

Pneumatyka

4(77)2010

KWARTALNIK

cena 12 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Metody zabezpieczenia życia w lotach wysokościowych

elektrozawory
pneumatyczne

medycyna
lotnicza

modelowanie
zawiesznień
pojazdu

przemysł
maszynowy

równoległy
manipulator
translacyjny

siłownik
pneumatyczny

WYDAWNICTWO
pneumatyka

ISSN 1426-6644



Metody zabezpieczenia życia
w lotach wysokościowych

str. 29



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

➤ Małgorzata Wiewiórska

Jak promować naukę?

Odpowiedź na tytułowe pytanie jest prosta. Występować na konferencjach naukowych, pisać książki, umieszczać artykuły w pismach specjalistycznych, utrzymywać kontakty z własnym środowiskiem – w kraju i za granicą. Przedstawiciele samorządów gospodarczych często zwracają uwagę, że polskie instytucje naukowe nie chwala się swoimi osiągnięciami w sposób dostateczny. Uważają jednak, że promocja nauki służy tworzeniu korzystnego wizerunku instytucji i naukowców, wspiera marketing produktów naukowych oraz służy popularyzacji nauki. Tak rozumując, promocją są wystąpienia w mediach, prezentacje podczas festiwali nauki czy tworzenie dobrych stron internetowych. Gdy mówimy o promocji w nauce, mamy na myśli organizowanie konferencji branżowych, regularne wysyłanie informacji o działaniach instytucji do redakcji wybranych czasopism, organizowanie konkursów i specjalistycznych pokazów. Ważną strefą aktywności w zakresie komunikacji są oczywiście szeroko rozumiane media. Gwarancje konstytucyjne i prawnomiędzynarodowe w zakresie wolności słowa stanowią fundament nowoczesnego społeczeństwa.

Wolność ta nie może być jednak rozumiana w sposób absolutny. Dlatego też, w przypadku naruszenia czyichś dóbr osobistych, ustawodawstwo przewiduje np. możliwość żądania zamieszczenia sprostowania. Uprawnienie to jest wzmocnione przez osobistą odpowiedzialność redaktora naczelnego za słowo pisane oraz zdefiniowanie zasad, jakimi – wraz z zespołem – powinien kierować się w swojej pracy.

Niestety, tak pojmowana odpowiedzialność nie dla wszystkich jest zrozumiała. Dlatego też chciałabym, aby osoby zajmujące się promocją nauki wiedziały, jak należy umiejętnie wprowadzać ją do aktualnie toczonych dyskusji i debat publicznych w sprawach, w których głos świata nauki powinien znacząco wpływać na nasze życie. Tylko w ten sposób owym światem można zainteresować młodych, zdolnych ludzi, którzy w przyszłości będą zajmować się nauką. Dla dobra jej promotorów i nas wszystkich.

Pneumatyka

Redakcja
doc. dr inż. Małgorzata Wiewiórska
(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
UrDruck

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

Kazimierz Dzierżek
Tadeusz A. Knap
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.

TEMAT WYDANIA

układy sterowania
oraz
metody zabezpieczenia życia w lotach wysokościowych



- **układy sterowania**
Automatyzacja procesu produkcji ekspandowanych nasion amarantusa **25..28**
- **marketing**
Marketing jako istotny czynnik konkurencyjności na europejskim rynku pneumatyki **16..18**
- **układy sterowania**
Budowa układu sterowania równoległego manipulatora translacyjnego **9..15**
- **medycyna lotnicza**
Metody zabezpieczenia życia w lotach wysokościowych **29..36**
- **badania modelowe**
Identyfikacja parametrów modelu aktywnego zawieszenia pojazdu **42..49**
- **elektrozawory pneumatyczne**
Możliwości zastosowań stopów z magnetyczną pamięcią kształtu w pneumatycznych elementach sterujących **19..24**
- **przemysł maszynowy**
Krajowy, europejski i globalny rynek maszyn i urządzeń w okresie kryzysu gospodarczego **37..41**
- **siłowniki pneumatyczne**
Systemy amortyzacji siłowników pneumatycznych **5..8**

➤ Stefan Dworzak

Od lat wszędzie tam, gdzie istnieje potrzeba przemieszczenia linowego znajdują zastosowanie siłowniki pneumatyczne o ruchu liniowym.

Systemy amortyzacji siłowników pneumatycznych

Wprowadzenie

Energia zawarta w sprężonym powietrzu w siłowniku pneumatycznym zostaje przekształcona w ruch liniowy tłoka.

Ten ruch następnie jest wykorzystany do przemieszczenia detali lub elementów maszyn i urządzeń. Podczas pracy siłownika jego ruchome części (tłok, tłoczek) w powiązaniu z przemieszczanymi detalami zawierają w sobie energię kinetyczną (energię ciała związaną z jego ruchem) zgodnie z zależnością fizyczną:

$$E_k = \frac{1}{2} mv^2 \quad (1)$$

gdzie:

- m – przemieszczana masa
- v – prędkość przemieszczanej masy.

W siłownikach pneumatycznych długość ruchu liniowego jest określona skokiem siłownika. Przy każdym cyklu pracy energia zawarta w sprężonym powietrzu powoduje rozpędzenie ruchomych części siłownika wraz z powiązanimi z nimi detalami, uzyskując wyżej opisaną energię kinetyczną. Ta energia na końcu skoku siłownika, musi zostać „odebrana” – bowiem ruchome elementy zatrzymują się. W celu zapewnienia „odbioru” stosuje się różne rodzaje amortyzacji.

Występująca tendencja do zwiększania wydajności maszyn i urządzeń w powiązaniu z uniwersalnością i minimalizacją czasu przeobrażenia powoduje, że mamy coraz częściej sytuacje, gdzie występująca w napędach pneumatycznych energia kinetyczna jest przekształcana, gdyż zmianie ulega przemieszczana masa oraz prędkość ruchu (związana ze wzrostem wydajności). Sytuacja ta powoduje konieczność stworzenia systemu amortyzacji siłowników, który będzie się charakteryzował zdolnością dopasowania do zmieniających się parametrów pracy napędu pneumatycznego. Zadanie to spełnia nowatorski system amortyzacji siłowników Festo oznaczony PPS.

Rodzaje amortyzacji siłowników

Odebranie energii kinetycznej na końcu skoku siłownika może nastąpić przy wykorzystaniu elementów konstrukcyjnie związanych z siłownikiem, takich jak:

- ♦ amortyzacja z wykorzystaniem elastycznych elementów w siłowniku – P (oznaczenia wg Festo)

- ♦ amortyzacja z wykorzystaniem tzw. poduszki pneumatycznej – PPV
- ♦ amortyzacja z wykorzystaniem dopasowującej się tzw. poduszki pneumatycznej – PPS.

Możliwe jest również wykorzystanie elementów zewnętrznych niezwiązanych konstrukcyjnie z siłownikiem, takich jak:

- ♦ amortyzator zewnętrzny – YSR lub YSRW
- ♦ elektroniczny układ sterowania siłownikiem – SPC 11
- ♦ amortyzacja elektroniczna – PPE.

Ze względu na fakt stosowania w przeważającej mierze siłowników z systemami amortyzacji związanymi konstrukcyjnie z siłownikiem w dalszej części będziemy zajmowali się wyłącznie tymi systemami amortyzacji.

Amortyzacja typu P

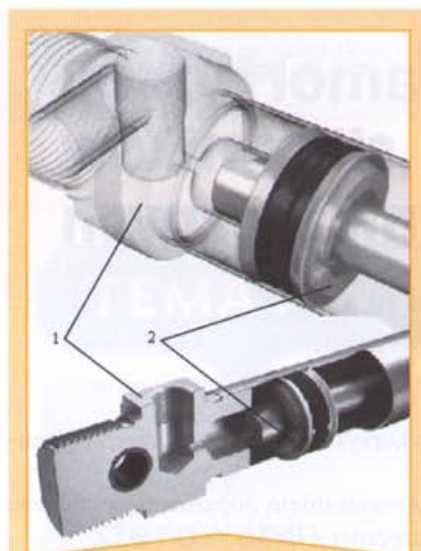
W tego typu amortyzacji elementem amortyzującym jest element wykonany z elastycznego materiału (guma, elastomer), umieszczony wewnątrz siłownika (rysunek 1), który przejmuje uderzenie tłoka o pokrywę siłownika. Amortyzacja ta nie posiada możliwości przystosowania się do zmieniającej się energii kinetycznej. Powoduje to szybsze zużywanie się napędu, powstawanie zjawiska bezpośredniego uderzania tłoka w pokrywę siłownika oraz efekt „odbijania” się tłoka od pokrywy siłownika.

