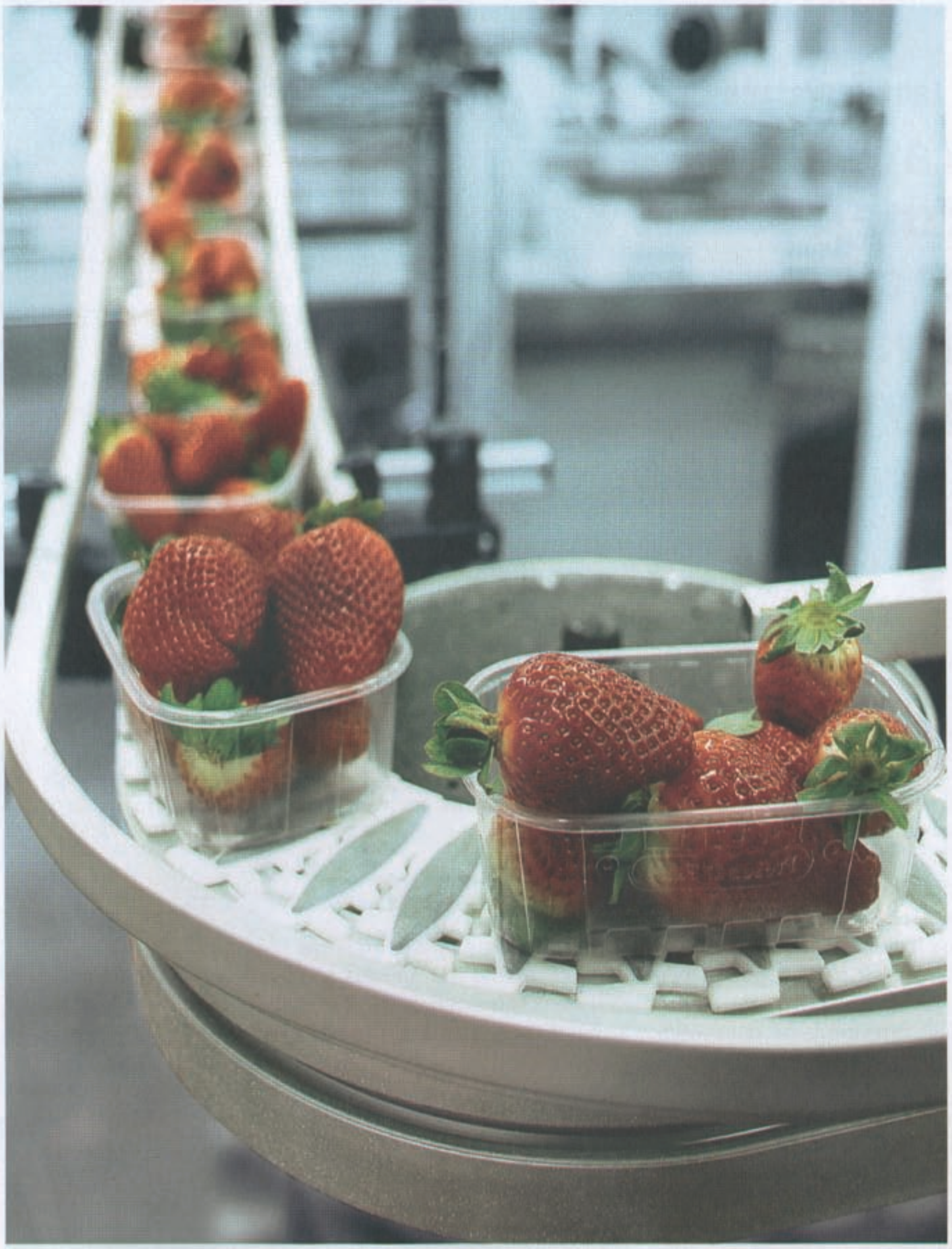
Bosch Rexroth, Polska
Tel.: +48 22 738 18 70
ireneusz.jakubowski@boschrexroth.pl

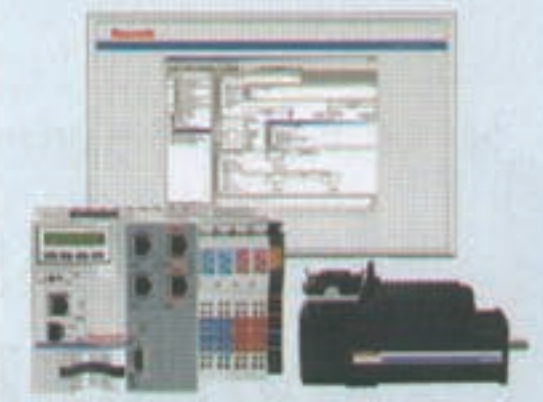


Rys. 2 Konfigurator doboru zespołu przygotowania sprężonego powietrza



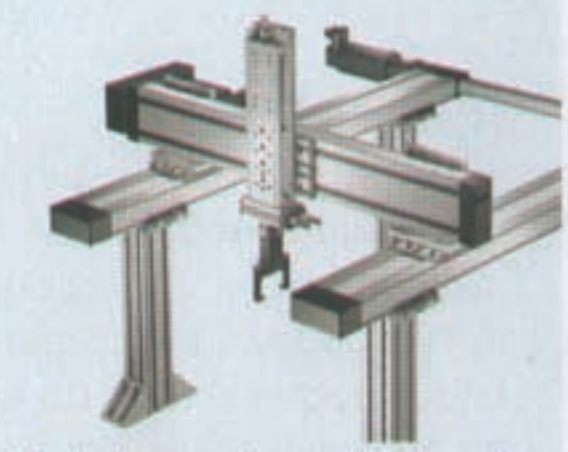
Rys. 3 Kalkulator kosztów zużycia sprężonego powietrza





Sterowanie i napędy elektryczne

Pneumatyka



Technika przemieszczeń liniowych

Technika montażowa

Cel:
Najlepsza technologia do zastosowania w przemyśle spożywczym

Rozwiązanie:
Doradztwo techniczne firmy Bosch Rexroth

Know-how w przemyśle spożywczym i opakowaniowym
Wykorzystanie kompetencji oraz produktów firmy Bosch Rexroth umożliwia uzyskanie większej efektywności procesów automatyzacji, większej elastyczności systemów i wydajności urządzeń. Sterowanie i napęd elektryczny, hydrauliczny, pneumatyczny to domena naszej firmy.
Bosch Rexroth. **The Drive & Control Company**

Bosch Rexroth Sp. z o.o.
info@boschrexroth.pl
www.boschrexroth.pl/pneumatyka

Rexroth
Bosch Group

Marek Surowiec, Janusz Frączek

Metody statycznej i dynamicznej optymalizacji w zastosowaniu do rozwiązywania zagadnienia udziałów mięśniowych

Modelowanie i analiza układu mięśniowo-szkieletowego to podstawowe zadanie przy analizie biomechanicznej dotyczącej układu ruchu człowieka [1], [3]. Dotychczasowe podejście zazwyczaj ograniczało się do modelowania układu ruchu jako członów sztywnych połączonych parami kinematycznymi obrotowymi.

Wprowadzenie

W modelowaniu i analizie układu mięśniowo-szkieletowego zazwyczaj nie brano pod uwagę układu mięśniowego i nie rozpatrywano aktywnego wpływu tego elementu układu ruchu. Podejście takie spowodowane było najczęściej trudnościami związanymi z modelowaniem zarówno sposobu współpracy mięśni między sobą, jak i samego mięśnia jako elementu nieliniowego.

Wraz z rozwojem komputerowych metod modelowania powstaje wiele modeli układu ruchu, rozbudowanych o elementy odpowiadające mięśniom. W zależności od stopnia skomplikowania modelu stosuje się różne techniki modelowania samego szkieletu lub elementów szkieletu z układem mięśniowym. Istotne staje się także rozpoznanie sposobu, w jaki mózg steruje zachowaniem układu ruchu. Pomimo szeroko zakrojonych badań w tej dziedzinie wciąż nie mamy pewności, w jaki sposób mózg sprawuje kontrolę nad mięśniami.

Poniższa praca ma na celu zastosowanie technik optymalizacyjnych – zarówno statycznych, jak i dynamicznych – do rozwiązania problemu wyznaczenia wartości sił mięśniowych w układzie ruchu. Przedstawione zagadnienia są wstępem do dalszych prac pozwalających na określenie m.in. wpływu modyfikacji punktów przyczepu mięśni (np. w wyniku urazu) na obciążalność i zakres ruchowy stawu. W pierwszej części pracy przedstawione zostaną modele mięśnia bazujące na modelu Hilla oraz najczęściej stosowane przy rozwiązywaniu problemu udziałów mięśniowych kryteria optymalizacyjne. Kolejnym krokiem będzie przedstawienie statycznej i dynamicznej techniki optymalizacji z zastosowaniem opisanych kryteriów współpracy mięśni. Zastosowanie powyższej techniki będzie przedstawione na przykładzie modelu wieloczłonowego stawu barkowego, obejmującego model układu szkieletowego złożonego ze sztywnych członów oraz model układu mięśniowego.

Przedstawiony model zostanie poddany analizie w trzech przypadkach. Będzie to statyczna analiza przy zmiennym obciążeniu oraz dynamiczna analiza odwodzenia i zgięcia. Wyniki otrzymane na podstawie obliczeń numerycznych zostaną przedyskutowane, a przedstawione wnioski pozwolą na ustalenie kolejnych kroków dalszej pracy.

Metoda modelowania

Matematyczny model mięśnia

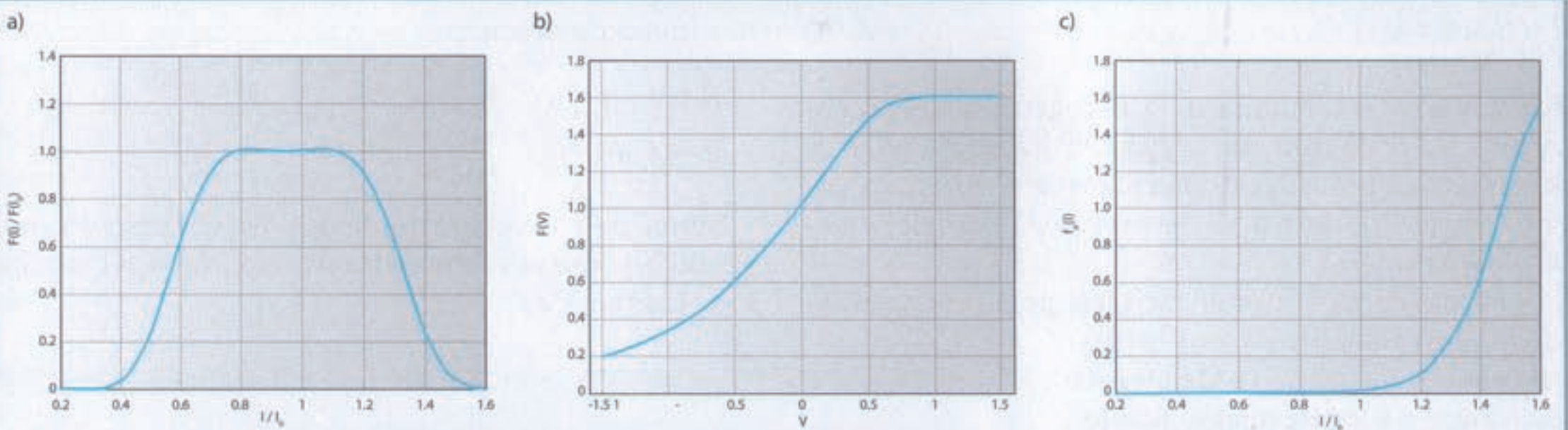
Maksymalna siła mięśnia jest proporcjonalna do maksymalnych naprężeń σ, jakie mogą występować w mięśniu. Współczynnikiem proporcjonalności jest przekrój fizjologiczny mięśnia $pCSA$. W przypadku analizy dynamicznej, kiedy długość mięśnia jest różna od długości swobodnej, model mięśnia musi być uzupełniony o zależność generowanej siły od aktualnej długości mięśnia oraz jego prędkości skracania. W rezultacie formułę opisującą siłę wywieraną przez mięsień o dowolnej długości oraz niezerowej prędkości skracania można przedstawić w postaci [4]:

$$F_m = \sigma_{\max} \cdot pCSA\left(x \cdot f_1(l) \cdot f_2(v) + f_p(l)\right) \tag{1}$$

gdzie:

F_m – siła mięśnia,
σ_{max} – maksymalne naprężenie mięśnia,
$pCSA$ – przekrój fizjologiczny mięśnia,
x – współczynnik pobudzenia,
$f_1(l)$ – funkcja aktywnej siły mięśnia zależnej od długości,
$f_2(v)$ – funkcja aktywnej siły mięśnia zależnej od prędkości skracania,
$f_p(l)$ – funkcja pasywnej siły mięśnia zależnej od długości.

W zależności od stopnia skomplikowania modelu mięśnia można sięgnąć po różne modele matematyczne funkcji mięśniowych zawartych w równaniu (1). Wszystkie te modele powstały w wyniku badań na wypreparo-



Rys. 1 a) Zależność współczynnika siły mięśniowej od długości, b) Zależność współczynnika siły mięśniowej od prędkości wydłużenia, c) Zależność pasywnego współczynnika siły mięśniowej od długości

wanych mięśniach, poddanych szeregowi analiz statycznych i dynamicznych. Końcowe wyniki przedstawiono w postaci matematycznych zależności funkcyjnych na współczynniki siły mięśniowej od długości i prędkości skracania mięśnia. W pracy wykorzystano model zaproponowany przez Zajaca [5]:

$$f_1(l) = \exp\left[-40\left(l/l_0 - 0.95\right)^4 + \left(l/l_0 - 0.95\right)^2\right] \quad (2a)$$

$$f_2(v) = 1.6 - 1.6\exp\left[-\frac{1.1}{\left(-v/2.5+1\right)^4} + \frac{0.1}{\left(-v/2.5+1\right)^2}\right] \quad (2b)$$

$$f_p(l) = 1.3\arctan\left[0.1\left(l/l_0 - 0.22\right)^{10}\right] \quad (2c)$$

Kryteria współpracy mięśni

Przyjęcie hipotezy, że układ nerwowy angażuje mięśnie zgodnie z wypracowaną zasadą skuteczności, sugeruje postać kryterium jako warunku minimalizacji pewnego funkcjonału $\mathcal{J}$, zależnego od sił rozwijanych przez mięśnie. Sformułowanie problemu udziałów jako zagadnienia minimalizacji funkcjonału, przy jednoczesnym spełnieniu równań mechaniki, pozwala na wykorzystanie metod optymalizacyjnych do wyznaczenia sił, z jakimi działają mięśnie.

Pierwsze rozwiązania zagadnienia udziałów metodami optymalizacji, przeprowadzone przez Seirega i Arvikara [6], dotyczyły minimalizacji liniowej funkcji pobudzeń.

$$J = \min \sum_{i=1}^{n} x_i \quad (3)$$

gdzie:

i – numer mięśnia,

n – liczba mięśni w układzie

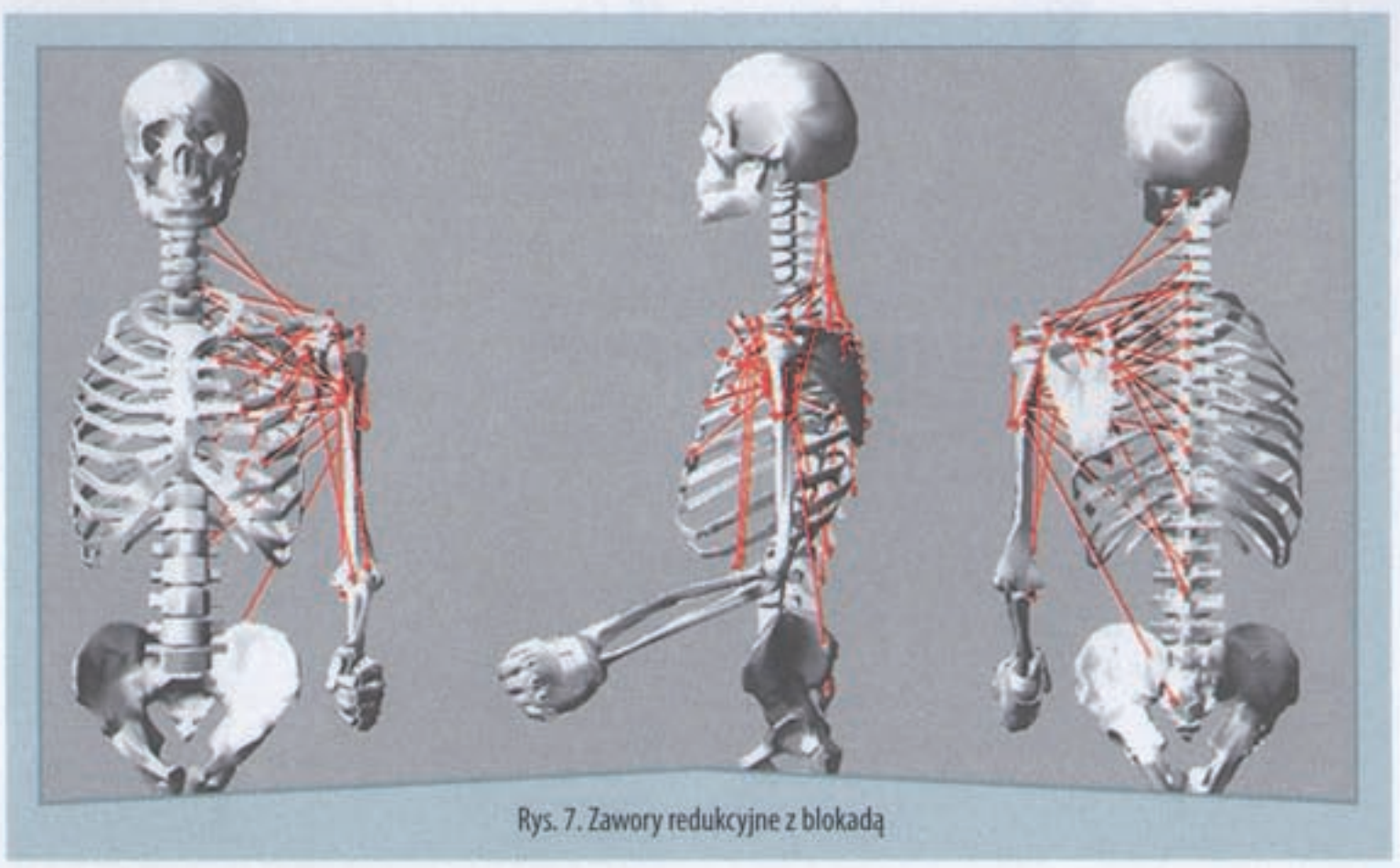
Wady linowych wskaźników jakości zostały zmniejszone poprzez wprowadzenie kryteriów nieliniowych. Podstawowym kryterium tego typu jest suma kwadratów sił mięśniowych lub suma kwadratów pobudzeń [11]. Przewidywania takich kryteriów są bardziej zgodne z zarejestrowanymi wzorcami aktywności EMG. Ze względu na szczególną zgodność preferowane są wskaźniki jako sumy kwadratów pobudzeń.

$$J = \min \sum_{i=1}^{n} x_i^{\,2} \quad (4)$$

Sformułowanie ogólnych warunków, jakie powinna spełniać funkcja minimalizacji, aby przewidzieć bardziej biologiczne rozwiązanie zagadnienia udziałów, pozwoliło na zbudowanie kryteriów opartych na „gładkiej" zależności pobudzeń. Kryteria tej klasy nazywane są kryteriami łagodnego nasycenia. W pracy zostało przyjęte kryterium zaproponowanie przez Siemieńskiego A., [7], w postaci:

$$J = \min \sum_{i=1}^{n} 1 - \sqrt{\left(1 - x_i^2\right)} \quad (5)$$

Inne podejście podane jest w kryterium minimax, które jest rozwinięciem kryterium potęgowego. Przewidywania pobudzeń w oparciu o to kryterium mają charakter linowego wzrostu pobudzenia od wartości minimalnej do maksymalnej [9]:



Rys. 7. Zawory redukcyjne z blokadą

$$J = \min_{i} \max(x_i) \tag{6}$$

Kryterium to jest popularne w oprogramowaniach komercyjnych, podobnie jak kryterium kwadratowe. Jednak wykonanie procedur numerycznych w oparciu o powyższe kryterium jest o wiele prostsze i bardziej efektywne obliczeniowo.

Dobór kryteriów minimalizacji jest przede wszystkim podyktowany możliwościami wykorzystywanej metody modelowania i naciskiem na interesujący, fizjologiczny aspekt badanego zjawiska.

Statyczna i dynamiczna metoda optymalizacji współpracy mięśni

Optymalizacja jest procesem obliczeniowym, który pozwala na przeprowadzenie badań w zakresie minimalizacji lub maksymalizacji funkcji rzeczywistych. W matematyce optymalizacja odnosi się do badania problemów, w których próbuje się zminimalizować lub zmaksymalizować funkcje rzeczywiste poprzez systematyczny wybór wartości zmiennych rzeczywistych z dozwolonego przedziału.

Optymalizacja statyczna bez ograniczeń wymaga ustalenia wartości p parametrów $y_1, \ldots, y_p$, które minimalizują wskaźnik jakości będący funkcją tych parametrów.

$$L(y) = L(y_1, \ldots, y_p) \tag{7}$$

Aby wyznaczyć minimum funkcji (7), bez nałożonych ograniczeń, muszą być spełnione dwa warunki nałożone na pierwszą (gradient) i drugą (hessian) pochodną funkcji.

Pierwszym z nich jest warunek konieczny w postaci zerowania się gradientu; drugim warunkiem jest dodatnie określenie hessianu.

$$L_y = 0;\ L_{yy} \geq 0 \tag{8}$$

Spełnienie tych warunków pozwala na znalezienie minimum funkcji (7) bez nałożonych ograniczeń.

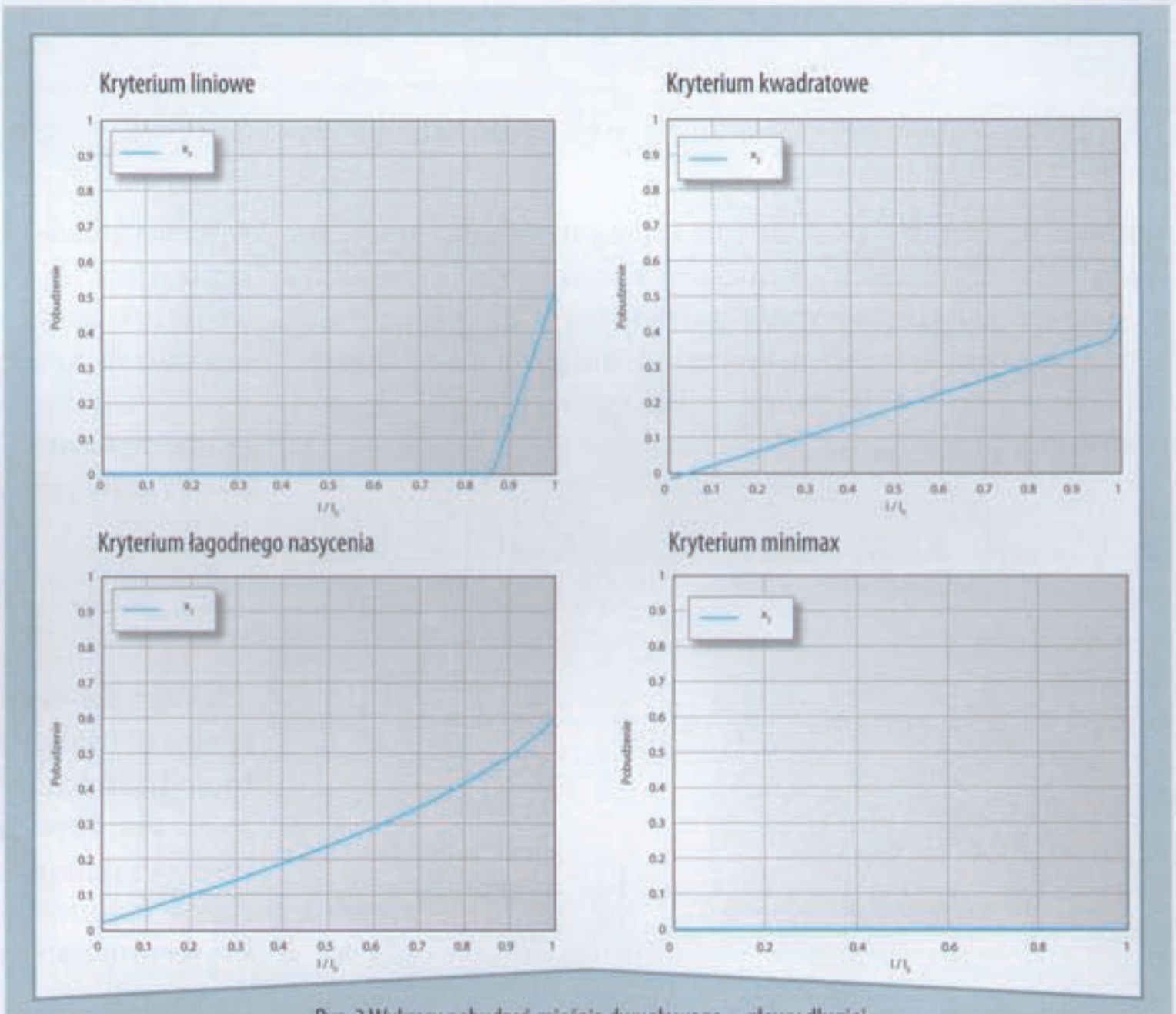
W przypadku nałożenia dodatkowych więzów na zmienne $y_1, \ldots, y_p$ w postaci równań:

$$f^{(i)}(y) = 0, \quad i = 1, \ldots, n \tag{9}$$

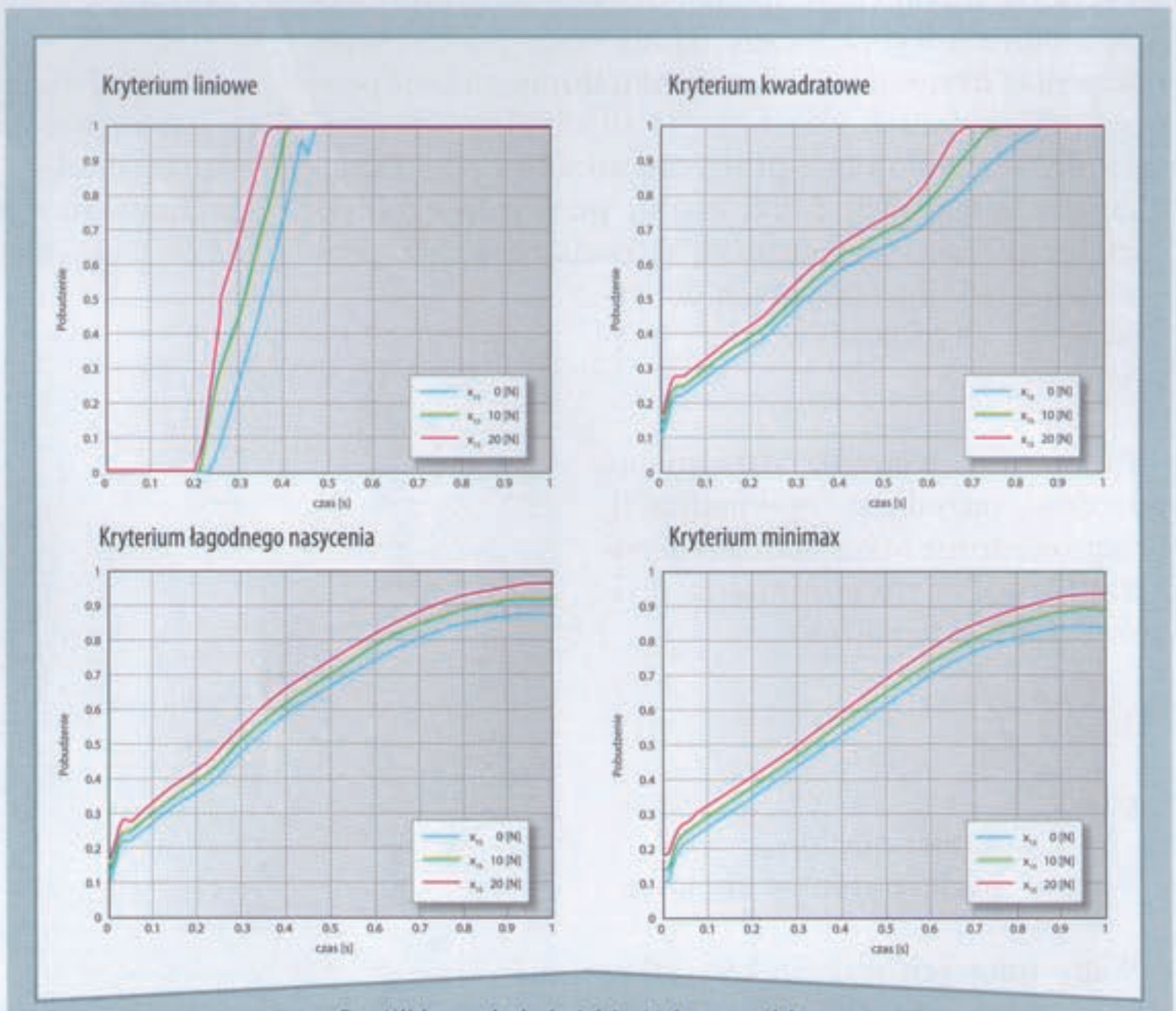
konieczne staje się rozwinięcie warunków istnienia minimum do postaci:

$$\begin{aligned} dL &= L_y dy < 0 \\ df &= f_y dy = 0 \end{aligned} \tag{10}$$

Biorąc pod uwagę, że gradient posiada części równoległe do hiperpowierzchni więzów, możemy użyć mnożników Lagrange'a λ:



Rys. 3 Wykresy pobudzeń mięśnia dwugłowego – głowy długiej



Rys. 4 Wykresy pobudzeń mięśnia piersiowego mniejszego

$$H \equiv L + \lambda^T f \tag{11}$$

Rozwiązanie tego równania pozwala na wyznaczenie wartości $y_1, \ldots, y_p$ dla minimalnej wartości (7) przy zachowaniu warunków (9).

Optymalizacja dynamiczna jest procesem określenia wektora sterowania $u(t)$ i historii stanu $x(t)$ dla układu dynamicznego w określonym przedziale czasu t. Wyznaczony wektor musi minimalizować wskaźnik jakości dany w postaci:

$$J = \Phi[x(t_f)] + \int_{t_0}^{t_f} L(x,u,t)dt \tag{12}$$

przy $t_0 \le t \le t_f \quad x(t_0) = x_0$

Dla tego problemu możemy określić Hamiltonian w postaci:

$$H(t) \equiv L[x(t),u(t),t] + \lambda^T(t) f[x(t),u(t),t] \tag{13}$$

Aby wyznaczyć wektor sterowania $u(t)$, musimy rozwiązać następujące równanie różniczkowe:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f[x(t),u(t),t] \\ \dot{\lambda} &= -H_x^T(t) \equiv -L_x^T(t) - f_x^T(t)\lambda(t) \end{aligned} \tag{14}$$

Równania te mogą być zapisane w postaci:

$$H_u(t) \equiv L_u(t) - \lambda^T(t) f_u(t) = 0 \tag{15}$$

dla warunków początkowych określonych w zakresie czasu początku $t = t_0$ i końca $t = t_f$:

$$\begin{aligned} &\dot{x}(t_0) \ określone \\ &\lambda(t_f) = \Phi_x^T \end{aligned} \tag{15a}$$

Do rozwiązania zadań statycznej i dynamicznej optymalizacji został użyty pakiet obliczeniowy Matlab.

Analiza modelu stawu barkowego

Model wieloczłonowy stawu barkowego

Model geometryczny układu szkieletowego zbudowano dla modelu mężczyzny w wieku 25 lat o wzroście 170 cm i wadze 70 kg. Poszczególne człony posiadają masę odpowiednią dla układu kostnego i tkanki miękkiej. Masa i rozkład momentów bezwładności są więc uwzględnione dla pełnych członów, nie zaś dla samego szkieletu [14].

Człony połączone zostały obrotowymi parami kinematycznymi. Pary te, jako stawy, pozwalają na ograniczenie ruchu członów – podobnie jak rzeczywiste stawy posiadają naturalny, ograniczony zakres ruchu. W celu modelowania oporów ruchu dodatkowo w stawach zostały wprowadzone elementy sprężysto-tłumiące; odpowiadają one za tarcie powstałe w trakcie ruchu.