Amortyzacja typu PPV

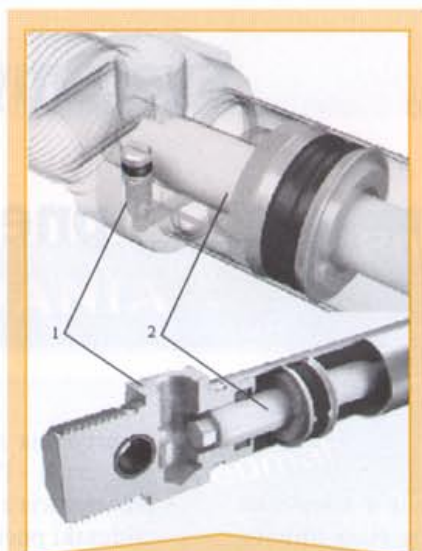
W tym rozwiązaniu elementem amortyzującym jest tzw. poduszka powietrzna. Powstaje ona w wyniku zamknięcia pod koniec skoku bezpośredniego wypływu powietrza z komory siłownika i skierowaniu go przez element dławiący przepływ. Wartość dławienia możemy regulować manualnie, poprzez wkręty regulacyjne umieszczone w pokrywach siłownika.

Droga amortyzacji jest związana ze średnicą siłownika i wynosi od 14 mm (dla siłownika o średnicy 16 mm), przez 42 mm (dla siłownika o średnicy 125 mm), do 66 mm (dla siłownika o średnicy 320 mm). W siłownikach z tego typu amortyzacją należy pamiętać o odpowiednim ustawieniu amortyzacji przy każdorazowej zmianie energii kinetycznej (zmianie masy i/lub szybkości ruchu siłownika).

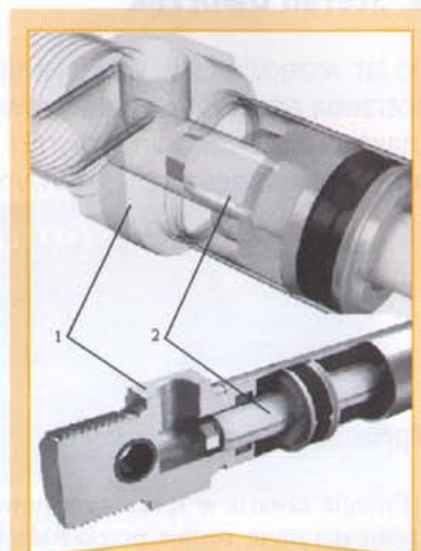
Ustawienie zbyt małej wartości dławienia może prowadzić do uderzania tłoka w pokrywę siłownika, co prowa-



Rys. 1 Siłownik z amortyzacją typu P:
1 – pokrywa tylna,
2 – element amortyzujący, np. elastomer



Rys. 2 Siłownik z amortyzacją typu PPV:
1 – pokrywa tylna z zaworem dławiącym,
2 – tuleja poduszki powietrznej



Rys. 3 Siłownik z amortyzacją typu PPS:
1 – pokrywa tylna,
2 – tuleja rowkowana

dzi do powstawania drgań i szybszego zużywania się urządzenia. Towarzyszy temu również wzrost hałasu.

Ustawienie zbyt dużej wartości dławienia może prowadzić do trudności w osiągnięciu wydajności urządzenia oraz możliwość powstania kolizji mechanicznych i wzrostu występujących obciążeń, co powoduje zmniejszenie trwałości urządzenia.

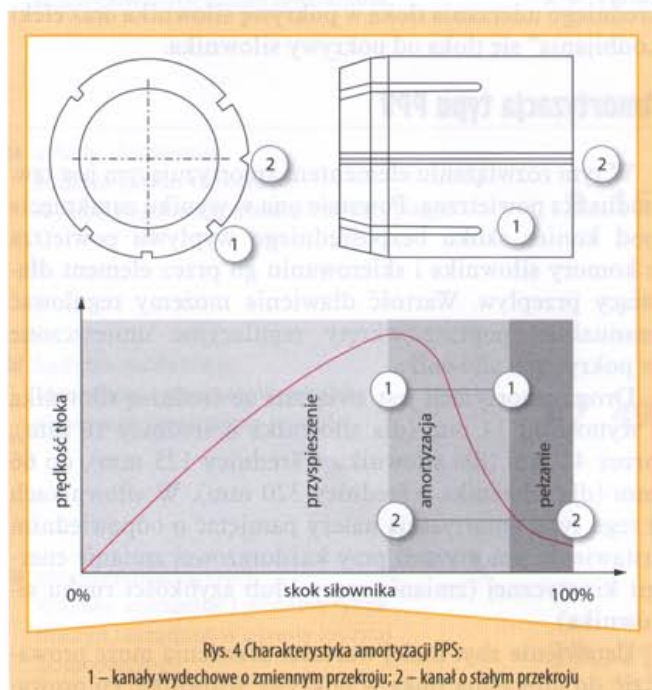
W złożonych urządzeniach, gdzie występuje wiele napędów pneumatycznych, czas potrzebny na właściwe wyregulowanie tego typu amortyzacji stanowi już znaczącą wartość, zważywszy na fakt, iż czas regulacji jednego napędu (dla dwóch kierunków jego ruchu – wysuwu i powrotu tłoczyska) waha się w granicach od trzech do pięciu minut. Dla przykładu, w urządzeniu posiadającym 120 napędów czas potrzebny na jego właściwą regulację to około $120 \times 5 \text{ minut} = 600 \text{ minut}$, czyli 10 godzin. Należy

zwrócić ponadto uwagę na fakt, iż tego typu regulacja powinna być wykonana przez dwóch pracowników. Na rysunku 2 przedstawiono widok amortyzacji typu PPV.

Amortyzacja typu PPS

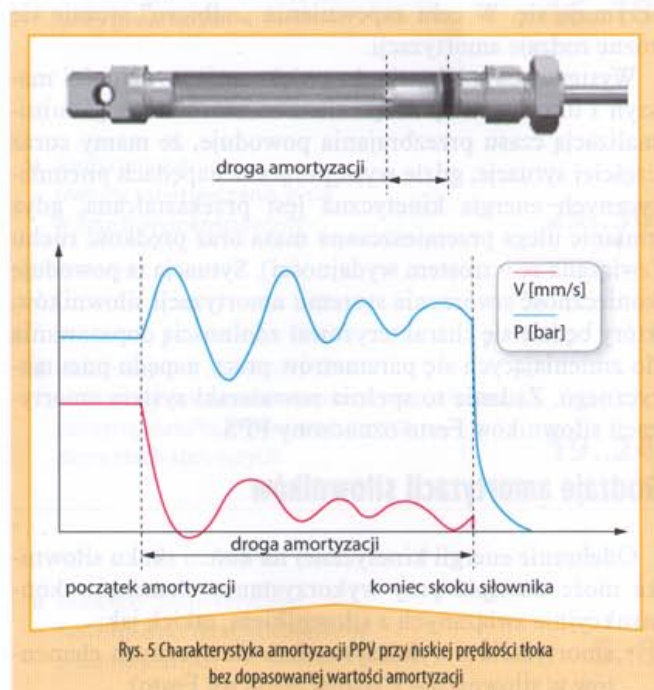
By wyeliminować powyżej opisane niedogodności występujące w amortyzacji typu P i PPV, został opracowany innowacyjny system amortyzacji z wykorzystaniem dopasowującej się do wartości energii kinetycznej poduszki pneumatycznej oznaczonej przez Festo jako PPS.

W tego typu amortyzacji elementem amortyzującym jest wytworzona pod koniec skoku tzw. poduszka powietrzna, podobnie jak w rozwiązaniu typu PPV. Powstaje ona w wyniku zamknięcia pod koniec skoku bezpośredniego wypływu powietrza z komory siłownika i skierowa-

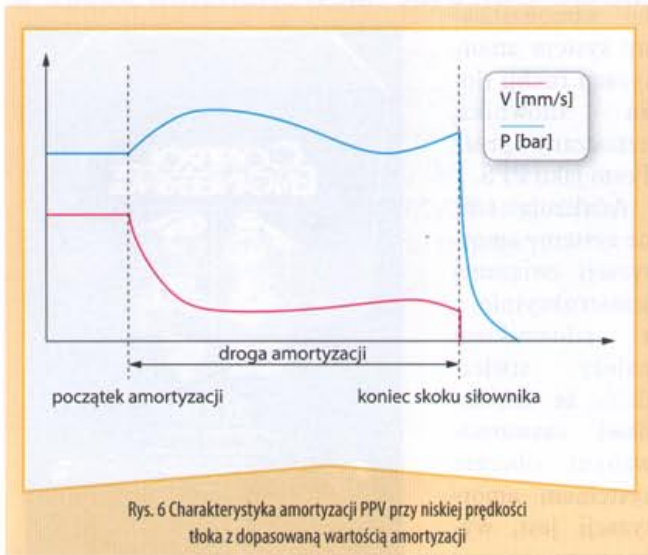


Rys. 4 Charakterystyka amortyzacji PPS:

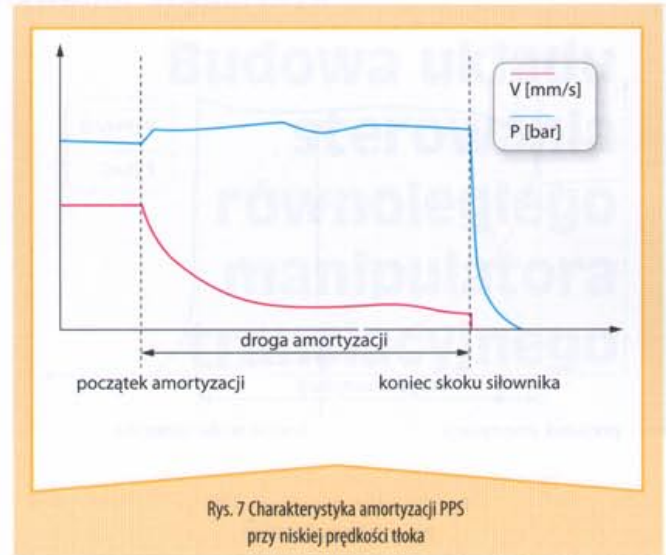
1 – kanały wydechowe o zmiennym przekroju; 2 – kanał o stałym przekroju



Rys. 5 Charakterystyka amortyzacji PPV przy niskiej prędkości tłoka bez dopasowanej wartości amortyzacji



Rys. 6 Charakterystyka amortyzacji PPV przy niskiej prędkości tłoka z dopasowaną wartością amortyzacji



Rys. 7 Charakterystyka amortyzacji PPS przy niskiej prędkości tłoka

niu tego powietrza przez element samoczynnie dławiący przepływ.

Wartość dławienia jest powiązana z wartością występującej energii kinetycznej, czyli jest zależna m.in. od prędkości przemieszczania się tłoka i masy powiązanych z nim elementów. Siłowniki z tego typu amortyzacją nie posiadają w swoich pokrywach wkretów do regulacji tego dławienia, tak jak ma to miejsce w siłownikach z amortyzacją typu PPV. Na rysunku 3 przedstawiono widok amortyzacji typu PPS.

Budowa i zasada działania samoczynnie regulowanej amortyzacji PPS

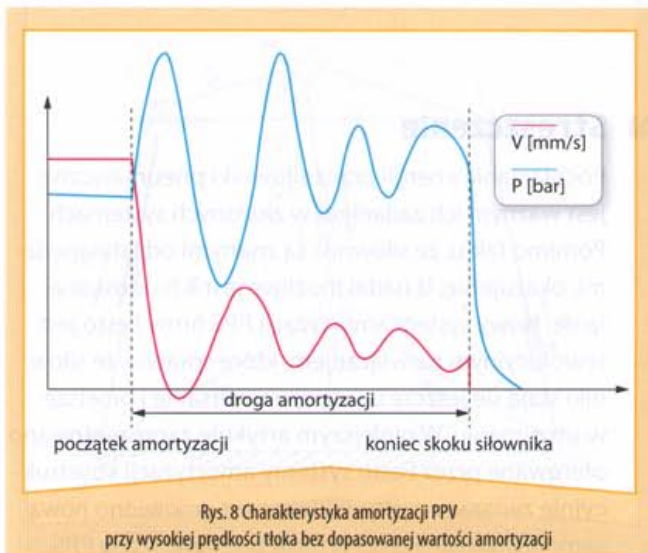
Zarówno budowa, jak i zasada działania systemu PPS jest zbliżona do systemu PPV. Najistotniejszym, a zarazem jedynym elementem amortyzacji typu PPS jest specjalnie skonstruowana tuleja amortyzująca z charakterystycznymi kanałami wylotowymi dwóch typów (rysunek 4). Zastrzeżone rozwiązanie tulei amortyzującej koniec skoku siłownika łączy w sobie funkcje tulei amortyzującej i zaworu dławiącego systemu PPV. Dzięki temu nie wystę-

puje konieczność stosowania zaworu dławiącego w pokrywach siłownika.

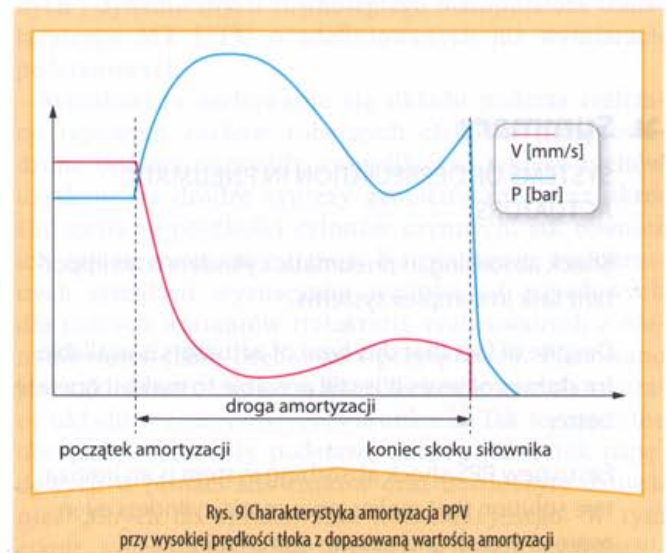
Do momentu gdy tuleja amortyzująca nie dotrze do pokrywy, przepustowość kanału wylotowego pokrywy jest największa. Amortyzacja zaczyna działać, gdy powierzchnia przekroju kanału wylotowego jest mniejsza niż powierzchnia przekroju kanałów dławiących 1 (rysunek 4). Wraz z „wnikaniem” tulei w pokrywę przekrój kanałów dławiących 1 stopniowo ulega zmniejszeniu, zwiększając ciśnienie pneumatycznej poduszki amortyzującej. Kanał wylotowy 2 określa minimalną dozwoloną prędkość, przy której efekt amortyzacji jest osiągnięty. Z tego powodu przekrój kanału przebiegającego wzdłuż całej tulei jest w kształcie V. Takie wzajemne skorelowanie kształtu i przebiegu kanałów wylotowych powietrza powoduje efekt samoczynnej regulacji amortyzacji PPS.

Porównanie amortyzacji PPV i PPS

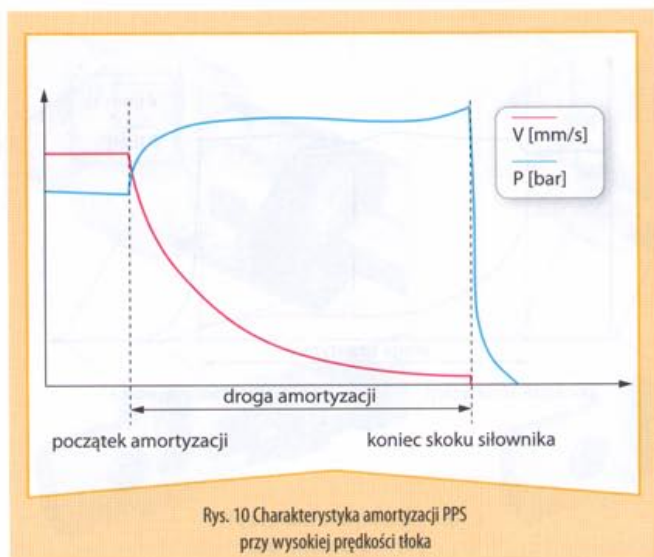
Dla uzyskania obiektywnej oceny rozpatrzmy dwa przypadki – pierwszy przy niskiej prędkości ruchu tłoka siłownika, drugi przy wysokiej prędkości ruchu tłoka si-



Rys. 8 Charakterystyka amortyzacji PPV przy wysokiej prędkości tłoka bez dopasowanej wartości amortyzacji



Rys. 9 Charakterystyka amortyzacji PPV przy wysokiej prędkości tłoka z dopasowaną wartością amortyzacji



Rys. 10 Charakterystyka amortyzacji PPS przy wysokiej prędkości tłoka

łownika. Dodatkowo dla każdego z powyższych przypadków rozpatrzmy sytuacje z dopasowaną wartością ustawionej amortyzacji PPV oraz z niedopasowaną wartością tej amortyzacji. Otrzymane wykresy zależności prędkości tłoka siłownika i ciśnienia powietrza w komorze wylotowej siłownika przedstawiono odpowiednio na rysunkach 5, 6, 8, 9, natomiast dla amortyzacji typu PPS odpowiednio na rysunkach 7 i 10.

Podsumowanie

Pomimo upływu wielu lat od „debiutu” siłowników pneumatycznych i ich rozwoju w tym czasie okazuje się, iż nadal możliwy jest ich rozwój i wdrażanie innowacyjnych rozwiązań w dziedzinie konstrukcji. Modernizacja polegająca na integracji amortyzacji zewnętrznej jako elementu składowego siłownika (amortyzacja P i PPV), pomimo niepodważalnych zalet, okazuje się w praktyce przemysłowej nie zawsze w pełni realizować postawione zadania. Dlatego też inżynierowie Festo podjęli prace, których celem było spełnienie postawionych przez przemysł nowych wymagań. W rezultacie tych prac opracowa-

no samonastawny system amortyzacji ruchu tłoka siłownika, oznaczany przez Festo jako PPS.