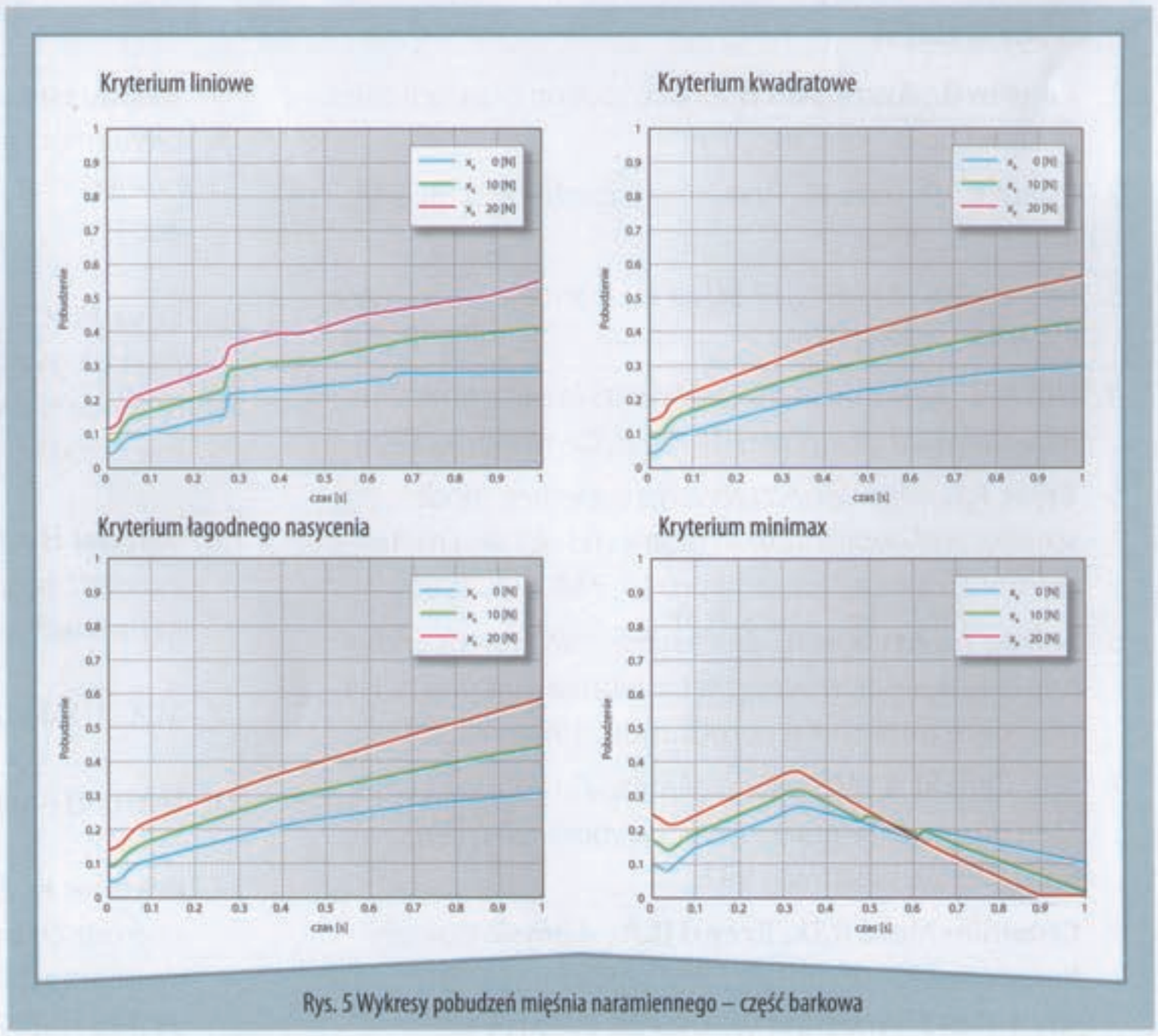
Zabiegi te pozwalają na przystosowanie modelu do symulacji stanów zwyrodnieniowych poprzez sterowanie zakresem i oporami ruchu w parach kinematycznych.

Mięśnie zostały zamodelowane jako element kurczliwy, siłowy, rozpięty miedzy dwoma punktami przyczepu. Siła mięśnia może występować jedynie w kierunku ściskania i występuje ona na kierunku wyznaczonym przez punkty przyczepu. Zamodelowano 11 głównych mięśni w postaci 35 aktonów mięśniowych. Zabieg ten miał na celu pełną reprezentacje czynności, jakie mogą zostać wykonane przez poszczególne mięśnie i ich części.

Siły mięśniowe w układzie stawu barkowego w warunkach statyki

Analiza ta została przeprowadzona jako analiza statyczna z dynamiczne zmieniającą się wartością obciążenia w zakresie od 0 do 100 N. Ręka została zgięta w łokciu o stały kąt 60°, zaś obciążenie przyłożono w centralnej części dłoni. Rozpatrywano ruch tylko w układzie stawu barkowego.

W trakcie analizy siła obciążenia była skierowana zgodnie ze zwrotem siły grawitacji. Symulacja trwała 1 sekundę i w jej trakcie obciążenie zmieniało swoją wartość od 0 do 100 N. W wyniku otrzymano wykresy zmienności pobudzeń mięśniowych dla wszystkich 35



Rys. 5 Wykresy pobudzeń mięśnia naramiennego – część barkowa

aktonów. Na rys. 3 przedstawiono przykładowe wyniki pobudzeń dla mięśnia dwugłowego – głowy długiej. Na podstawie tego wykresu można wnioskować o zbliżonych rozwiązaniach zagadnienia udziałów mięśniowych dla kryteriów kwadratowego i łagodnego nasycenia w zakresie niewielkich pobudzeń (do 0.4). Natomiast kryteria liniowe i minimax ogólnie nie przewidują działalności tego mięśnia w danej analizie.

Analiza ruchu zgięcia

W analizie ruchu zgięcia zbadano zachowanie pobudzenia mięśni w zależności od wybranych kryteriów optymalizacyjnych współpracy mięśni przy założeniu warunków dynamicznych współdziałania. Będzie to ruch zgięcia ramienia w trzech przypadkach obciążenia: obciążenie zewnętrzne równe zero (tylko obciążenie własne) i przy obciążeniach 10 i 20 N.

Ruch zgięcia (o kąt 50°) realizowany był jedynie przez staw barkowy – staw łokciowy unieruchomiono. Przedstawiono przykładowe rozwiązania otrzymane dla mięśnia piersiowego mniejszego (rys. 4).

W przypadku kryterium liniowego i kwadratowego widoczne jest całkowite wytężenie mięśnia, natomiast pobudzenie mięśnia w kryterium łagodnego pobudzenia i minimax nie osiąga wartości maksymalnej w obu przypadkach.

Analiza ruchu odwodzenia

Analiza ta dotyczy wyznaczenia pobudzeń poszczególnych mięśni w ruchu odwodzenia. Symulacje zostały przeprowadzone dla trzech przypadków obciążeń zewnętrznych: bez obciążenia zewnętrznego i z siłą obciążenia 20 i 40 N.

Analiza odwodzenia obejmowała ruch w zakresie 80°, wykonany w czasie jednej sekundy. Wyniki przewidywań dla mięśnia naramiennego części barkowej (rys. 5) wykazują podobieństwa w przypadku kryteriów liniowego, kwadratowego i łagodnego nasycenia. Inne rozwiązanie jest natomiast przewidziane w przypadku kryterium minimax, gdzie po początkowej aktywności zgodnej z innymi kryteriami następuje zmniejszanie pobudzenia mięśnia.

Wnioski

Zastosowanie metody układów wieloczłonowych w modelowaniu układów biomechanicznych pozwala na szybkie i efektywne budowanie modeli o znacznym stopniu skomplikowania. Nawet proste modele mają dużą efektywność i wariantowość przeprowadzania analiz. Wyniki uzyskane podczas analizy w prosty sposób mogą być przekazywane i poddawane dalszej obróbce i przetwarzaniu.

Duży problem może jednak stanowić określenie parametrów anatomicznych poszczególnych mięśni. Chodzi tu zarówno o długość swobodną mięśnia, przekrój anatomiczny, jak i określenie punktów przyczepu, które bezpośrednio wiążą się z kierunkiem działania siły mięśniowej.

Największy wpływ na wyznaczenie profili sił mięśniowych ma przyjęte kryterium optymalizacyjne. Zastosowanie kryterium liniowego wiąże się z niefizjologicznym rozwiązaniem zagadnienia udziałów – mięśnie pracują przez długi czas w stanie nasycenia. Podobnie jest w przypadku kryterium kwadratowego, choć jest tu znaczna poprawa we współpracy mięśni. Najlepiej pre-

Literatura

1. **Chaffin B., Anderson B.J.,** *Occupation biomechanics.* John While & Sons, Inc., 1991.
2. **Putza R., Pabsta R.,** *Atlas man's anatomy SOBOTTA.* Munchen, 2000.
3. **Morecki A., Ekiel J., Fidelus K.,** *Bionics of movement.* PWN Warszawa,1971.
4. **Hill A.V.,** *First and last experiments in muscle mechanics.* Cambridge University Press, Cambridge, 1970.
5. **Zajac F.E.,** *Muscle and tendon: properties, models, scaling, and application to biomechanics and motor control.* Crit Rev Biomed Eng, 19, 359-411, 1989.
6. **Seireg A., Arvikar R.,** *Biomechanical analysis of the musculoskeletal structure for medicine and sports.* Hemisphere publishing corporation, 1989.
7. **Siemieński A.,** *Modelling of force distribution in human musculoskeletal system in dynamical conditions.* Ph.D. Thesis, Warsaw, 1991.
8. **Crowninshield R.D., Brand R.A.,** *A physiologically based criterion of muscle force prediction in locomotion.* Journal of Biomechanics, 14, 793-801, 1981.
9. **Rasmussena J., Damsgaarda M., Voigt M.,** *Muscle recruitment by the minmax criterion – a comparative numerical study.* Journal of Biomechanics, 34, 409-415, 2001.
10. **Silva M.P.T., Ambrosio J.A.C.,** *The effect of different physiological cost functions on the solution of the redundant problem in biomechanics.* Multibody dynamics, 2003.
11. **van der Helm F.C.T.,** *Analysis of the kinematics and dynamic behavior of the shoulder mechanism.* Journal of Biomechanics, 27, 527-550, 1994.
12. MSC.ADAMS/View, /Solver, Book. MSC Software 2009.
13. MATLAB Book. MathWorks 2009.
14. **Breteler K., Spoor C.W., van der Helm F.C.T.,** *Measuring muscle and joint geometry parameters of a shoulder for modelling purposes.* Journal of Biomechanics, 32 1191-1197, 1999.

zentują się kryteria łagodnego nasycenia i minimax. Siły mięśniowe przewidywane przez te kryteria osiągają stan nasycenia jedynie przy maksymalnych wartościach momentu obciążenia i współpracują ze sobą już przy minimalnych wartościach obciążeń.

Zastosowanie kryteriów optymalizacyjnych w innej postaci, opartych na innych parametrach niż pobudzenie lub modyfikacja parametrów i współczynników zawartych w kryteriach, wprowadza różnorodność modeli optymalizacyjnych i możliwość modelowania układu mięśniowego na wybranych parametrach, jednakże często prowadzi to do wyznaczenia pokrewnych profili mięśniowych.

■

mgr inż. Marek Surowiec,
prof. dr hab. inż. Janusz Frączek

Instytut Techniki Lotniczej i Mechaniki Stosowanej
Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa,
Politechnika Warszawska
ul. Nowowiejska 24, 00-665 Warszawa

msurowiec@meil.pw.edu.pl
jfraczek@meil.pw.edu.pl

The research presented in this paper was co-financed by the European Regional Development Fund within the framework of the 1. priority axis of the Innovative Economy Operational Programme, 2007-2013, through grant PO IG 01.02.01-00-014/08-00, and by the Institute of Aeronautics and Applied Mechanics statutory funds.

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę modelowania mięśniowo-szkieletowego układu ruchu za pomocą techniki układów wieloczłonowych z wykorzystaniem technik optymalizacyjnych, w celu wyznaczenia wartości sił mięśniowych. Techniki te zostaną zaprezentowane na przykładzie analizy układu mięśniowo-szkieletowego stawu barkowego człowieka, jednakże wybrany proces może dotyczyć dowolnego stawu lub całości układu mięśniowo-szkieletowego. Zakres badań obejmuje jeden model fizyczny, w celu rozpoznania wpływu technik optymalizacyjnych na modelowane zjawisko udziałów mięśniowych i określenie kierunku dalszych badań.

W pracy przedstawiono i zastosowano model matematyczny mięśnia stosowany w analizach biomechanicznych, uwzględniający charakterystyki statyczne i dynamiczne. Omówiono sposób połączenia układów szkieletowego i mięśniowego. Do modelowania współdziałania mięśni wykorzystano technikę optymalizacyjną bazującą na kryteriach współpracy. Rozpatrywano cztery różne kryteria: liniowe, kwadratowe, łagodnego nasycenia i minimax. Przedstawiono także model układu ruchu na przykładzie stawu barkowego. W wyniku analizy otrzymano charakterystyki pobudzeń i sił mięśniowych dla przypadków statycznych i dynamicznych. We wnioskach przedyskutowano wpływ i różnice wynikające z zastosowanej metody i kryteriów współpracy mięśni.

Summary

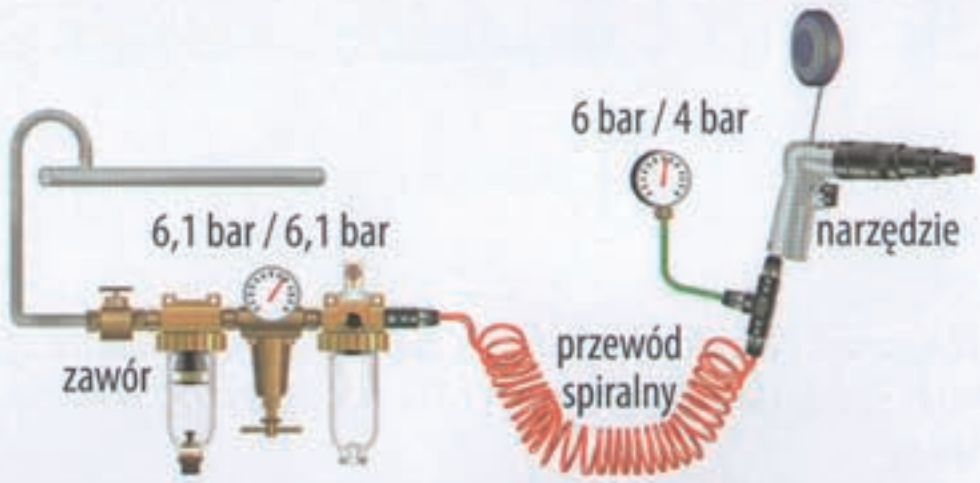
Static and dynamic optimization methods in application to muscle forces sharing problem

This work treats of the application of optimization techniques in the muscle force sharing problem for the mechanism of shoulder joint. The method presented here allows to determine active forces and reactions in skeletal as well as muscular systems. These techniques will be presented at the example of musculoskeletal human shoulder joint, but the chosen process may involve any joint or whole musculoskeletal system. The research area includes one physical model to identify the influence of optimization techniques on the phenomenon of interest to determine the muscle force and further research.

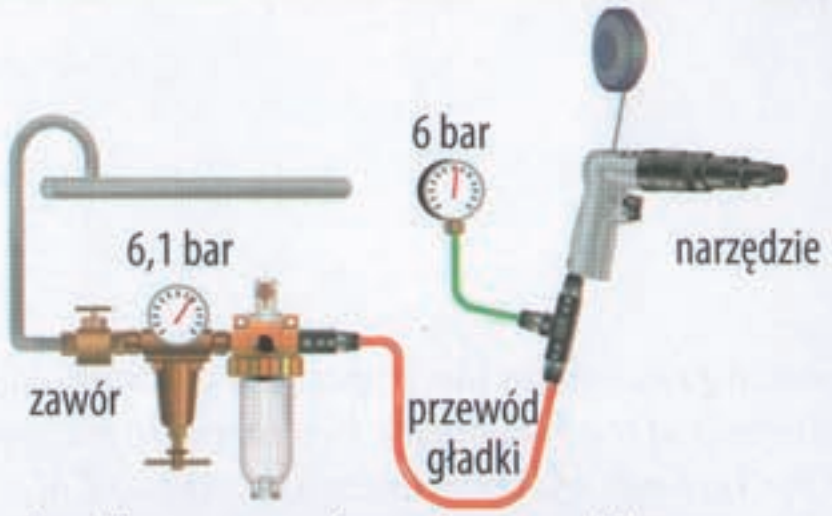
A skeletal system is represented by the multibody model with rigid links (bones) connected by revolute joints. In this work a model based on the Hill's muscle model is used to represent the muscular system. The model consists of a set of flexible elements, each of which represents either muscle or tendon. Static and dynamic characteristics of the flexible elements are based on the characteristics of muscles/tendons. Static and dynamic optimizations are performed with various optimization criteria. Aforementioned models are used to evaluate the value of the goal function. For the static optimization, four optimization criteria, which are frequently encountered in the literature, are chosen.