Analizując różne systemy amortyzacji związanej konstrukcyjnie z siłownikiem należy stwierdzić, że najbardziej zaawansowanym obecnie systemem amortyzacji jest, wykorzystujący układ dopasowującej się amortyzacji do wartości energii kinetycznej, system PPS. Ten rodzaj amortyzacji działa

optymalnie także przy zmiennej wartości prędkości ruchu tłoka. Zapewnia wzrost trwałości układów wykorzystujących siłowniki oraz minimalizuje konieczne prace ustawczo-regulacyjne występujące przy bieżącym technicznym utrzymaniu ruchu maszyn i urządzeń.



Fot. 1 Siłownik DSNU z PPS zajął pierwsze miejsce w kategorii „Silniki, napędy i sterowanie nimi” i został wyróżniony tytułem „Produkt Roku 2009” przez czasopismo branżowe „Control Engineering Polska”

mgr inż. Stefan Dworzak

Festo Sp. z o.o.

Janki k. Warszawy
ul. Mszczonowska 7
05-090 Raszyn

e-mail: Stefan_Dworzak@festo.com

Summary

SYSTEMS OF DEPRECIATION IN PNEUMATIC ACTUATORS

Shock absorbing in pneumatic cylinders is an important task in complex systems.

Despite of fact that this type of actuators is available for dozens of years it is still possible to make it operate better.

Festo new PPS shock absorbing system is an innovative solution that makes pneumatic cylinders even more universal and easy to commission.

Streszczenie

Pochłanianie energii przez siłowniki pneumatyczne jest ważnym ich zadaniem w złożonych systemach. Pomimo faktu, że siłowniki są znanymi od lat napędami, okazuje się, iż nadal możliwe jest ich udoskonalanie. Nowy system amortyzacji PPS firmy Festo jest rewolucyjnym rozwiązaniem, które sprawia, że siłowniki stają się jeszcze bardziej uniwersalne i prostsze w utrzymaniu. W niniejszym artykule zaprezentowano oferowane przez Festo systemy amortyzacji konstrukcyjnie związane z siłownikiem oraz omówiono nową samonastawialną amortyzację pneumatyczną PPS.

➤ Jacek Bałchanowski, Jarosław Szrek, Sławomir Wudarczyk

Przedmiotem niniejszej pracy jest opracowanie układu sterowania do przestrzennego translacyjnego manipulatora równoległego (MT UTU). Układy o strukturze zamkniętych łańcuchów kinematycznych są określane mianem mechanizmów równoległych.

Budowa układu sterowania równoległego manipulatora translacyjnego

Wprowadzenie

W mechanizmach równoległych człon bierny jest połączony z podstawą za pomocą kilku niezależnych łańcuchów kinematycznych, zwanych nogami lub gałęziami. Układy te posiadają szereg zalet eksploatacyjnych: wysoka sztywność układu, dokładność pozycjonowania oraz orientowania, dobra dynamika (Tsai L-W., 1999).

Maszyny bazujące na mechanizmach o strukturze równoległej znajdują zastosowanie w przemyśle wytwórczym jako obrabiarki oraz stoły montażowe i nastawcze. W automatyce i robotyce mechanizmy równoległe występują jako manipulatory równoległe pracujące jako automaty montażowe, pakujące czy nastawcze w liniach produkcyjnych (np. ABB IRB 340). Cechy dobrej dynamiki i dokładnego pozycjonowania zostały wykorzystane m.in. do budowy symulatorów ruchów środków transportu (Merlet J-P., 1992).

Schemat kinematyczny przestrzennego manipulatora translacyjnego określono przy wykorzystaniu metody łańcucha członów pośredniczących oraz numerycznych systemów analizy układów wielomasowych (Vigen A. i inni, 2008) – LMS DADS, MD ADAMS. Schemat

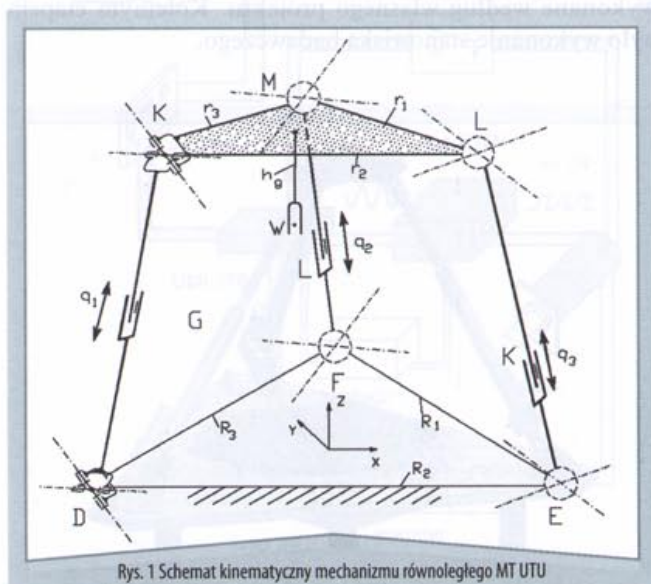
kinematyczny wyselekcjonowanego układu przedstawiono na rys. 1.

W kolejnym etapie procesu konstrukcji przeprowadzono syntezę geometryczną. Dla przedmiotowego układu został zbudowany parametryczny model obliczeniowy w systemie ADAMS. Przyjęto, że parametrami będą wymiary podstawowe układu (R , r , h_g) przedstawione na rys. 1. Następnie przeprowadzono szereg badań symulacyjnych, celem których było określenie wymiarów podstawowych układu (Bałchanowski J., 2006).

W wyniku przeprowadzonych symulacji określono wymiary podstawowe manipulatora oraz zakresy ruchów roboczych członów czynnych (tabela 1).

Tab. 1 Wymiary podstawowe i zakresy ruchów członów czynnych

R [m]	r [m]	h_g [m]	q_1, q_2, q_3 [m]
0.8	0.1	0.15	0.48÷0.68



Rys. 1 Schemat kinematyczny mechanizmu równoległego MT UTU

Celem kolejnych analiz i badań symulacyjnych było określenie podstawowych własności kinematycznych i dynamicznych równoległego manipulatora translacyjnego MT UTU o zdefiniowanych już wymiarach podstawowych.

Symulowano zachowanie się układu podczas realizacji typowych ruchów roboczych efektora. Przeprowadzone badania pozwoliły zweryfikować zakresy ruchów uzyskane na drodze syntezy geometrycznej oraz określić zarówno prędkości członów czynnych, jak również ich zapotrzebowanie na moc. Na podstawie wielokrotnych symulacji wyznaczano wartości sił napędowych dla różnych wariantów trajektorii, realizowanych z różnymi wartościami prędkości i przyspieszeń. Planowano je w taki sposób, aby jak najbardziej odpowiadało to pracy układu w rzeczywistych warunkach. Tak wyznaczone obciążenia stanowiły podstawę doboru jednostek napędowych w postaci siłowników oraz dostarczyły danych niezbędnych do opracowania konstrukcyjnego. W tym etapie zapewniono ścisłą integrację badań symulacyj-

nych i prac konstrukcyjnych, co doprowadziło do ostatecznego uściślenia parametrów masowych poszczególnych elementów.

Dobór napędów

Założenia dotyczące rodzaju pracy układu determinują w znacznym stopniu projekt i wybór elementów wykonawczych napędzających poszczególne mechanizmy ruchu. Elektryczny układ napędowy obejmuje zespoły silników i przekładni, z których każdy realizuje przemieszczenie oddzielnej jednostki ruchowej mechanizmu. Układy napędu elektrycznego są budowane na bazie ogólnego schematu.

Na podstawie przeprowadzonych analiz oraz badań symulacyjnych, kierując się niezbędną wielkością maksymalnych sił i mocy napędowych, do realizacji ruchu manipulatora dobrano trzy identyczne aktuatory liniowe LAS-3 produkcji HIWIN. Na rys. 2 przedstawiono widok pojedynczego napędu.

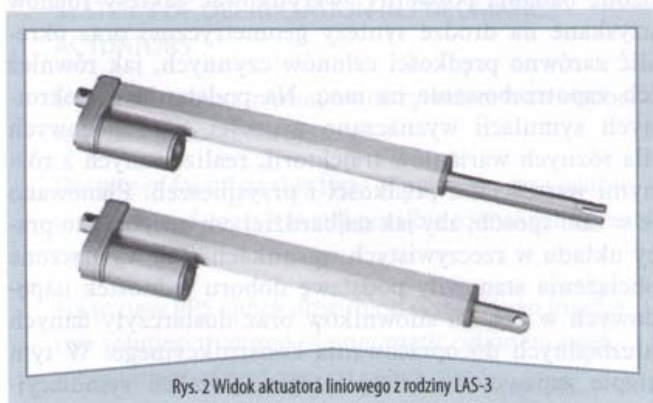
W wybranych aktuatorach zmiana długości między punktami mocowania realizowana jest przez zamianę ruchu obrotowego na ruch liniowy. Ruch obrotowy wału silnika prądu stałego przenoszony jest na ruch obrotowy trapezowej śruby pociągowej. Połączona z nią nakrętka osadzona jest w obudowie i ma jedynie możliwość przesuwu. W napędach tych zastosowane są standardowe silniki prądu stałego o napięciu zasilania 24 V. W tabeli 2 podano podstawowe parametry techniczne aktuatorów.