Oszczędzanie z optymalnym ciśnieniem sprężonego powietrza

Właściwe ciśnienie w sieci sprężonego powietrza ma znaczący wpływ na efektywne wykorzystanie całego systemu. Nawet małe zmiany ciśnienia mają tu często bardzo duże znaczenie.



Rys. 1 Podłączenie narzędzia przewodem spiralnym – ciśnienie statystyczne 6 barów. Spadek ciśnienia o 2 bary przy pracy narzędzia – spadek wydajności do 54%



Rys. 2 Przewody spiralne pożerają energię. Z tego powodu należy raczej stosować węże proste

W codziennej praktyce nierzadko spotykamy się z sytuacją, że podczas niskiego zużycia sprężonego powietrza zespół przygotowania powietrza (jak filtry, reduktory czy odstojniki) znajduje się pod ciśnieniem 6,1 bara, natomiast zainstalowane za nim narzędzie pneumatyczne pod ciśnieniem 6 barów (ciśnienie statyczne).

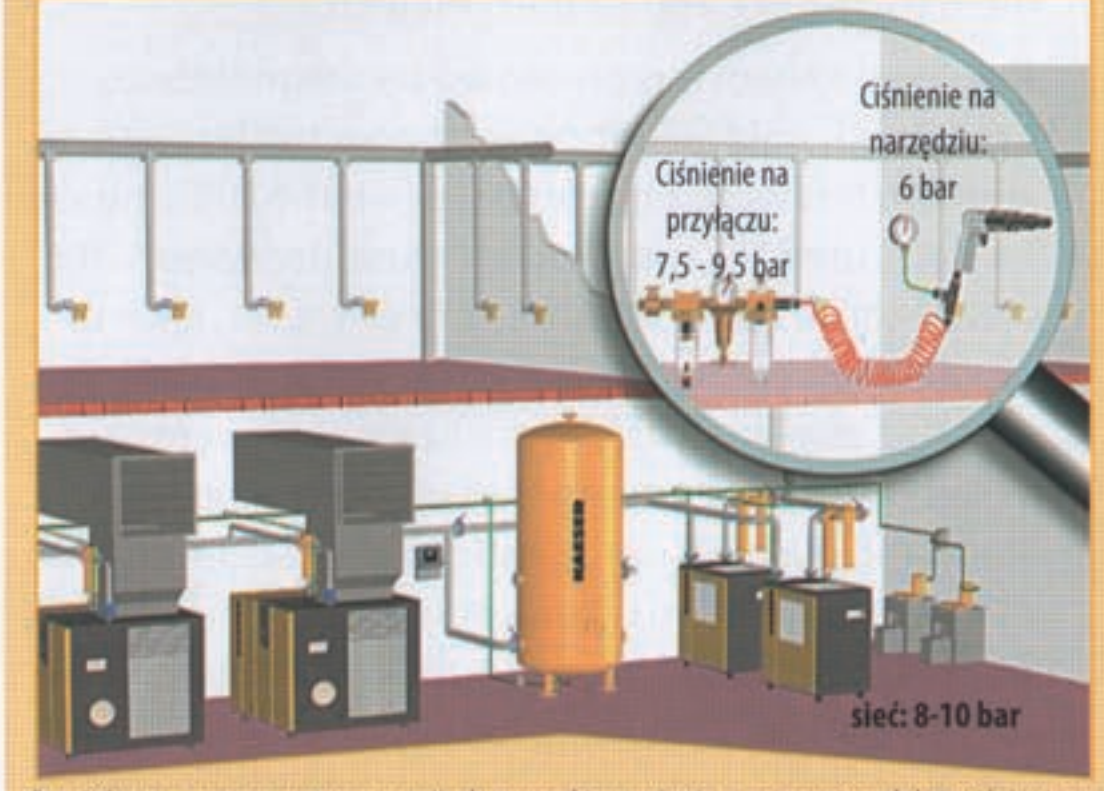
Jednakże w trakcie pracy ciśnienie mierzone przed narzędziem pneumatycznym gwałtownie spada (ciśnienie dynamiczne).

Spadek ciśnienia na narzędziu – co robić?

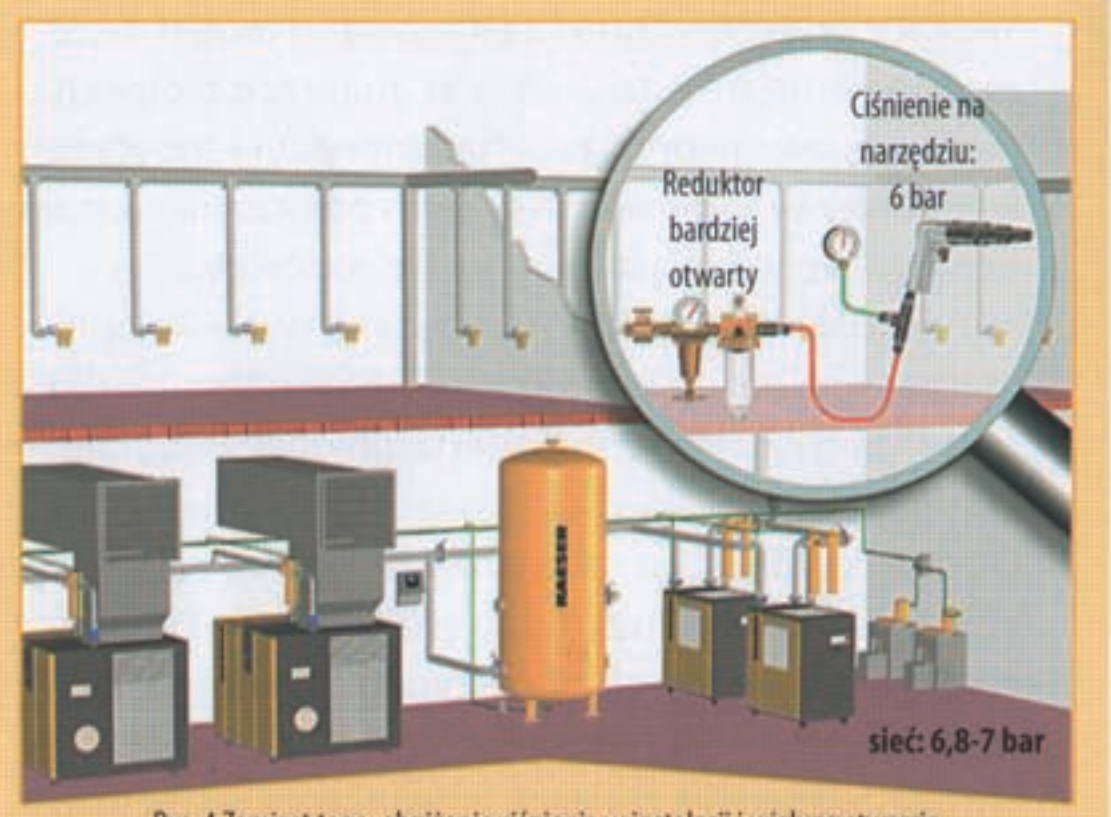
W rozpatrywanym przypadku następuje spadek ciśnienia o 2 bary, co oznacza, że narzędzie pneumatyczne pracuje na ciśnieniu 4 barów, a przez to wykorzystuje zaledwie 54% swojej mocy i staje się nieefektywne.

Przyczyny tego stanu można usunąć w następujący sposób:

a) przy zbyt małej średnicy przyłącza należy zastosować szybkozłączkę o większej przepustowości średnicy wewnętrznej
b) przy źle ustawionym reduktorze ciśnienia trzeba bardziej otworzyć reduktor
c) przy zbyt niskim ciśnieniu w instalacji pneumatycznej trzeba podwyższyć ciśnienie w sieci głównej lub zainstalować przewody o większej średnicy
d) przy zbyt cienkim przyłączu elastycznym należy zastosować grubszy przewód spiralny lub – jeszcze le-



Rys. 3 Czyste marnotrawstwo energii: zbyt wysokie sprężanie, a następnie redukcja ciśnienia na urządzeniu odbiorczym



Rys. 4 Zamiast tego: obniżenie ciśnienia w instalacji i większe otwarcie reduktora ciśnienia

piej – przewód prosty (o mniejszych oporach przepływu).

Zastosowanie wyżej opisanych rozwiązań pozwoli na osiągnięcie optymalnego ciśnienia dynamicznego na narzędziu (w naszym przypadku 6 barów, a nie 4). Wówczas możliwe będzie uzyskanie 100% mocy narzędzia pneumatycznego.

Oszczędzanie energii dzięki prawidłowej nastawie reduktora

Reduktory ciśnienia mają większy wpływ na wydajność instalacji pneumatycznych niż to się na ogół wydaje. W poniższym przykładzie system pneumatyczny zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu od 8 do 10 barów. W miejscach poboru ciśnienie waha się na poziomie od 7,5 do 9,5 bara, a następnie reduktory obniżają je do 6 barów.

W celu zaoszczędzenia energii ciśnienie w instalacji zostaje obniżone do poziomu 6,8-7 barów. W ten sposób w miejscach poboru ciśnienia w dalszym ciągu pozostaje 6,1 bara, jednak na narzędziach mamy jedynie 4 bary. Skutkiem tego jest zwiększenie czasu pracy, nieprawidłowe wyniki pracy z powodu zbyt niskiego ciśnienia dynamicznego na narzędziu oraz dłuższe okresy pracy sprężarek.

Pożądany efekt oszczędnościowy można natomiast w prosty sposób osiągnąć nie tylko przez obniżenie ciśnienia w instalacji pneumatycznej, lecz również przez większe otwarcie reduktorów ciśnienia przy urządzeniach zasilanych sprężonym powietrzem, tak aby uzyskać właściwe ciśnienie dynamiczne na narzędziu pneumatycznym.

Zainteresowanych ww. tematyką zapraszamy do odwiedzenia strony internetowej:
http://pl.kaeser.com/Online_Services/Toolbox/default.asp#0 ■

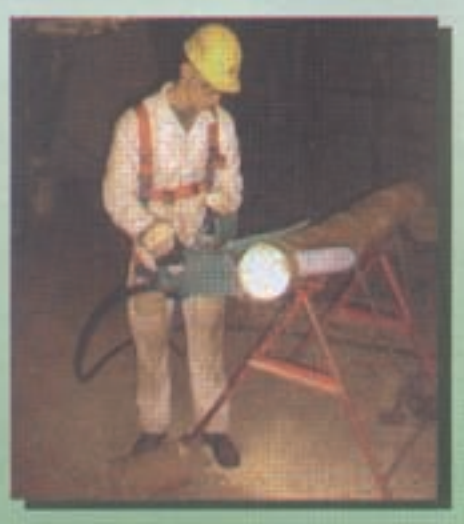
Artykuł promocyjny

KAESER KOMPRESSOREN Sp. z o.o.
ul. Taneczna 82, 02-829 Warszawa

www.kaeser.pl

SPITZNAS NIEZAWODNOŚĆ I NISKI KOSZT EKSLPOATACJI

Przekrój cięcia:
120 x 120 mm
120 x 180 mm
120 x 180 mm
160 x 195 mm



Piła do drewna oraz cięcia tworzywa sztucznego. Dostępna wersja do zastosowań podwodnych

Do cięcia rur ⌀30-530 mm, szyn, podpór, itp.

Do zakręcania i odkręcania śrub od M16 do M56

Do wiercenia w miejscach trudnodostępnych

Urządzenia dostępne w wersji hydraulicznej i pneumatycznej.
W ofercie znajdują się również pneumatyczne szlifierki kątowe,
zakrętaki ze wzmacniaczem momentu, młoty udarowe, oczyszczarki igłowe i inne urządzenia.

Firma Transtools zapewnia autoryzowany serwis gwarancyjny i pogwarancyjny urządzeń Spitznas

Transtools Sp. z o.o. - wyłączny dystrybutor i współproducent urządzeń SPITZNAS

Transtools Sp. z o.o.
20 - 211 Lublin
ul. Gospodarcza 29

fax (081) 746 58 70
tel. (081) 746 50 31

e-mail: biuro@transtools.pl
www.transtools.pl

TRANS TOOLS

TÜV CERT DIN EN ISO 9001:2000

Optymalizacja układów podciśnienia w konstrukcjach chwytaków

Spośród wielu zastosowań podciśnienia czy próżni bodaj największy jego udział możemy odnaleźć w rozwiązaniach uchwytu i transportu detali produkcyjnych oraz wyrobów gotowych.

Manipulatory pneumatyczne lub roboty za pomocą chwytaków przyssawkowych biorą udział w montażu samochodów, pralek, telewizorów czy mebli.

Bardzo często w jednym tylko zakładzie produkcyjnym można zobaczyć kilkadziesiąt takich urządzeń, a że ilość daje się przekuć w siłę, można wykazać, jak bardzo optymalna konstrukcja tych urządzeń wpływa na ekonomię produkcji.

Ponieważ obwód podciśnienia manipulatora zużywa energię niezwiązaną bezpośrednio z wykonaniem pracy (czyli przeniesienia określonej masy między punktami przestrzeni), a jedynie z „zasprzęgleniem" przedmiotu z chwytakiem, oczywiste wydaje się dążenie do minimalizowania tej „marnotrawionej" energii. Rzeczywistość jednak często podąża swoimi ścieżkami, a wielu projektantów z mniej lub bardziej zrozumiałych względów wciąż stosuje „stare, sprawdzone metody". Klient z reguły po kilkunastu miesiącach na własną rękę zaczyna myśleć o poprawkach, które zmniejszą koszty produkcji – i trudno mu się dziwić. Ważnym zagadnieniem w tych działaniach jest decentralizacja układu podciśnienia, możliwa do uzyskania w praktyce – głównie przy zastosowaniu techniki eżektorowej.

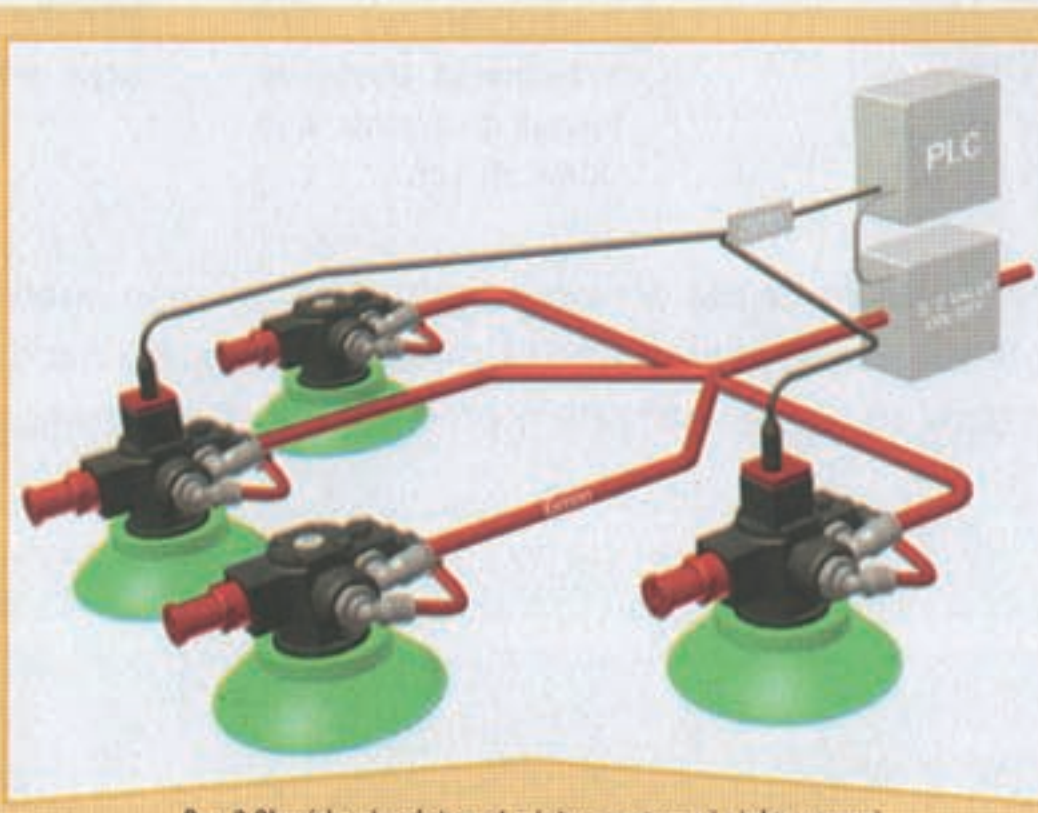
Decentralizacja układu podciśnienia ma spowodować zmniejszenie zapotrzebowania energetycznego prawidłowo działającego robota, jak również często zmniejszyć czasy reakcji układu, a tym samym spowodować skrócenie pojedynczego cyklu i zwiększenie produktywności.

Gdzie zatem szukać złodzieja energii? Jest nim wszelka objętość, jaka towarzyszy tworzeniu obwodu podciśnieniowego chwytaka: przestrzenie w przewodach próżniowych, filtrach, kolektorach oraz samych przyssawkach razem budują sporą objętość, którą możemy sprowadzić obrazowo do wypadkowego zbiornika powietrza. Zbiornik ten musi być każdorazowo (w cyklu pracy manipulatora) odpompowany do roboczej wartości podciśnienia, ustalanej np. czujnikiem próżniowym sprzężonym ze sterownikiem i w tym samym cyklu napełniony ponownie powietrzem atmosferycznym podczas puszczania detalu. Im szybciej chcemy taki układ opróżnić z powietrza, tym wydajniejsza (czytaj: większa) musi być pompa próżniowa lub inny generator podciśnienia.

Układ zdecentralizowany zakłada przeniesienie źródła podciśnienia do punktu odbioru, jakim jest najczęściej przyssawka. Takie umiejscowienie pozwala na pominięcie kolektorów i przewodów próżniowych, sprowadzając objętość pojedynczego obwodu do przestrzeni znajdującej się pod przyssawką – a więc bardzo małej w porównaniu z objętością układu centralnego. Następstwem takiej redukcji objętości jest możliwość zastosowania makrogeneratora, który z powodzeniem poradzi sobie z uzyskaniem roboczych parametrów podciśnienia przy niewielkim zapotrzebowaniu na energię.

Poniżej przedstawiamy prostą kalkulację dwóch przeciwstawnych układów podciśnienia dla robota transportującego stalowe elementy zmywarki podczas montażu (rzeczywisty przypadek z jednego z zakładów produkcji AGD w Polsce). Zakładany czas reakcji chwytaka <0,25 s do – 50 kPa podciśnienia. Przyssawki wklęsłe w liczbie 7 sztuk, dla obydwu przypadków o objętości wewnętrznej 10 cm^3 każda.

Rys. 1 Obwód z centralną pompą próżniową



Rys. 2 Obwód z niezależnymi minigeneratorami eżektorowymi

a) Obwód z centralną pompą próżniową lub centralnym ejektorem dużej wydajności:
- objętość przyssawek: 7 × 0,01 l = 0,07 l
- objętość przewodów i kolektorów: od 0,6 do 1,2 l (średnio 0,9 l) – w zależności od umiejscowienia pompy i elektrozaworu próżniowego)
- pompa łopatkowa o mocy 0,5 kW (40 m³/h) lub ejektor o wydajności ssącej ok. 450-500 l/min i zużyciu powietrza **około 350 l/min**
- czas reakcji układu: od 0,15 do 0,20 s.

b) Obwód z siedmioma niezależnymi minigeneratorami ejektorowymi, dedykowanymi każdej z przyssawek:
- objętość przyssawek: 7 x 0,01 l = 0,07 l
- generator COAX Mini, np. z serii piINLINE™ produkcji Piab
- czas reakcji dla jednej przyssawki: ok. 0,14 s
- wydajność: 42 l/min (4 bary)
- zapotrzebowanie powietrza: 18,5 l/min (4 bary)
- łączne chwilowe zapotrzebowanie powietrza: 7 × 18,5 = **129,5 l/min.**

Kalkulacje zostały wykonane na podstawie szacunkowych danych z charakterystyk ejektorów znanego na rynku polskim producenta pneumatyki oraz charakterystyk dwustopniowego ejektora Piab COAX®. Przytoczone zależności mogą się różnić przy zastosowaniu małych ejektorów innych producentów, nie zmienia to jednak ogólnej zasady mniejszego zużycia energii w układzie zdecentralizowanym.

Jak widać, zużycie sprężonego powietrza w podanym przykładzie spada o ponad połowę. Jest to możliwe dzięki umiejscowieniu generatora bezpośrednio przy przyssawce, co wydatnie zmniejsza zapotrzebowanie na wydajność ssącą przy tych samych lub często krótszych czasach reakcji!

Tak niewielkie wymagania wydajności sprawiają, że gabaryty generatorów są małe, dzięki czemu łatwo można je zamontować na ramieniu wykonawczym robota, nie zmieniając w istotny sposób jego obciążenia. Warto również zauważyć, że ekwiwalent zużycia energii elektrycznej dla zdecentralizowanego układu podciśnienia opartego na komponentach Piab COAX® w tym przypadku będzie niższy niż moc pompy łopatkowej, w wyniku sterowania generatorami po stronie zasilania (spoczynek przez połowę cyklu), zgodnie z poniższą kalkulacją:

154 l/min × 5,5 W × ½ cyklu = **356 W** (dane za AtlasCopco: zapotrzebowanie mocy na wyprodukowanie 1 l/min powietrza przy 7 barach wynosi 5,5 W).

Dodatkową korzyścią wynikającą z decentralizacji jest zwiększenie niezawodności samego procesu uchwytu i transportu poprzez uniezależnienie każdej przyssawki – wadliwy uchwyt jednej nie zmniejsza siły uchwytu pozostałych, co umożliwia nieprzerwaną pracę robota. Jest to dla wielu operatorów linii produkcyjnych i analityków zakładowych wartość nie do przecenienia.

Powyższa kalkulacja powinna dać do myślenia konstruktorom manipulatorów i ich potencjalnym nabywcom. Skoro na jednym tylko robocie możemy zmniejszyć zużycie powietrza (energii) o 150-200 l/min, to przy większej ich liczbie mówimy już o całych sprężarkach pracujących na straty w wyniku błędnych założeń projektowych.

Dla 10 manipulatorów/robotów można wykonać przykładową roczną kalkulację strat:
- strata objętościowa:10 × 150 l/min = 1500 l/min
- koszt 1 m³ powietrza: ok. 0,04 zł
- dwie zmiany na dobę: 15 h
- 300 dni roboczych: 4500 h.

Łączny szacunek straty energetycznej w roku wyniesie zatem:

1,5 m³/min × 60 min × 4500 h × 0,04 zł = 6200 zł.

W wielu przypadkach rozwiązaniem modernizacyjnym już istniejących urządzeń może być koncepcja ejektorów liniowych oferowana przez kilku producentów pneumatyki. Są one proste w podłączeniu (wiszą na końcowym przewodzie do przyssawki). Piab oferuje je w wykonaniu wielostopniowym pod wspólną nazwą **piINLINE™ c** o znacząco zmniejszonym zapotrzebowaniu na sprężone powietrze w porównaniu do innych obecnych na rynku generatorów.

W problematyce optymalizacji kosztów produkcji nie sposób nie docenić znaczenia poszukiwania nowoczesnych rozwiązań w pneumatyce. W końcu sprężone powietrze nie jest medium tanim, jak głosi powszechna opinia np. wśród służb utrzymania ruchu. Warto zatem spojrzeć na technikę ejektorową w sposób bardziej zdystansowany, wolny od zasłyszanych negatywnych opinii, koncentrujących się jedynie na wybranych cechach ejektorowych generatorów podciśnienia bez przeanalizowania pozostałych cech, które dostrzeżone przez wnikliwego projektanta dadzą w przyszłości przewagę użytkownikowi ejektorów liniowych. ■

Artykuł promocyjny

Piab Polska Sp. z o.o.
ul. Astronomów 1, 80-299 Gdańsk

www.piab.com

Rys. 3 Ejektor liniowy piINLINE™

Monografia Jaroslava Homisina

J. Homisin: Dostrajanie układów mechanicznych drgających skrętnie za pomocą sprzęgieł pneumatycznych, Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej, Bielsko-Biała 2008.

Monografia Jaroslava Homisina, profesora Uniwersytetu Technicznego w Koszycach, stanowi zbiór wyników prowadzonych przez niego prac naukowo-badawczych w zakresie sprzęgieł pneumatycznych. Takie badania są prowadzone od ponad 10 lat w Katedrze Konstrukcji, Transportu i Logistyki na Uniwersytecie Technicznym w Koszycach. Badania te idą w kierunku tłumienia drgań skrętnych w układach mechanicznych przy pomocy elastycznych sprzęgieł pneumatycznych.

W monografii przedstawiono charakterystykę sprzęgieł elastycznych ze szczególnym uwzględnieniem sprzęgieł pneumatycznych, a następnie zaprezentowano metody dostrajania sprzęgieł pneumatycznych w celu ograniczenia drgań skrętnych. Sprzęgła pneumatyczne są tutaj bardzo dobrym obiektem badań, gdyż można zmieniać ich charakterystykę poprzez zmianę ciśnienia. Przez zmianę owej charakterystyki można w odpowiednim układzie sterowania optymalizować charakterystykę całego układu mechanicznego w czasie pracy – Homisin nazywa to dostrajaniem układu mechanicznego. W ten sposób ogranicza się oddziaływanie rezonansowe drgań skrętnych w układzie mechanicznym do dopuszczalnego poziomu. Jedną z możliwości takiego dostrajania jest układ samoregulujący, inną – wykorzystanie układu regulacji ekstremalnej.

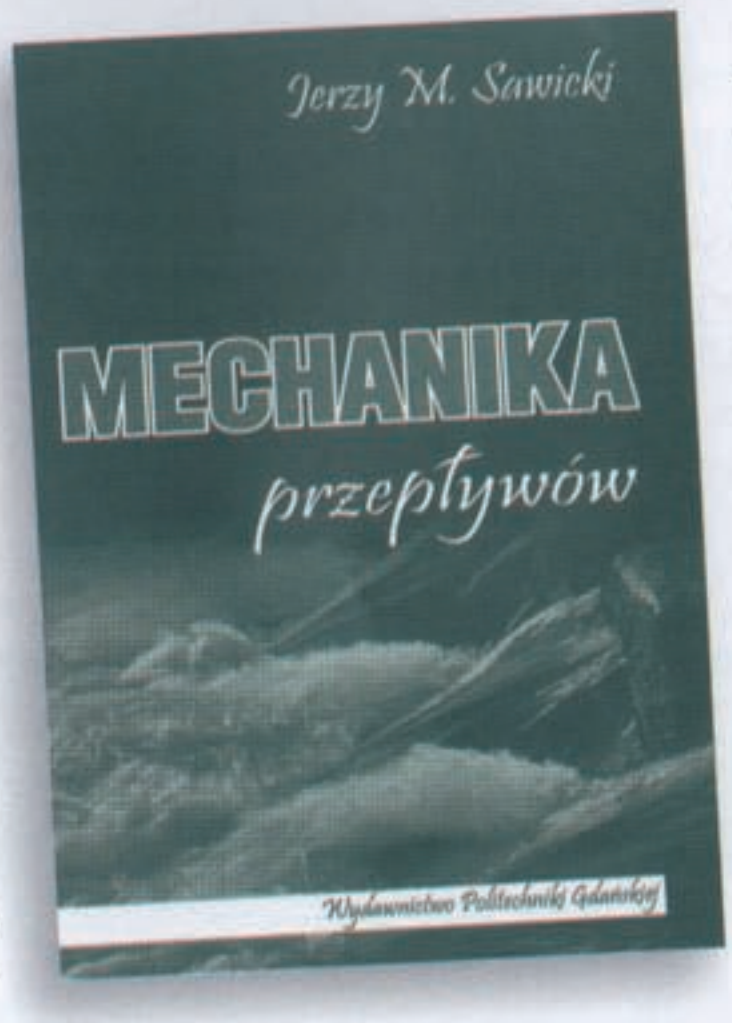
W zakończeniu autor przedstawił efekty i oceny proponowanych metod w układzie napędzanym sześciocylindrowym silnikiem wysokoprężnym, napędzającym jednofazowy generator obcowzbudny. ■

Mechanika przepływów

Jerzy M. Sawicki: Mechanika przepływów, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2009

Jest to pozycja, którą można traktować jako podręcznik akademicki dedykowany dla kierunku kształcenia inżynieria środowiska, przydatny również dla słuchaczy studiów doktoranckich.

Pierwsza część zawiera podstawowe wiadomości z mechaniki płynów, omówione bardzo szczegółowo w oparciu o zjawiska fizyczne i mechanikę ogólną. Druga część, zatytułowana „Hydraulika", poświęcona jest modelom procesów przepływowych płynów. Pod pojęciem „hydrauliki" autor rozumie „dział mechaniki płynów zajmujący się praktycznym zastosowaniem ogólnych praw ruchu cieczy i gazów".



Ta część pracy napisana jest przede wszystkim pod kątem zastosowań w inżynierii środowiska. Największy akcent położono na obiekty tranzytowe, które służą do przemieszczania płynów na odległość – w szczególności rurociągi, koryta i kanały otwarte. Dużą uwagę zwrócono na dobór modelu obliczeniowego, który umożliwia praktyczne wykorzystanie go w urządzeniach inżynierii środowiskowej.

Zakończenie podręcznika stanowi krótkie omówienie przyrządów pomiarowych wykorzystywanych do pomiarów hydraulicznych. ■

Agnieszka Woźniak

Celem niniejszej pracy jest model dynamiczny turbiny, który będzie uwzględniał naturalną zmienność warunków wiatrowych. Rozwiązanie równań opisujących wzajemne zależności między elementami przyjętego modelu umożliwi obliczenie obciążeń elementów układu, stworzy możliwość doskonalenia konstrukcji oraz jakość produkowanej energii.

Analiza pracy turbiny wiatrowej, uwzględniająca warunki wiatrowe

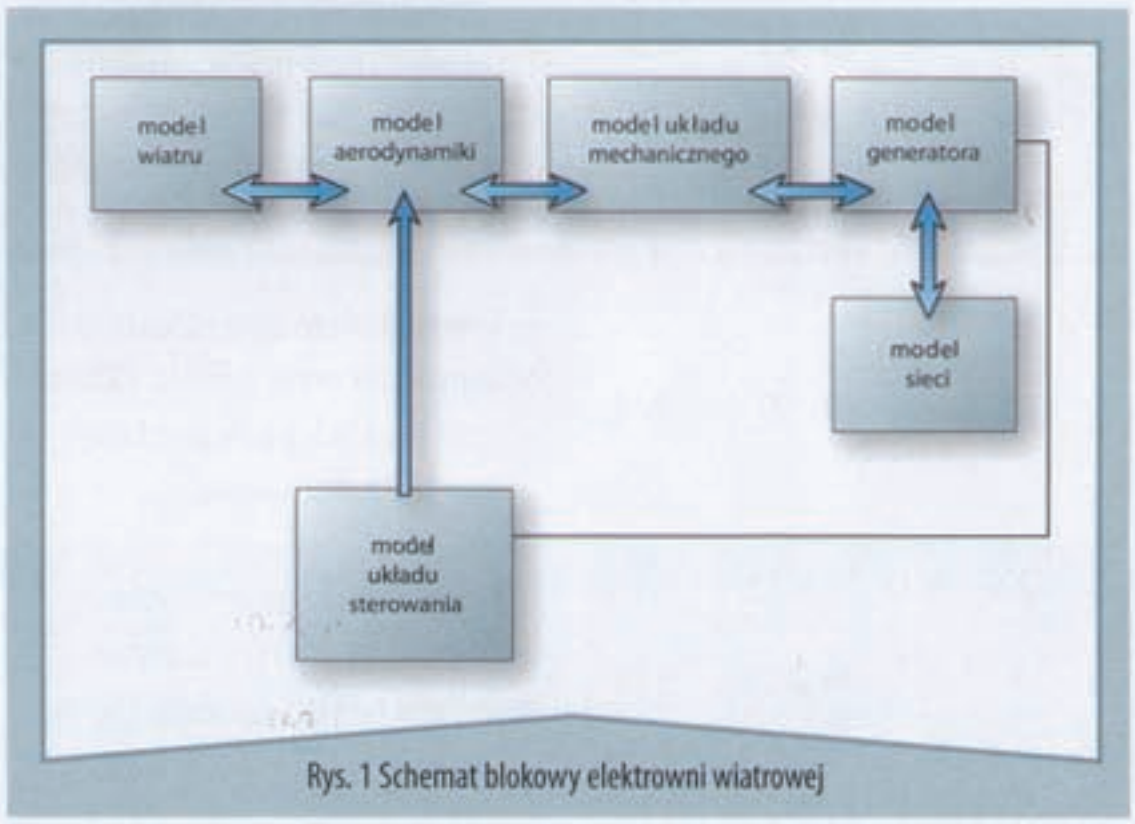
Wprowadzenie

Zmienność czasowa prędkości oraz kierunku wiatru ma charakter stochastyczny. Ponadto występuje zmienność związana z wysokością nad powierzchnią ziemi, co jest przyczyną wysokich obciążeń statycznych i dynamicznych elementów elektrowni wiatrowej. Z wyżej wymienionych powodów dla utrzymania parametrów jakościowych produkowanej energii elektrycznej niezbędne są specjalne rozwiązania, co sprawia, że zagadnienie to jest bardzo złożone.