Tab. 2 Podstawowe parametry aktuatorów LAS-3

model	maks. siła [N]	Prędkość [mm/s] obc=max/obc=0	skok [mm]
LAS-3	600	16/25	200

Podstawowe cechy liniowych napędów z serii LAS-3:

- niska masa (1,1 kg dla skoku 200 mm),
- bardzo korzystny stosunek mocy do masy,
- wysoka niezawodność,
- płaski przebieg zmian prędkości w funkcji generowanej siły,
- łatwość montażu,



Rys. 2 Widok aktuatora liniowego z rodziny LAS-3

- ♦ dowolna pozycja pracy.

Chcąc zapewnić możliwość sterowania aktuatorami, niezbędne jest wyposażenie ich w czujniki położenia (enkodery przyrostowe).

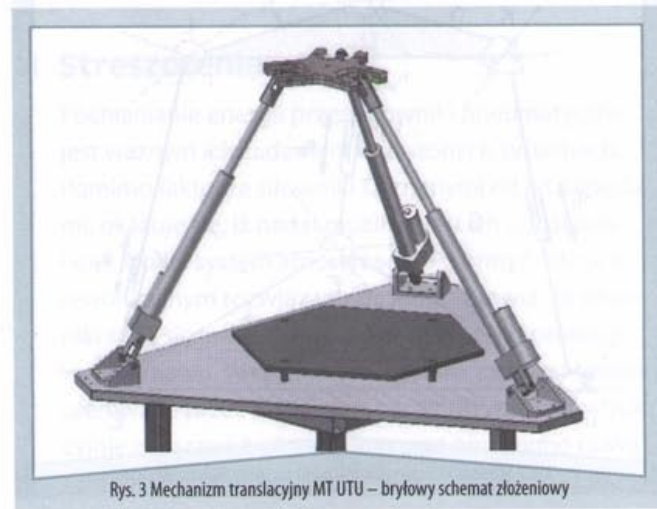
Dzięki zamontowanym czujnikom możliwe jest wyliczenie aktualnej pozycji silnika, a co za tym idzie również długości siłowników. Przed rozpoczęciem pracy wymagane jest osiągnięcie pozycji referencyjnej i określenie dla niej wartości wysuwu (zerowanie parametrów). Informacja o położeniu w układzie sterowania stanowi sygnał sprzężenia zwrotnego. Siłowniki liniowe, użyte do napędu manipulatora, nie posiadały odpowiednich czujników.

W ramach dostosowania napędów do sterowania ruchem przedmiotowego manipulatora, aktuatory liniowe wyposażono w enkodery własnej konstrukcji. Impulsy poddano dodatkowemu wygładzeniu przez zastosowanie układu 7414. Celem tego zabiegu było uzyskanie stromego zbocza narastającego i opadającego. Ciąg prostokątnych sygnałów przesuniętych w fazie o 90° podawany jest na wejście enkoderowe karty, gdzie są one zliczane.

W ten sposób uzyskano rozdzielczość 0,1 mm/l impuls enkodera (jedno zbocze sygnału). Na podstawie liczby impulsów (przy znanym przełożeniu przekładni i skoku śruby) można łatwo wyznaczyć relację między impulsami enkodera a długością siłownika. Prędkość oraz przyspieszenie zmian długości napędu wyliczane są programowo na podstawie zliczonych impulsów poprzez różniczkowanie.

Konstrukcja manipulatora

Przeprowadzone analizy modeli numerycznych stanowiły podstawę do wyboru napędów, jak również dostarczyły podstawowych danych do pełnego opracowania konstrukcyjnego układu przedmiotowego manipulatora równoległego. Przestrzenny schemat złożeniowy manipulatora przedstawiono na rys. 3. W układzie występują przeguby uniwersalne Cardana oraz pary translacyjne, wykonane według własnego projektu. Kolejnym etapem było wykonanie stanowiska badawczego.



Rys. 3 Mechanizm translacyjny MT UTU – brylowy schemat złożeniowy

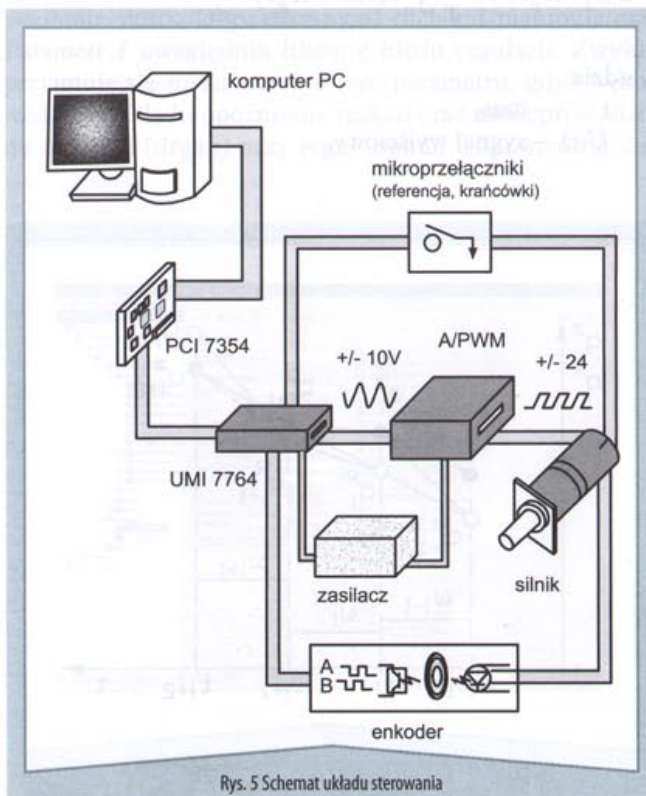


Rys. 4. Mechanizm translacyjny MT UTU

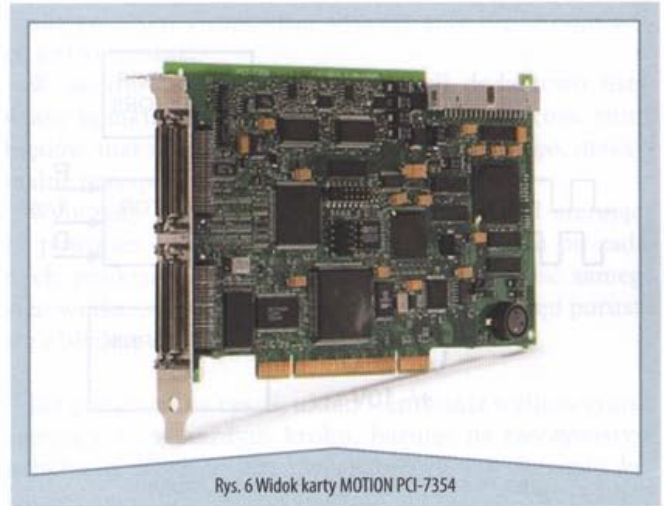
W skład stanowiska wchodzi: mechanizm równoległy MT UTU wraz ze sterowanymi siłownikami elektrycznymi, komputer nadzorujący wyposażony w kartę sterującą PCI-7354, terminal połączeniowy UMI-7764, moduły A/PWM oraz układ zasilania. Na rys. 4 przedstawiono widok mechanizmu na stanowisku badawczym.

Układ sterowania

W zbudowanym manipulatorze równoległym zastosowano klasyczne rozwiązanie sterowania napędami. Ogólny schemat tego rozwiązania (dla pojedynczego napędu) został przedstawiony na rys. 5. Zasoby użytej karty umożliwiają wystawienie do czterech napędów z pełnym sprzężeniem zwrotnym.



Rys. 5 Schemat układu sterowania



Rys. 6 Widok karty MOTION PCI-7354

Z karty kontrolera generowany jest analogowy sygnał sterujący z zakresu ± 10 V do modułu A/PWM. Moduł ten steruje siłownikiem zależnie od zmian analogowego sygnału pochodzącego z karty. Do wyjścia modułu A/PWM podłączony jest siłownik, którego prędkość zależna jest od wartości sygnału wejściowego. Sterowanie prędkością siłownika następuje przez zmianę wypełnienia sygnału PWM (Pulse Width Modulation). Moduł A/PWM dodatkowo posiada tranzystorowy układ wyjściowy (mostek H), w którym sygnał PWM jest odpowiednio wzmacniany, a następnie bezpośrednio podawany na silnik. Napięcie zmienia się w zakresie 0-24 V, a maksymalny prąd pracy jest ograniczony do katalogowej, dopuszczalnej wartości siłownika. Moduły A/PWM, sterujące siłownikami HIWIN LAS-3, zostały zaprojektowane i wykonane dla potrzeb niniejszego projektu.