Uproszczony model matematyczny turbiny wiatrowej

Elektrownia wiatrowa jest systemem przetwarzającym energię kinetyczną wiatru w energię mechaniczną, a następnie w energię elektryczną. Analizując ten proces, można wyróżnić kilka etapów przetwarzania, w związku z czym model matematyczny musi uwzględniać następujące komponenty:

- wirnik, który przekształca energię kinetyczną wiatru na energię mechaniczną
- układ mechaniczny przenoszący energię mechaniczną z wirnika do generatora
- generator, w którym następuje zamiana energii mechanicznej na elektryczną
- układ sterowania, którego głównym zadaniem jest optymalizacja przetwarzania energii.



Rys. 1 Schemat blokowy elektrowni wiatrowej

Dodatkowa analiza winna uwzględniać charakterystykę wiatru, który jest wielkością wejściową do tego systemu i charakterystykę sieci, do której jest oddawana energia. Uproszczony schemat blokowy elektrowni wiatrowej przedstawiono na rys. 1.

W niniejszym artykule ograniczono się do badań pierwszego etapu przetwarzania energii i w związku z tym przedstawiono dwa pierwsze komponenty modelu – aerodynamicznego przetwarzania i układu mechanicznego oraz model wiatru. Na bazie tych modeli przeanalizowano wpływ założonego modelu wiatru (w szczególności profil prędkości wiatru) na przetwarzaną energię elektryczną z uwzględnieniem ruchu łopat wirnika turbiny wiatrowej.

Prędkość wiatru, przy określonej gęstości powietrza, pozwala określić energię kinetyczną strugi wiatru napływającej na wirnik elektrowni. Z kolei znajomość energii kinetycznej pozwala określić moc tej strugi. Jednostkowa moc strugi wiatru napływającej na wirnik elektrowni jest proporcjonalna do pola zakreślonego przez łopatki oraz trzeciej potęgi prędkości wiatru.

Pracująca elektrownia nie może wykorzystać całej mocy strugi wiatru. Wymagałoby to zmniejszenia prędkości wiatru za elektrownią do zera. Stopień wykorzystania mocy wiatru określa współczynnik wykorzystania mocy. Moc N [kW] na wale wirnika elektrowni określa wzór:

$$N = \frac{1}{2}\rho\pi R^2 v^3 C_p(\lambda,\theta) \tag{1}$$

gdzie:

ρ – gęstość powietrza $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

R – promień wirnika [m]

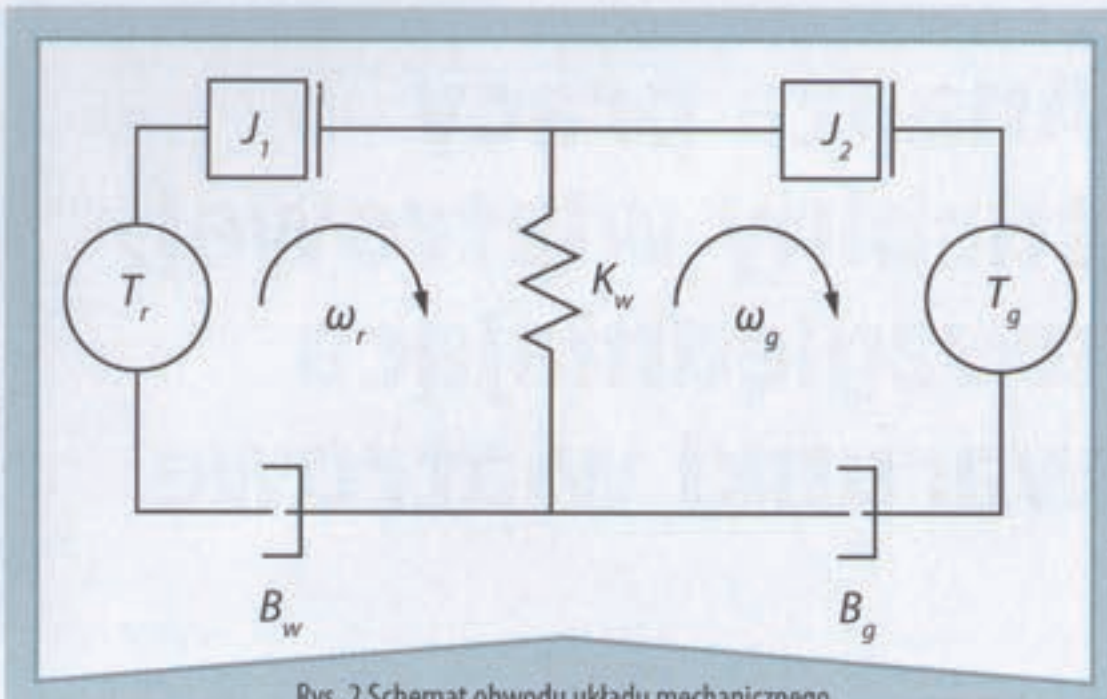
v – prędkość wiatru $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Występujący tu współczynnik wykorzystania mocy jest funkcją współczynnika szybkobieżności C_p oraz kąta nastawienia łopat λ. Współczynnik szybkobieżności określa zależność:

$$\lambda = \frac{\omega_r}{v} \tag{2}$$

gdzie:

ω_r – prędkość kątowa koła wirnika [rad/s]



Rys. 2 Schemat obwodu układu mechanicznego

W modelu układu mechanicznego uwzględniamy momenty bezwładności łopat i piasty turbiny oraz wału , jego sprężystość K_w oraz tłumienie w łożyskach B_w i B_g, które traktujemy jako wiskotyczne, i wreszcie momenty bezwładności generatora $\mathcal{J}_2$. Schemat obwodu układu mechanicznego [4] pokazano na rys. 2.

Równania opisujące dynamikę układu uzyskuje się, korzystając z drugiej zasady dynamiki Newtona dla ruchu obrotowego. Prowadzi to z kolei do dwóch równań: jedno dla strony wirnika, drugie dla strony generatora [4]:

$$\dot{\omega}_r \cdot J_1 = T_r - K_w \Delta\delta - B_w \Delta\omega \tag{3}$$

$$\dot{\omega}_g \cdot J_2 = K_w \Delta\delta - B_w \Delta\omega - T_g \tag{4}$$

$$\Delta\omega = \omega_r - \omega_g \tag{5}$$

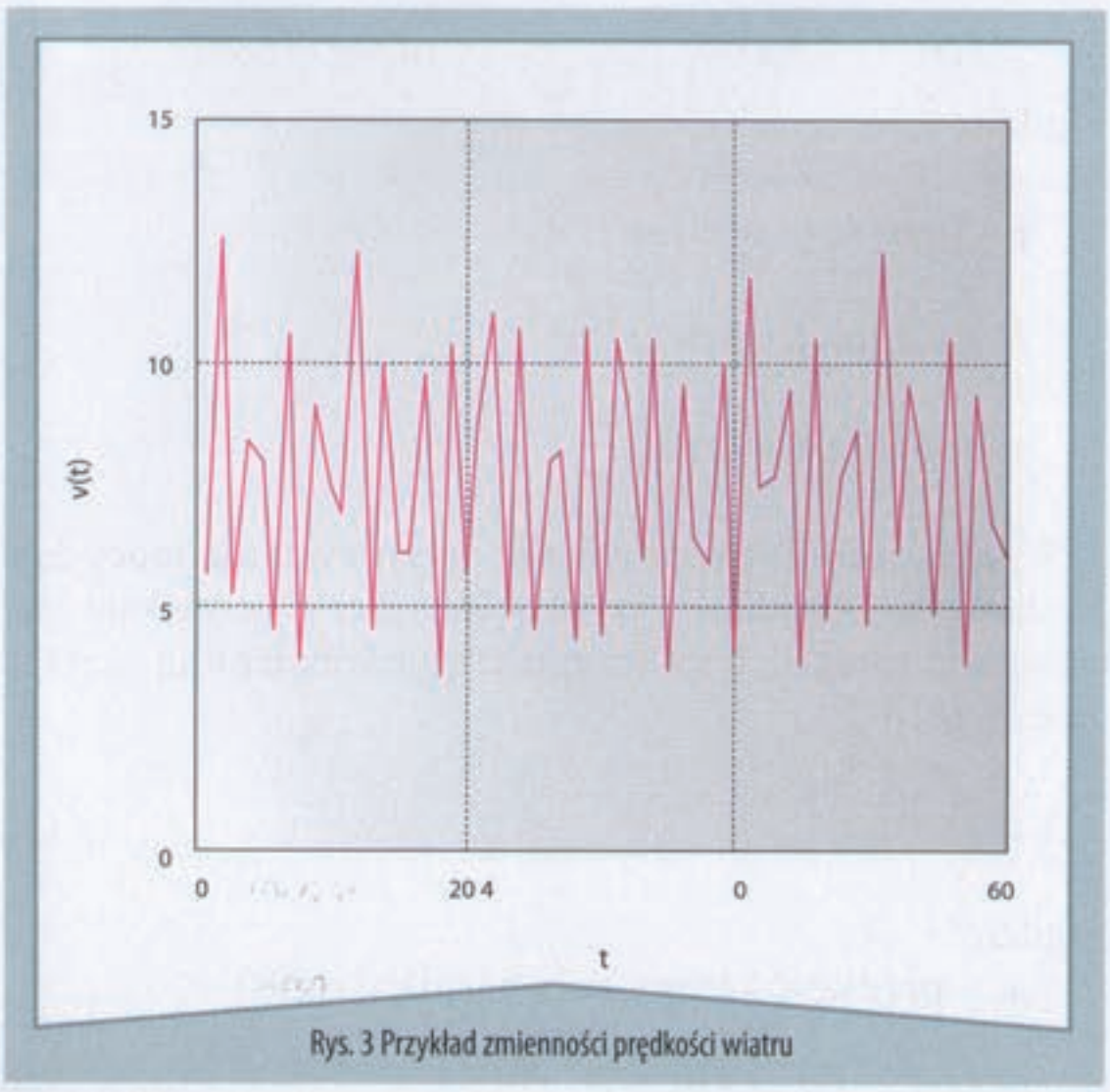
$$\Delta\delta = \delta_r - \delta_g \tag{6}$$

gdzie:

T_r i T_g – odpowiednio moment obrotowy wirnika i generatora

$\mathcal{J}_1$ i $\mathcal{J}_2$ – odpowiednio bezwładność wirnika i generatora

ω_r i ω_g – odpowiednio prędkość kątowa wału wirnika i generatora



Rys. 3 Przykład zmienności prędkości wiatru

δ_r i δ_g – odpowiednio kąt obrotu wału wirnika i generatora

K_w – sztywność wału

B_w – tłumienie wału.

Model wiatru

Zmiany prędkości wiatru mają charakter stochastyczny, a zmiany amplitudy prędkości wiatru w krótkich przedziałach czasu mogą być znaczące. Analizując pracę elektrowni, zmienność prędkości wiatru modeluje się jako sumę harmonicznych (7) (przy częstotliwościach od 0,1 do 10 Hz). Można je modelować jako zmiany o charakterze skokowym, jako zmiany o charakterze narastającym, czy wreszcie jako proces stochastyczny [3]. W modelu wiatru uwzględnia się też porywy wiatru:

$$v(t) = v_m \left[1 + \sum_k A_k \sin(\omega_k t) \right] + v_g(t) \tag{7}$$

gdzie:

v_m – średnia wartość prędkości wiatru

A_k – amplituda k-tej harmonicznej prędkości wiatru

w_k – częstotliwość k-tej harmonicznej prędkości wiatru;

$v_g(t)$ – poryw wiatru

$$v_g(t) = \frac{2 v_{g\,max}}{1 + e^{-4\left(\sin(\omega_g t) - 1\right)}} \tag{8}$$

v_{gmax} – amplituda porywów, przyjmuje się wartość amplitudy porywów do 10 [m/s];

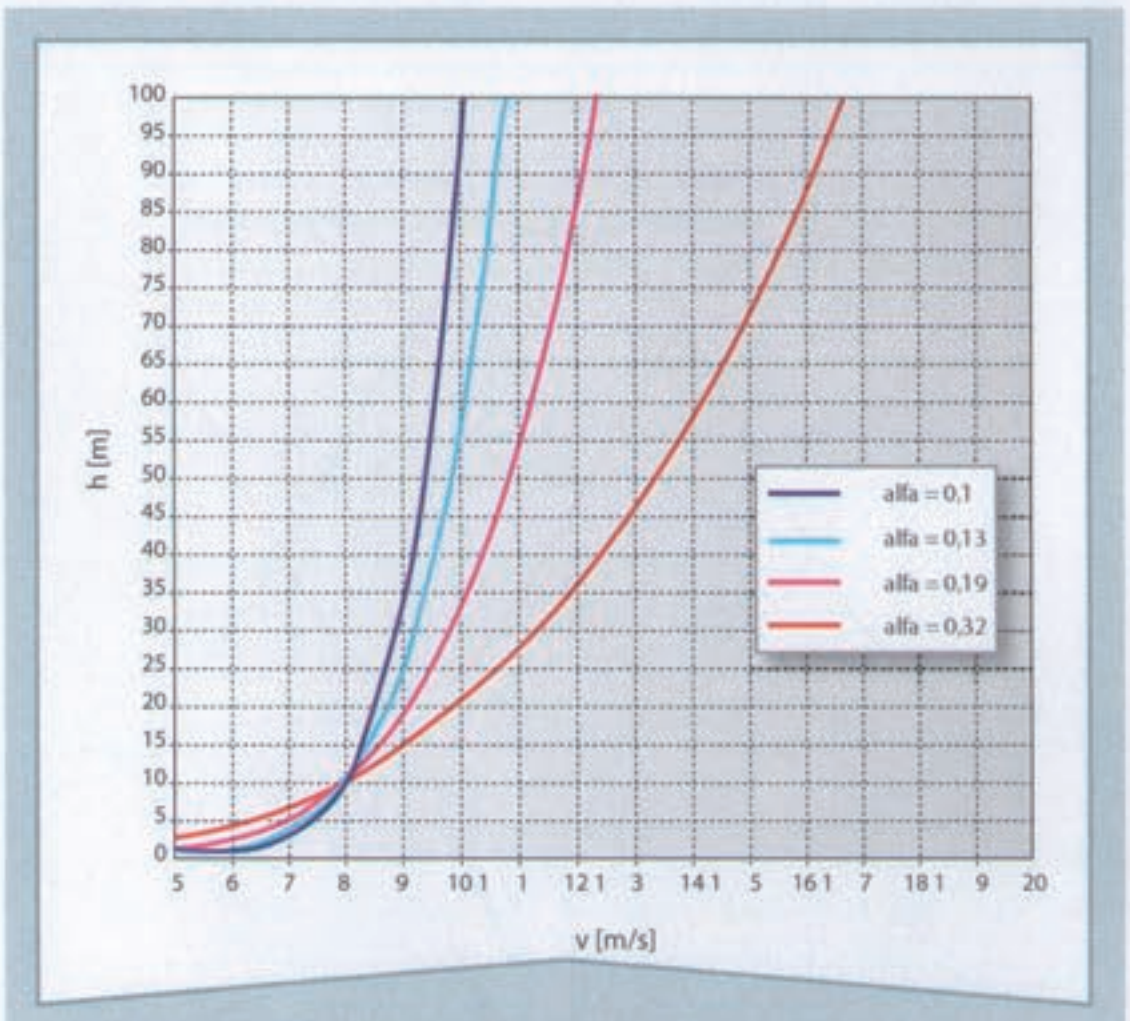
w_g – częstość porywów (gdzie $T_g \in$ [10 s, 50 s]).

Model wiatru: Rozkład prędkości wiatru w funkcji wysokości nad powierzchnią gruntu

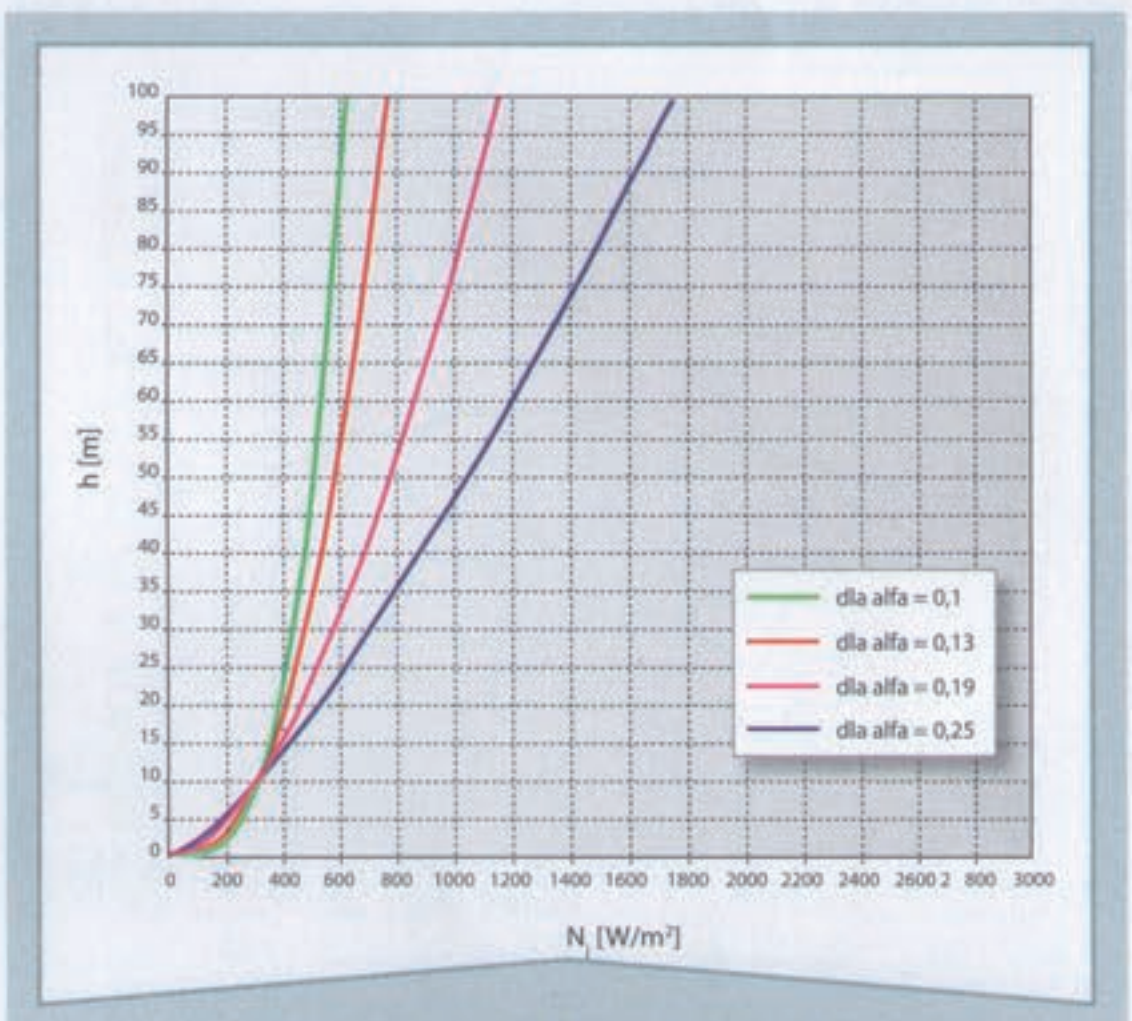
Prędkość wiatru zmienia się nie tylko w czasie, ale także wraz z wysokością nad poziomem gruntu. Tarcie między

Tab. 1 Typowe wartości szorstkości z_0 i chropowatości a dla różnych powierzchni [2]

Klasa szorstkości	z_0 (mm)	a	Opis terenu
0	0,2-0,3	0,10	Teren płaski, otwarty (np. powierzchnia morza, piasku)
1	1-10	0,13	Teren płaski, otwarty, lub nieznacznie pofalowany (np. lotnisko)
2	40-100	0,19	Tereny rolnicze z przeszkodami odległymi od siebie o około 1000 m oraz niewielkie powierzchnie zabudowane
3	100-2000	0,32	Tereny zabudowane, zalesione, tereny rolnicze z przeszkodami odległymi od siebie o około 100 m, przedmieścia dużych miast



Rys. 4 Rozkład prędkości wiatru w funkcji wysokości h [m] dla różnych współczynników chropowatości terenu



Rys. 5 Gęstość mocy strumienia powietrza na jednostkę powierzchni w funkcji wysokości h [m] dla różnych współczynników chropowatości terenu

powierzchnią terenu a poruszającym się powietrzem wytwarza przestrzenny profil prędkości wiatru, w którym średnioroczne prędkości wiatru rosną wraz z wysokością. Jest on silnie związany z rodzajem terenu – na terenach gładkich z małymi przeszkodami mamy małe wariancje prędkości wiatru, natomiast na terenach miejskich wariancje te są większe.

Rozkład prędkości można zapisać [4] za pomocą potęgowej funkcji w postaci:

$$v(h) = v_m \left(\frac{h}{10}\right)^{\alpha} \tag{9}$$

gdzie:

v_m – prędkość wiatru na wysokości $h = 10$ m [m/s]
h – wysokość nad powierzchnią terenu [m]
α – współczynnik zależny od rodzaju terenu.

Zależność ta przedstawiana jest również w postaci funkcji logarytmicznej [2,4]:

$$\frac{v(h)}{v(10)} = \frac{\ln\left(\frac{h}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{10}{z_0}\right)} \tag{10}$$

gdzie:

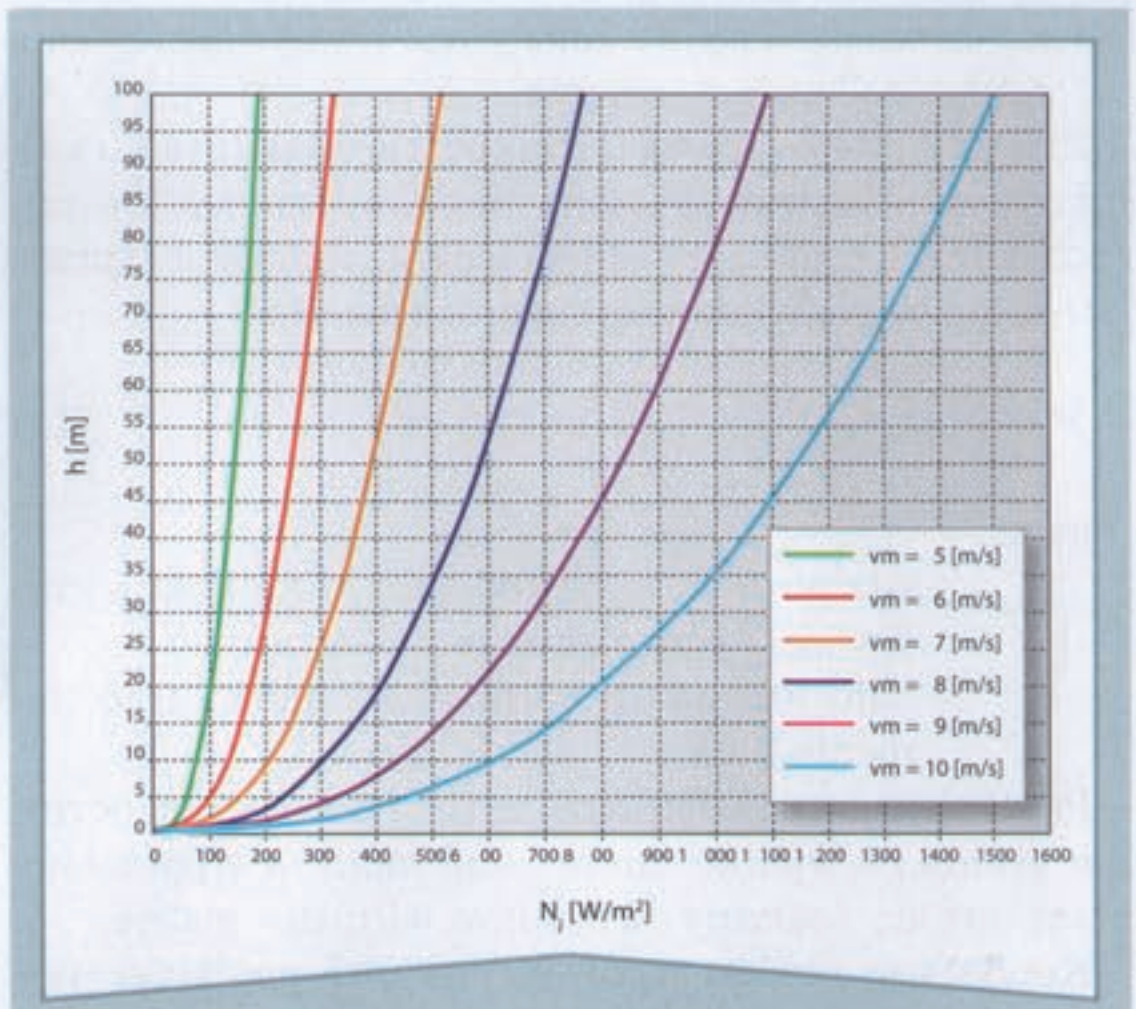
z_0 – parametr szorstkości, zależny od rodzaju terenu
$v(10)$ – średnioroczna prędkość wiatru mierzona zazwyczaj na wysokości 10 m nad poziomem gruntu.

Wartości α i z_0 dla różnych rodzajów powierzchni są przedstawione w tabeli 1.

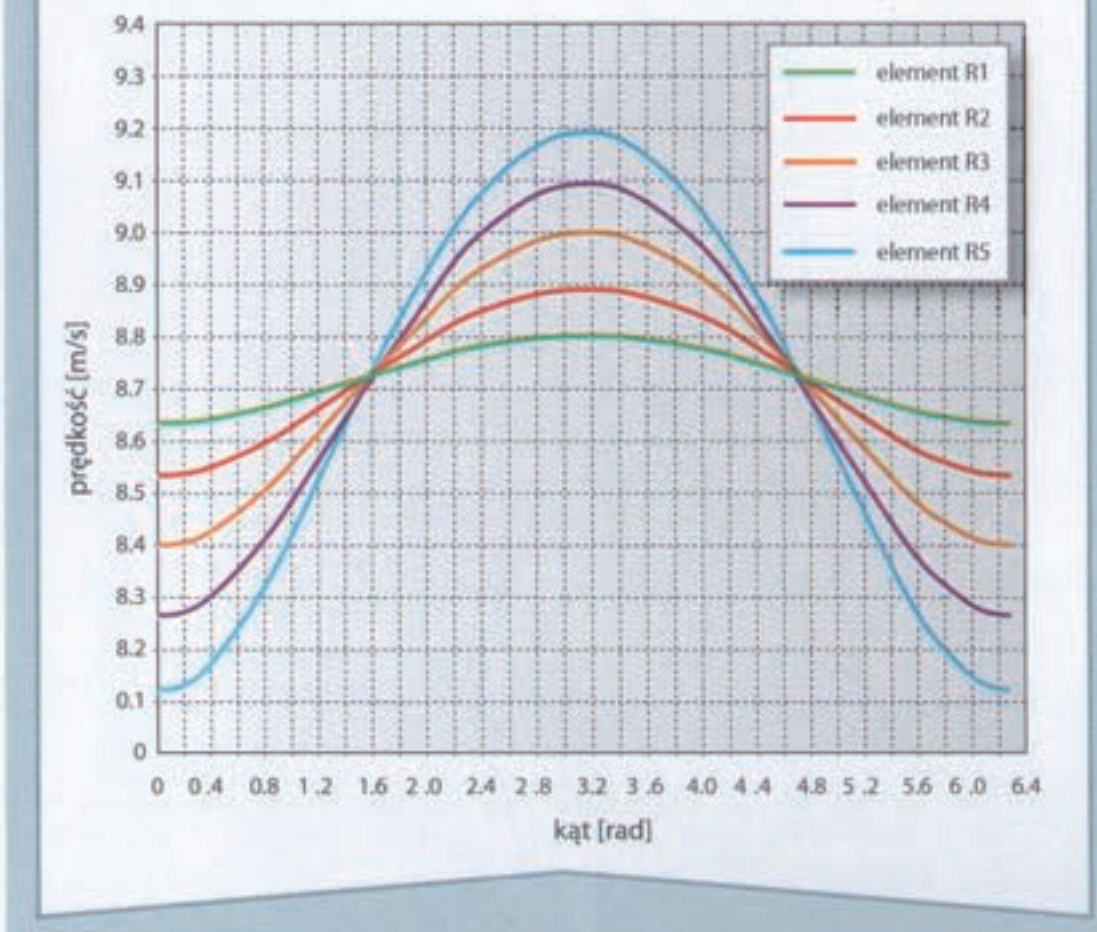
Zgodnie z potęgową zależnością (9) na rys. 4 przedstawiono wykres prędkości od wysokości h przy różnych współczynnikach chropowatości α. Do obliczeń przyjęto prędkość średnioroczną 8 m/s mierzoną na wysokości 10 m. Energetyczne możliwości strumienia powietrza obrazuje rys. 5 – przedstawia on zależność gęstości mocy w funkcji h i α.

Z wykresów wynika, że zarówno prędkość, jak gęstość mocy rośnie wraz z wysokością. Istotny wpływ ma także współczynnik szorstkości. Im większy współczynnik z_0, tym większe zmiany prędkości i mocy. Dla $\alpha = 0{,}1$ prędkość zmieniała się od 8 [m/s] na wysokości 10 [m] do 10 [m/s] dla wysokości 100 [m] nad powierzchnią gruntu. Gęstość mocy natomiast – dla tego samego α w tym przedziale wysokości – wzrosła dwukrotnie.

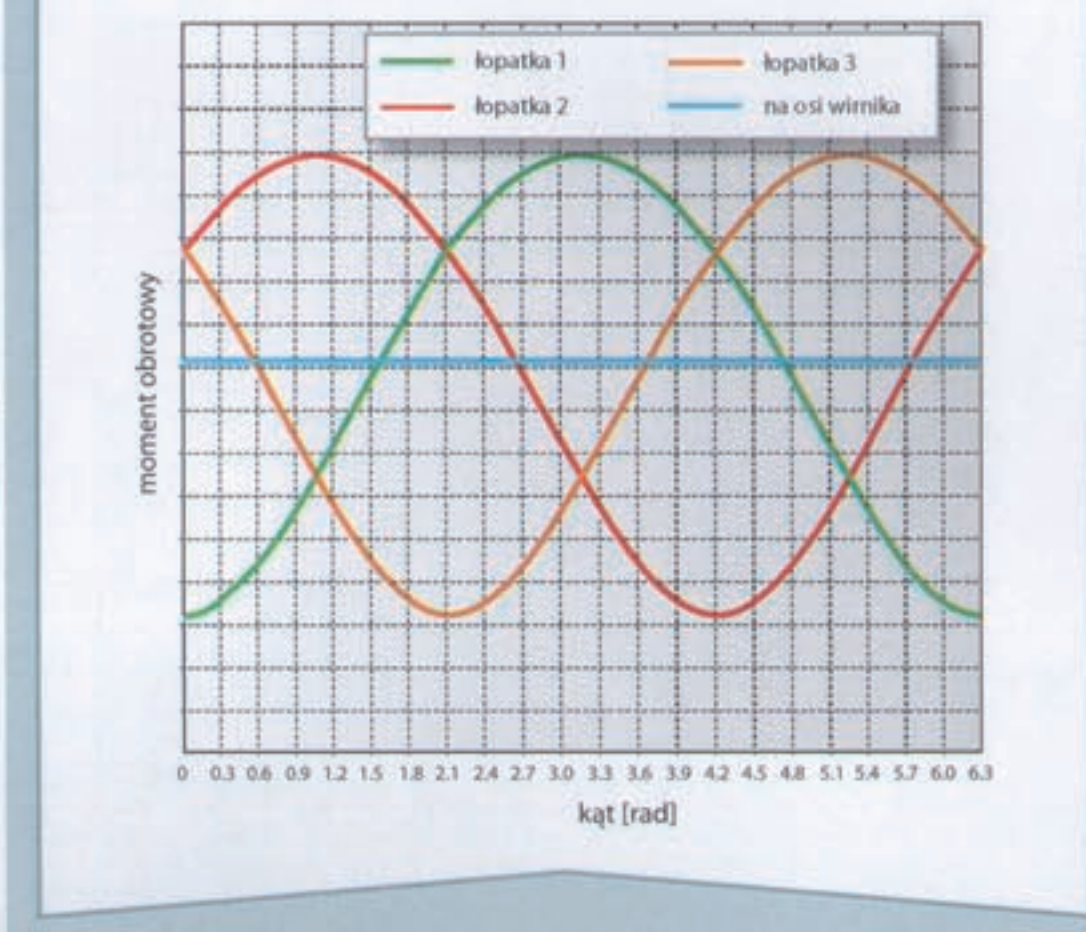
Te same energetyczne możliwości strumieni powietrza, ale dla różnych średniorocznych prędkości, pokazuje rys. 6. Widzimy tu wpływ lokalnych zasobów na gęstość strumienia powietrza.