Karta kontrolera

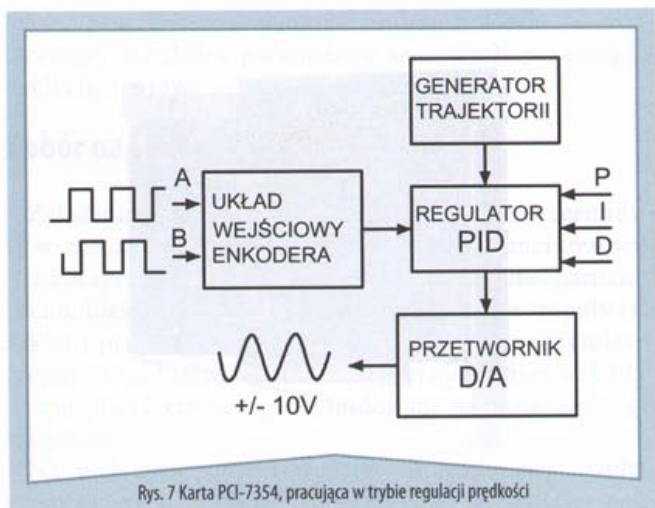
Do współpracy z silnikami aktuatorów LAS-3 wykorzystano kartę MOTION serii PCI-7354 firmy National Instruments. Na rys. 6 przedstawiono widok tego kontrolera. Zastosowana karta pozwala na sterowanie czterema napędami jednocześnie i może pracować w trybie serwonapędu lub sterowania silnikiem skokowym.

Kontroler MOTION firmy NI jest kompletnym programowalnym systemem sterowania w czasie rzeczywistym. Jest on zbudowany jako jednopłytkowy układ zawierający wszystkie niezbędne układy wejścia i wyjścia – zarówno analogowe, jak i cyfrowe. Kartę osadza się w typowym komputerze PC w szynie PCI. Kontroler zawiera 32-bitowy procesor DSP, logiczny układ FPGA oraz 128 KB pamięci RAM i 64 KB pamięci ROM.

Układ ten jest wyposażony m.in. w następujące wyjścia i wejścia:

- osiem 16-bitowych, analogowych wejść,
- 64 cyfrowe linie I/O,
- szesnaście cyfrowych 1-bitowych wejść/wyjść,
- cztery wejścia enkoderowe.

Karta MOTION jest zaprojektowana do współpracy z szeroką gamą aplikacji sterujących urządzeniami, które w wielu innych przypadkach wymagają wykorzystania kilku kart. Zalety tej karty są szczególnie widocz-



Rys. 7 Karta PCI-7354, pracująca w trybie regulacji prędkości

ne przy tworzeniu aplikacji wymagających synchronizacji z akwizycją danych lub obsługą wizji.

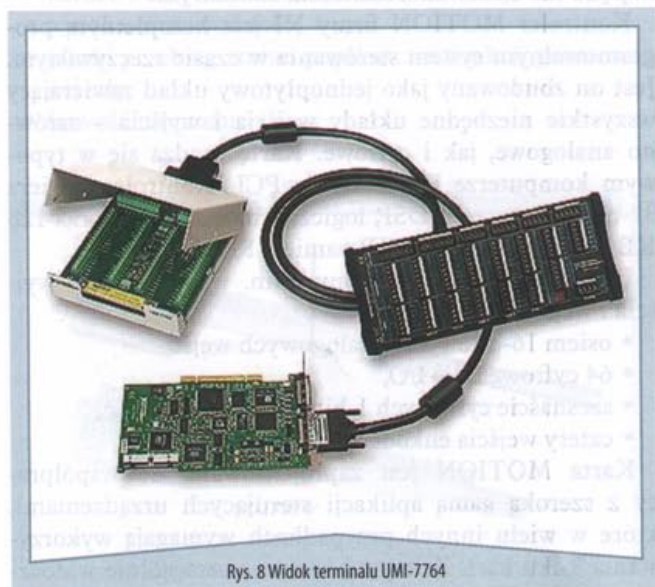
Do realizacji projektu przyjęto, że karta PCI-7354 pracować będzie w trybie serwonapędu. W wybranym sposobie sterowania karta pracuje jako regulator prędkości. Zasadę działania sterownika w tym trybie pracy przedstawiono na schemacie na rys. 7.

Karta na wyjściu generuje sygnał analogowy z zakresu +/-10 V, sterujący pośrednio prędkością wysuwu siłownika. Sygnałem sprzężenia zwrotnego jest aktualna wartość pozycji napędu, określona na podstawie odczytu z enkodera.

Wszystkie sygnały wychodzące z i wchodzące do kontrolera są wyprowadzane do zewnętrznego terminalu UMI-7764, do którego z kolei podłączane są wszystkie układy zewnętrzne. Widok terminalu przedstawiono na rys. 8.

Układ regulacji

Manipulator został zaprojektowany do realizacji dowolnej trajektorii w przestrzeni roboczej. Trajektoria jest opisywana dyskretnie w postaci zbioru współrzędnych $x^i, y^i,$



Rys. 8 Widok terminalu UMI-7764

z^i , opisujących położenie punktu w przestrzeni roboczej względem przyjętego układu współrzędnych. Częstotliwość próbkowania trajektorii może być zadawana praktycznie dowolnie.

Dla zadanej w formie zbioru punktów (x^i, y^i, z^i) trajektorii określone są przy pomocy związków transformacji odwrotnej nastawy napędów q_1, q_2 i q_3 (długości siłowników), które dla układu sterowania są wielkościami zadanymi. W układzie sterowania realizowany jest proces śledzenia zmiany długości (wysuwu) dla poszczególnych siłowników, które w konsekwencji prowadzą do realizacji zadanej trajektorii punktu charakterystycznego efektora.

Karta PCI7354 pracuje w czasie rzeczywistym z zadanym krokiem Δt . W każdej chwili czasowej t_i wyliczany jest sygnał sterujący u_i , który jest zadawany w czasie Δt (rys. 9). Czas, co który zadawano nowe nastawy może być zmieniany, co z kolei wpływa na prędkość realizacji zadania. Podczas testów sprawdzano różne ustawienia Δt ($\Delta t = 0.001 \div 0.05$ s).

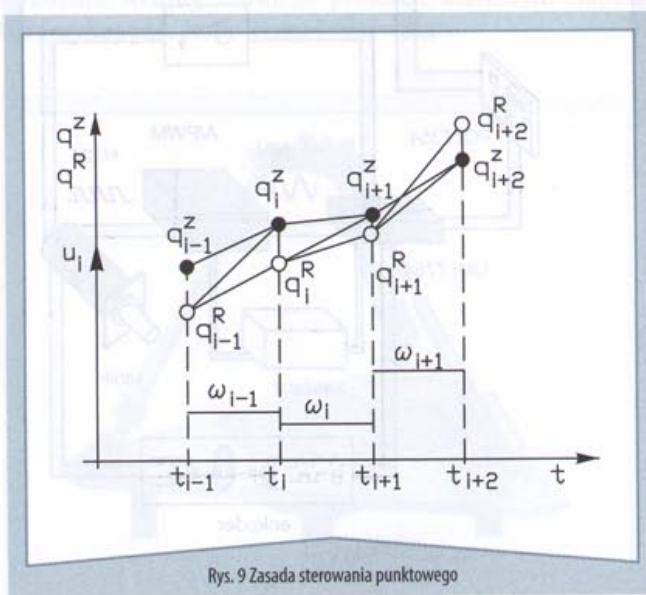
Każdy napęd jest sterowany napięciem stałym z zakresu $-24 V \leq u_i \leq +24 V$, które jest interpretowane przez silnik jako $-\omega_{max} \leq \omega_i \leq +\omega_{max}$. Enkoder, dostarczający informację o zmianie położenia, jest zamontowany na wale silnika, natomiast wartość zadana q^e stanowi długość siłownika. Należy zatem przeliczyć liczbę impulsów pochodzących z enkodera na długość siłownika (uwzględniając przełożenie przekładni).

W układzie sterowania manipulatora zdecydowano się na wykorzystanie regulatora PID, który bazuje na uchybie położenia. Regulacja (określenie sygnału sterującego dla siłowników manipulatora) następuje zgodnie z zależnością:

$$U(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (1)$$

gdzie:

- t – czas,
- $U(t)$ – sygnał wyjściowy,



Rys. 9 Zasada sterowania punktowego

- K_p – współczynnik wzmocnienia,
- $e(t)$ – uchyb,
- T_i – stała czasowa całkowania,
- T_d – stała czasowa różniczkowania

W komputerowym układzie regulacji wzór przyjmuje postać cyfrową, gdzie operację całkowania zastępuje się sumowaniem, a różniczkowanie ilorazem różnicowym. Przy tego typu układach regulacji i ustalonym czasie próbkowania praktycznie dobiera się wartości P , I , D zgodnie z zależnością (2) (w którym T_p – przyjęty okres próbkowania):

$$U(k) = P e(k) + I \sum_{i=0}^{k-1} e(i) + D(e(k) - e(k-1)) \quad (2)$$

gdzie:

$$P = K_p, \quad I = K_p \frac{T_p}{T_i}, \quad D = K_p \frac{T_d}{T_p}$$

Wartości parametrów regulacji dobierano eksperymentalnie, a jako kryterium przyjmowano możliwie najmniejszy błąd śledzenia trajektorii dla różnych prędkości.

Z zależności (2) wynika, że im parametr P jest większy, tym większe jest napięcie sterowania podawane na siłownik, w zależności od aktualnego błędu położenia (różnicy położenia zadanego oraz aktualnego). Niemniej jednak wartość tego parametru nie może być zbyt duża, gdyż grozi to przeregulowaniem układu – pozycja aktualna przekroczy wartość zadaną. Parametr D wpływa na wartość napięcia sterującego w zależności od prędkości zmian błędu. Praktycznie ma to wpływ na większą dynamikę układu.

Ustawienie jednak tego parametru na zbyt wysokim poziomie skutkuje gwałtownymi ruchami manipulatora. Parametr I uwzględnia historię błędu regulacji. Zwykle przyjmuje się niską wartość tego parametru, gdyż wprowadza do układu opóźnienie reakcji oraz może prowadzić do oscylacji (drgań) przy regulowaniu. Odpowiednio do-

brany parametr I zapewnia wyzerowanie błędu regulacji, co jest korzystne.

W zastosowanym układzie regulacji dodatkowo ustawiane są takie parametry, jak: maksymalna wartość sumy błędów, maksymalna wartość sygnału sterującego, maksymalne przyspieszenie oraz opóźnienie.

Wyliczany przez kontroler PCI-7354 sygnał sterujący U_i powinien zapewnić realizację ruchu napędu po zadanych punktach q^z . Ze względu na bezwładność samego sterownika, jak również dynamikę obiektu, napęd porusza się z błędem Δq .

Jak pokazano na rys. 9, układ sterowania wylicza sygnał sterujący U_i w każdym kroku, bazując na rzeczywistym uchybie e_i . Błąd Δq jest uwzględniany w wyliczeniu kolejnego sygnału i jest korygowany na bieżąco. W chwili t_i błąd realizacji trajektorii Δq_i określa zależność:

$$\Delta q_i = q_i^R - q_i^z \quad (3)$$

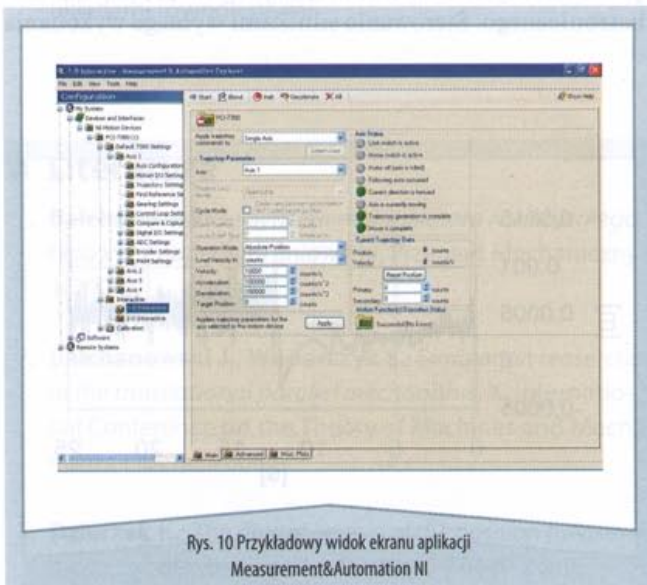
gdzie:

- q_i^R – rzeczywista długość napędu w chwili t_i ,
- q_i^z – zadana długość napędu w chwili t_i .

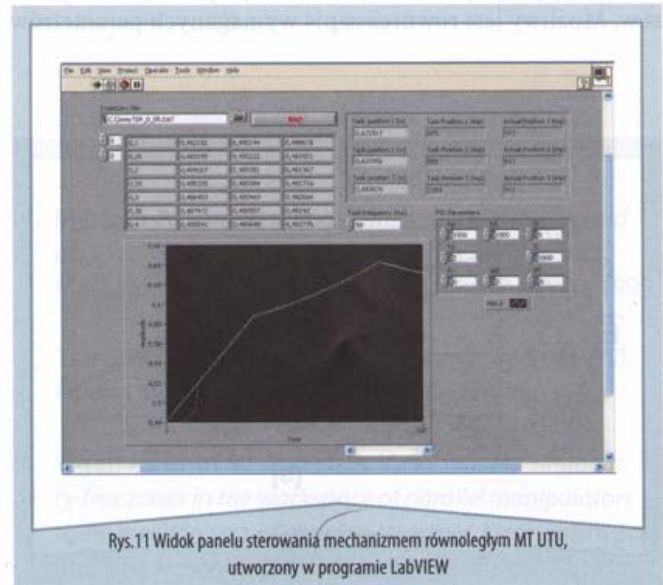
Program sterujący

Firma National Instruments dostarcza użytkownikom swojego sprzętu szerokie możliwości jego programowania. Karta PCI-7354 może być programowana przy użyciu między innymi: NI Motion Assistant, LabVIEW, LabWindows/CVI, Measurement Studio dla Microsoft Visual Basic, C oraz C++. Na rys. 10 zamieszczono przykładowy widok programu Measurement&Automation, przy pomocy którego ustawiane są parametry pracy karty kontrolera serii PCI-7354.

Na szczególną uwagę zasługuje możliwość prostego tworzenia programów w formie graficznej, przy wykorzystaniu elementów ze standardowych bibliotek (LabVIEW). Ten łatwy w obsłudze sposób tworzenia aplikacji do integracji modułów WE/WY oraz analizy sygnałów stanowi



Rys. 10 Przykładowy widok ekranu aplikacji Measurement&Automation NI



Rys.11 Widok panelu sterowania mechanizmem równoległym MT UTU, utworzony w programie LabVIEW

alternatywę dla tradycyjnych, tekstowych języków programowania.

Oczywiście, możliwe jest również uruchamianie tekstowych skryptów matematycznych na platformie LabVIEW. Standardowe biblioteki LabVIEW udostępniają funkcje zbierania, analizy i prezentowania danych użytkownikom lub innym aplikacjom. To interaktywne środowisko może być używane jako samodzielne oprogramowanie, jak również zapewnia automatyczną generację kodu źródłowego, co umożliwi skalowanie aplikacji przy użyciu programowania graficznego LabVIEW. W realizowanej aplikacji karta PCI-7354 jest programowana przy pomocy oprogramowania LabVIEW. Dostęp do zasobów kontrolera (wyjścia/wejścia analogowe i cyfrowe, wyjścia enkoderowe, przerwania itp.) jest realizowany przy pomocy modułów biblioteki LabVIEW firmy National Instruments.

Utworzony logiczny układ sterowania w postaci bloków i sygnałów jest następnie uruchamiany i wykonywany w czasie rzeczywistym dla zadanego stałego kroku obliczeniowego.

Utworzone oprogramowanie zapewnia dostęp do funkcji systemowych realizowanych przez kontroler. Zatem możliwe jest nie tylko uruchamianie i zatrzymywanie programu, ale również resetowanie kontrolera, dostęp do sygnałów sterujących, zapis sygnałów itp. W środowisku LabVIEW można utworzyć wygodne panele sterujące kartą oraz przy pomocy myszy i klawiatury PC kontrolować, wstępnie analizować i ewentualnie modyfikować wykonywany program. Dodatkowo program napisany w środowisku LabVIEW można eksportować jako niezależną aplikację. Dzięki temu można, niezależnie od środowiska programistycznego, uruchomić aplikację (plik wykonywalny).

Na rys. 11 został pokazany panel sterujący napisany dla przedmiotowego układu sterowania. Panel ten umożliwia wykonywanie następujących zadań: zerowanie parametrów (najazd silników na mikroprzłączniki bazowe), start i zatrzymywanie mechanizmu oraz startowanie programów realizacji ruchu po zaprogramowanych trajektoriach. Panel umożliwi wizualizację sygnałów w czasie rzeczywistym w postaci wyświetlaczy cyfrowych i wykresów. Możliwy jest również zapis wymaganych parametrów

(generowanych sygnałów, aktualnych, zadanych położeń itp.) na dysk komputera, co pozwala na ich późniejszą analizę.

Ruch manipulatora odbywał się przy obciążeniu jedynie siłami masowymi (siły bezwładności i grawitacji), a masa efektora wynosiła $m_e = 1.28$ kg. Poszczególne nastawy długości siłowników w funkcji czasu zostały wygenerowane na podstawie modelu kinematyki, następnie został uruchomiony algorytm śledzenia wysuwu siłownika. W tym przypadku nowe parametry były wczytywane co 0.05 s. Przykładowy przebieg realizacji nastaw wartości zadanej q_1^z dla jednego z siłowników pokazano na rys. 12. Przez zmianę czasu taktowania (odczytu nowych danych) można wpływać na prędkość ruchu manipulatora.