Rys. 6 Gęstość mocy strumienia powietrza na jednostkę powierzchni w funkcji wysokości h [m] dla = 5, 6, 7, 8, 9, 10 [m/s]



Rys. 7 Wahania prędkości dla poszczególnych elementów łopaty



Rys. 8 Moment obrotowy dla poszczególnych łopatek, uwzględniający pionowy profil prędkości wiatru

Wpływ profilu wiatru ma większe znaczenie, gdy rozpatrujemy elektrownie wiatrowe o dużej mocy, których średnica łopatki wynosi kilkadziesiąt metrów. I tak w przypadku elektrowni 2 [MW] o średnicy łopatki 80 [m] i wysokości wieży 150 [m] nad poziomem gruntu, posadowionej na terenach o współczynniku chropowatości $\alpha = 0{,}13$, różnica gęstości mocy strumienia napływającego powietrza wynosi około 25% między dolnym a górnym położeniem łopaty.

Model wiatru: Wpływ profilu prędkości wiatru na moment obrotowy turbiny wiatrowej

Podstawowe założenia, które leżą u podstaw teorii elementu łopaty:

- prędkość napływu na element łopaty jest równa geometrycznej sumie prędkości unoszenia (prędkość liniowa w ruchu obrotowym) i prędkości wiatru
- kąt natarcia elementu łopaty jest równy różnicy kąta napływu i kąta nastawienia.

Płat dzielimy na szereg odcinków elementarnych o szerokości dr. Moment obrotowy jest sumą momentów poszczególnych elementów jednej łopatki pomnożonej przez liczbę łopatek oraz przez sprawność wiatraka:

$$M_i = P_{obw_i} \cdot r_i \tag{11}$$

gdzie:

P_{obwi} – siła obwodowa powodująca obrót koła wirnikowego i-tego elementu

r_i – odległość od osi wirnika do środka i-tego elementu.

Prędkość wiatru maleje wraz ze zbliżaniem się do poziomu gruntu (w wyniku tarcia), stąd moment wytwarzany przez turbinę – zależny od obrotów wirnika – maleje.

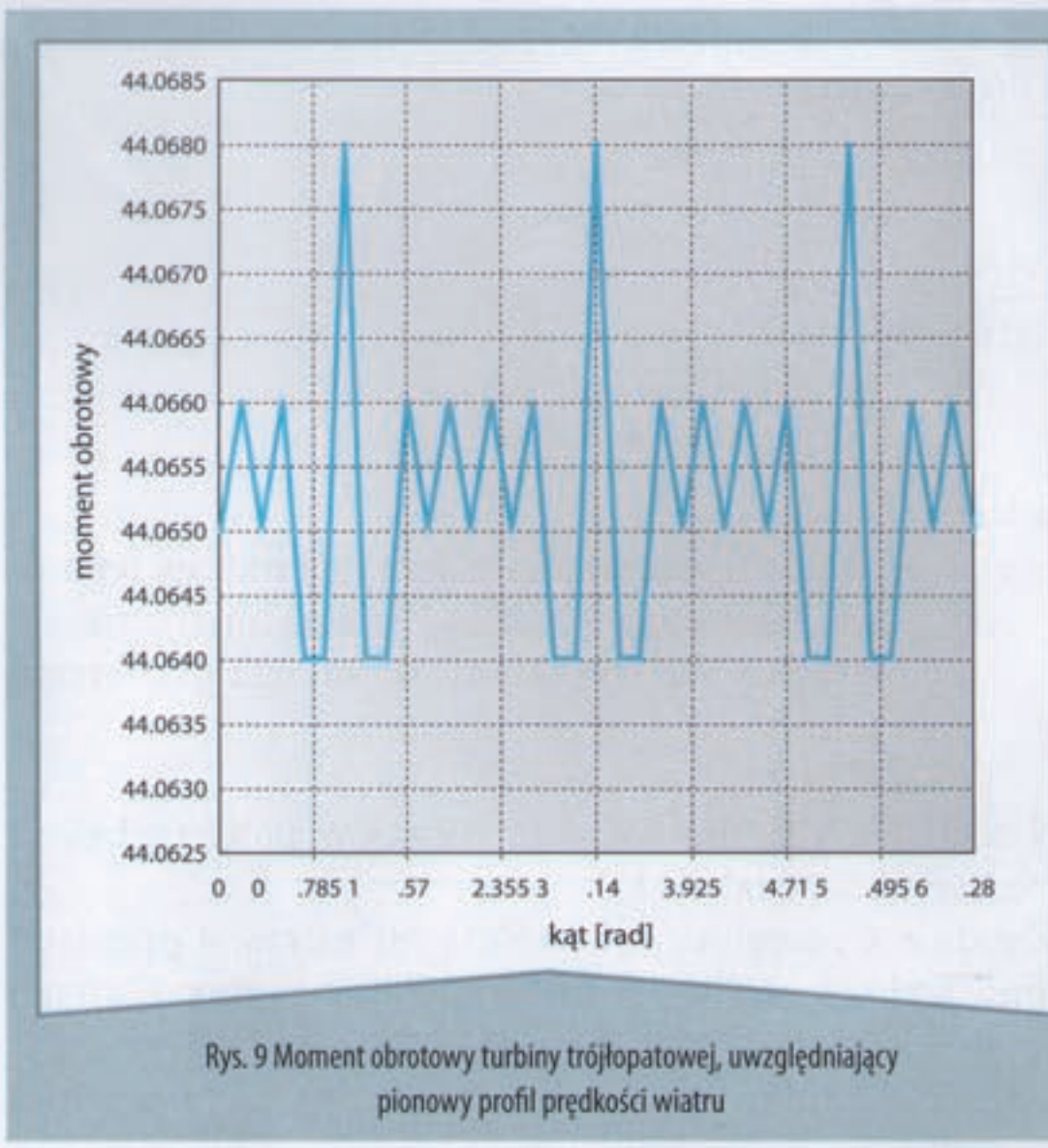
Korzystając z zależności (10), stosunek prędkości wiatru na łopacie na dwóch różnych wysokościach można wyrazić równaniem [1]:

$$\frac{v(h+z_1)}{v(10+z_2)} = \frac{\ln\left(\frac{h+z_1}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{h+z_2}{z_0}\right)} \tag{12}$$

gdzie z_1, z_2 są wysokościami od osi wirnika, h jest wysokością osi wirnika od powierzchni gruntu, a $v(h+z_1)$ jest prędkością wiatru na wysokości $(h+z_1)$. Wysokość punktu p od osi wirnika obliczamy ze wzoru:

$$z_p = h - r \cdot \cos(\phi) \tag{13}$$

Uwzględniając zależności (10) i (13), można określić wzór na prędkość wiatru na wysokości z_p:



Rys. 9 Moment obrotowy turbiny trójłopatowej, uwzględniający pionowy profil prędkości wiatru

$$v(h - r\cdot\cos(\phi)) = v(h)\frac{\ln\left(\frac{h - r\cos(\phi)}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{h}{z_0}\right)} \quad (14)$$

Powyższą zależność, wykorzystując wzór (9), można zapisać także w formie potęgowej:

$$V(h - r\cos(\phi)) = V(h)\cdot\left(\frac{h - r\cos(\phi)}{h}\right)^{\alpha} \quad (15)$$

Obliczenia na rys. 7, 8 i 9 zostały wykonane z uwzględnieniem przyjętego profilu prędkości wiatru przy następujących parametrach: prędkość wiatru V=7 [m/s], prędkość obrotowa turbiny n = 46 [min^{-1}].

Wnioski

Modelowanie elektrowni wiatrowych jest istotnym zagadnieniem, między innymi ze względu na rosnącą liczbę i moc tych urządzeń, podłączanych do systemu elektroenergetycznego. Przyjęcie za podstawę tylko średniej prędkości wiatru przy obliczeniach momentu rozwijanego przez turbinę jest mało dokładne, szczególnie przy dużych średnicach koła łopatkowego. Drugim ważnym aspektem są zmienne obciążenia działające na łopatę turbiny w trakcie jej obrotu – nawet przy przyjętej stałej prędkości wiatru.

Należy to uwzględnić przy obliczeniach projektowych łopaty. ■

Agnieszka Woźniak

Instytut Politechniczny
Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Krośnie
Rynek 1, 38-400 Krosno

wozniakaga@interia.pl

Praca naukowa współfinansowana ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego oraz ze środków budżetu państwa i budżetu województwa podkarpackiego, w ramach projektu „Wzmocnienie instytucjonalnego systemu wdrażania Regionalnej Strategii Innowacji w latach 2007-2013 w województwie podkarpackim, realizowanego z Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki".

Literatura

1. **Bianchi F.D., de Battista H., Mantz R.J.**: *Wind turbine control systems: principles, modelling and gain scheduling design*, London, Springer Verlag, 2007.
2. **Gumuła S., Knap T., Strzelczyk P., Szczerba Z.**: *Energetyka wiatrowa*. Kraków, AGH, Uczelniane Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne, 2006.
3. **Lubośny Z.**: *Elektrownie wiatrowe w systemie elektroenergetycznym*, WNT Warszawa, 2007.
4. **Petru T.**: *Modeling of wind turbines for power system studies*, Chalmers Univ. Technol., Göteborg, Sweden, Tech. Rep., 2001.

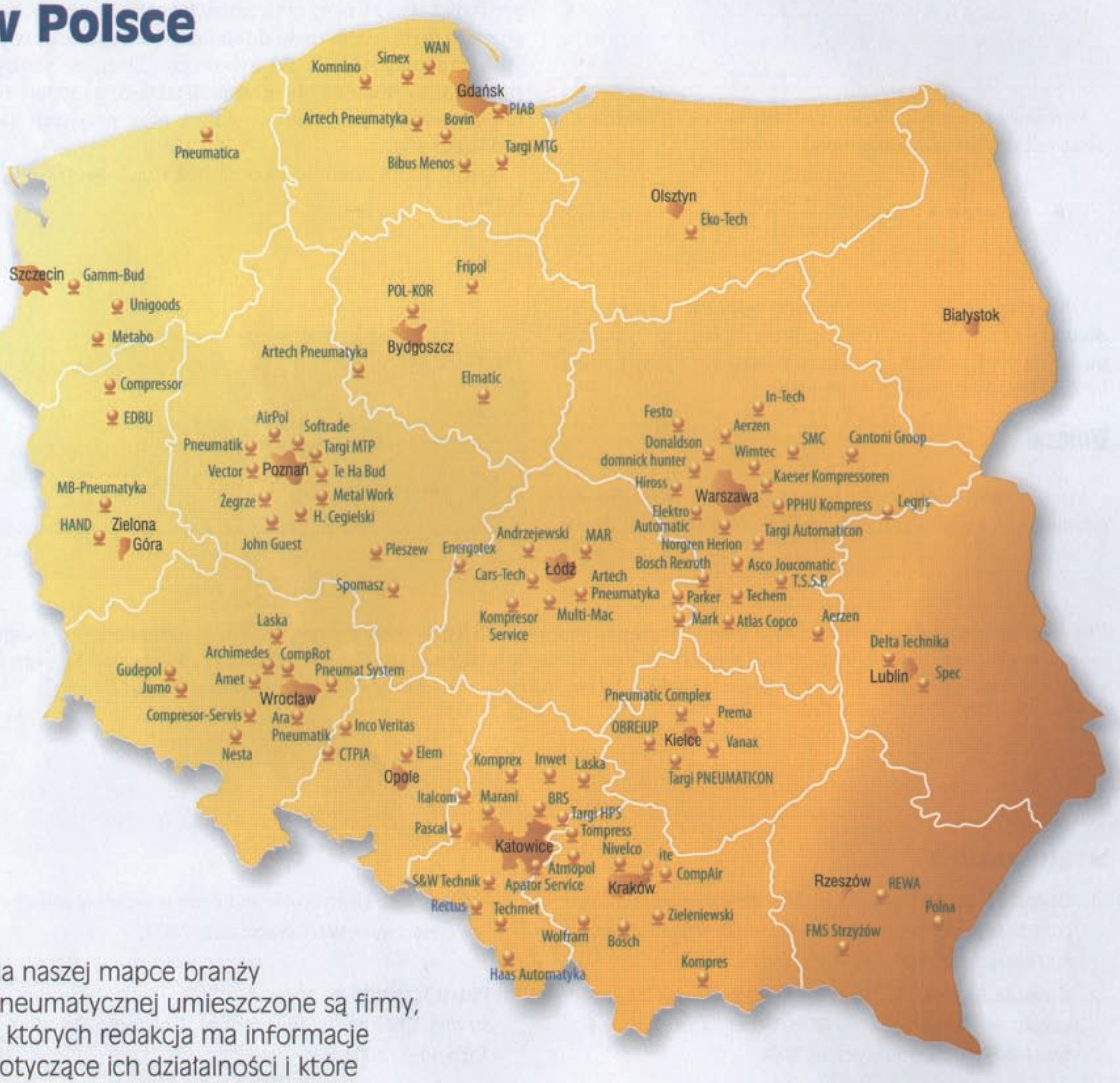
Streszczenie

Turbiny wiatrowe przekształcają energię niesioną przez wiatr na energię elektryczną. Przy analizie pracy elektrowni wiatrowej przydatny jest model dynamiczny turbiny, który również uwzględnia model wiatru. Wiatr będący zmienną wejściową do układu przetwarzającego energię jest nie tylko funkcją czasu, ale również wysokości. Poniżej przedstawiono uproszczony model matematyczny elektrowni wiatrowej i przeprowadzono analizę wpływu przyjętego modelu wiatru, uwzględniającego pionowy profil prędkości wiatru [2] na przetwarzaną moc elektryczną.

Summary

Wind turbines convert the energy carried by the wind into electricity. In examining the work of wind power is a useful dynamic model turbine, which also takes into account a model of the wind.
Wind which is an input to the system processor has a speed profile which is not only a function of time, but also of height. Below there is a simplified mathematical model of wind power, and an analysis of the impact of the accepted model of the wind, allowing for turbulence and wind speed profile, on the processed electrical power.

Branża pneumatyczna w Polsce



Na naszej mapce branży pneumatycznej umieszczone są firmy, o których redakcja ma informacje dotyczące ich działalności i które prezentują swoją ofertę na łamach Pneumatyki.

Spis reklam

Reklamy

KAESER KOMPRESSOREN	I okł.
Compressor	II okł.
CPP Prema	III okł.
Marani	IV okł
Elektro-Automatic	21
OBR Kielce	26
Pneumat System	23
Pneumaticon	27
Parker Hannifin	11
Rexroth Bosch Group	33
Transtools	41

Artykuły sponsorowane

ALMIG Kompressoren GmbH	12
Elektro-Automatic	21
KAESER KOMPRESSOREN	25, 40
Parker Hannifin	11
Piab Polska	42
Pneumat System	4
Transtools	24

CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI

PREMA S.A. Kielce

siłowniki pneumatyczne
D12÷D320, ISO i CNOMO
z elementami mocującymi

siłowniki pneumatyczne
kompaktowe i dociskowe
D16÷D100

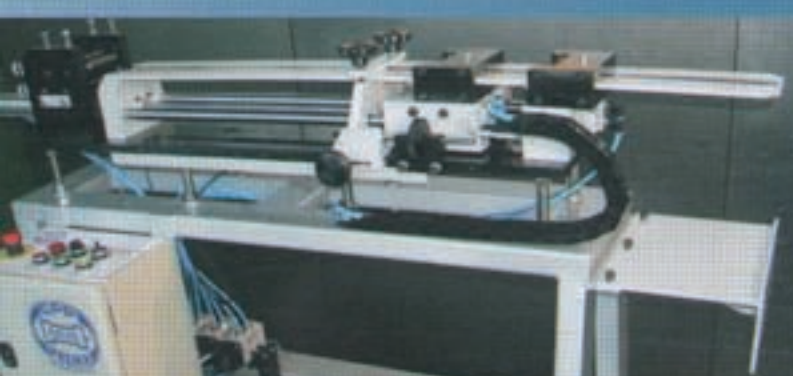
cylindry hydrauliczne
D25÷D160

zawory rozdzielające
G1/8-G3/4

elementy przygotowania
sprężonego powietrza
G1/4-G3/4

CPP PREMA S.A.

ul.Wapiennikowa 90, 25-101 Kielce
tel. +48 41 361 95 24, +48 41 366 95 31
tel. +48 41 366 95 30, fax + 48 41 361 91 08
tel. kom. 0 693 724 755, 0 693 724 767
Marketing : tel + 48 41 362 21 60
e-mail : prema@prema.pl



AUTOMATYZACJA TECHNOLOGII DLA MAŁYCH I ŚREDNICH PRZEDSIĘBIORSTW

www.prema.pl

JAK ZMNIEJSZYĆ KOSZTY ENERGII ELEKTRYCZNEJ
W PRODUKCJI SPRĘŻONEGO POWIETRZA?
INFOLINIA: 607 804 090
outsourcing air company
Z NAMI
TAKIE
KĘSY !
www.marani.pl
marani
ZABRZE
UL. MICKIEWICZA