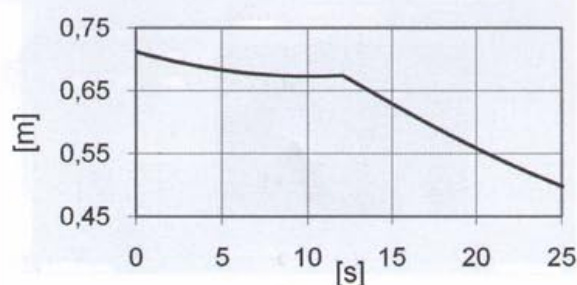
Dobór parametrów regulacji został wykonany eksperymentalnie dla przykładowej trajektorii ruchu, w celu weryfikacji poprawności działania układu sterowania translacyjnym manipulatorem równoległym. Błąd regulacji oscyluje praktycznie wokół stałej wartości (rys. 13). Oznacza to, że chwilowa zadana wartość położenia (przed jej osiągnięciem) podczas całego ruchu zostaje zastąpiona nową wartością. Ma to odzwierciedlenie na przebiegu prezentowanym na rys. 13. Dodatkowo widoczny jest skokowy wzrost błędu realizacji nastaw, wynikający ze zmiany kierunku ruchu efektora.

Na jakość ruchu istotny wpływ mają parametry regulacji oraz czas próbkowania. Ewentualna ich zmiana powinna odbywać się współbieżnie. Niedopasowanie parametrów może np. skutkować ruchem „szarpanym” – manipulator osiągnie wtedy chwilową pozycję zadaną i zatrzyma się. Oznacza to, że nowa, chwilowa pozycja zadana pojawiła się zbyt późno lub parametry regulacji posiadały za dużą wartość i występuje niepotrzebny czas przestoju.

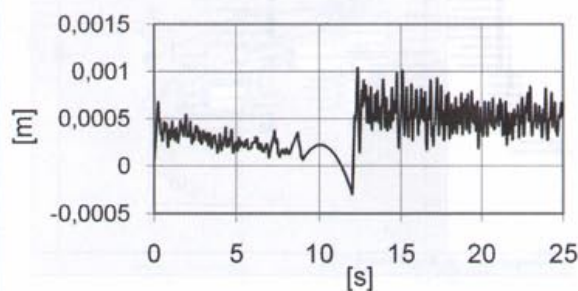
Dobranie odpowiednich parametrów w dużym zakresie zmian położenia czy prędkości wiąże się z kompromisem między uzyskaniem gładkości ruchu lub dążenia do osiągnięcia zerowej wartości błędu.

Podsumowanie

Układ sterowania jest – obok części mechanicznej – jednym z istotnych elementów składowych urządzenia mechatronicznego. Sterowanie silnikami wymaga wykonania



Rys. 12 Przebiegi wartości realizacji nastaw q_1^z



Rys. 13 Przebiegi wartości błędów Δq_1 realizacji nastaw

szeregu pomiarów parametrów ruchu oraz wygenerowania na ich podstawie odpowiednich sygnałów sterujących.

Budowa układu sterowania w oparciu o karty pomiarowe jest jedną z możliwości, która dzięki uniwersalności (w tym oprogramowania) pozwala na bardzo szybkie wykonanie prototypu. Dodatkowo, w łatwy sposób można uzyskać wizualizację parametrów czy stworzyć okno komunikacji z użytkownikiem, jednak tego typu rozwiązanie jest jednocześnie dosyć kosztowne.

Alternatywnym rozwiązaniem jest opracowanie dedykowanego sterownika opartego o mikrokontroler (np. rodzina ARM). Tego typu układy posiadają wystarczającą moc obliczeniową i zasoby, aby sprostać zadaniu sterowania. Oprogramowanie w takim przypadku należy opracować we własnym zakresie, ale dodatkową korzyścią jest możliwość dowolnego tworzenia algorytmów i samodzielnego kreowania struktury sterownika.

W przypadku gotowych rozwiązań korzysta się z bibliotek, w których nie ma możliwości modyfikacji, a zmiana

możliwa jest jedynie w zakresie parametrów, a nie struktury. Na etapie prototypowania pod kątem opracowania optymalnych algorytmów sterowania jest to duże ograniczenie. ■

dr inż. Jacek Bałchanowski, dr inż. Jarosław Szrek,
dr inż. Sławomir Wudarczyk

Institut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn,
Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska,
ul. Łukaszczyka 7/9, 50-371 Wrocław

jacek.balchanowski@pwr.wroc.pl

jaroslaw.szrek@pwr.wroc.pl

slawomir.wudarczyk@pwr.wroc.pl

➤ Streszczenie

W pracy przedstawiono proces budowy układu sterowania przestrzennego manipulatora równoległego, którego efektor może wykonywać jedynie ruchy translacyjne. Układ sterowania manipulatorem oparto o uniwersalną kartę sterującą, która pozwala na szybkie uruchomienie układu sterowania prototypowego manipulatora. Opracowano również aplikację sterującą, realizującą proces z zamkniętą pętlą sprzężenia zwrotnego. Zaprezentowano przykładową realizację zadanych nastaw aktuatora oraz przebiegi wartości błędów. Dokonano oceny jakości regulacji pod kątem przydatności do sterowania translacyjnymi układami równoległymi.

➤ Literatura

1. **Bałchanowski J.:** *Synteza manipulatora równoległego typu xyz z napędami liniowymi*, Przegląd Mechaniczny 1/2006.
2. **Bałchanowski J., Wudarczyk S.:** *Simulation reaserches of the translational parallel mechanisms*, X. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec 2008.
3. **Dzierżek K.:** *The digital system of the position measurement*, Solid State Phenomena Vol. 147-149 2009.

➤ Summary

Construction Of Control System Of The Transactional Parallel Manipulator

Abstract: The paper presents the process of building the control system for transactional parallel manipulator. The control system is based on an universal control card. It allows you to quickly launch a prototype of the control pad. A control program to realize a control process with feedback has been worked out An example of the implementation is presented.

4. **Merlet J-P.:** *Parallel manipulators: state of the art and perspectives*. In IMACS/SICE Int. Symp. on Robotics, Mechatronics, and Manufacturing Systems, Kobe 1992.
5. **Tsai L-W.:** *Robot analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators*, John Willey & Sons Inc. 1999.
6. **Vigen A., Briot S., Glazunov V.:** *Increase of singularity-free zones in the workspace of parallel manipulators using mechanisms of variable structure*, Mechanism and Machine Theory vol. 43 2008.

➤ **Rafał Piszczyk**

Marketing jako istotny czynnik konkurencyjności na europejskim rynku pneumatyki

Działania marketingowe stanowią kluczową część działalności każdego podmiotu gospodarczego, a ich skuteczność decyduje w głównej mierze o konkurencyjności przedsiębiorstwa na rynku.

Marketing definiowany jest, według najnowszych opracowań, jako zespół działań mających na celu wynajdywanie, stymulowanie i zaspokajanie potrzeb odbiorców [1]. Określenie „marketing” obejmuje też dziedzinę wiedzy analizującą powyższą działalność.

Realizacja zasad marketingu współczesnego oznacza przyjęcie orientacji na odbiorcę w miejsce orientacji na produkt. Obecnie szczególny nacisk kładzie się na istotę wymiany, która jest podstawową formą zaspokajania potrzeb. Jednak nie skupia się dokładnie na potrzebach, co na źródłach satysfakcji klienta.

W ramach działań marketingowych możemy wyróżnić zagadnienia dotyczące różnorodnych płaszczyzn relacji między podmiotem a odbiorcą, do których zalicza się:

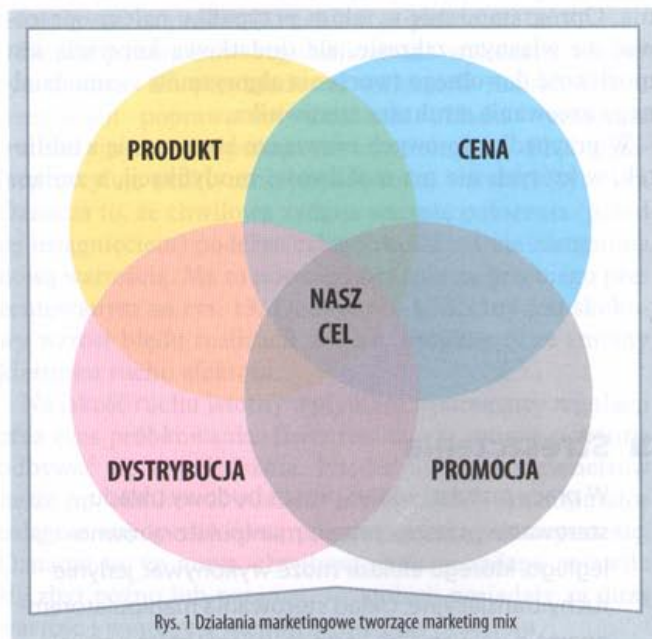
- ♦ odnajdywanie i ocenianie możliwości rynkowych (w tym również poszukiwanie nisz rynkowych), prowadzących do zaspokojenia potrzeb określonych klientów oraz dokładne ustalenie tych potrzeb;
- ♦ opracowywanie, w oparciu o tę wiedzę, produktów (wdrażanych do produkcji przemysłowej) oraz różnorodnych strategii ich dystrybucji;
- ♦ przygotowanie odpowiednich strategii cenowych oraz zasad promocji produktów i usług własnych oraz innych, będących w ofercie danego podmiotu gospodarczego;
- ♦ opracowanie strategii reklamowo-informacyjnych o produkcie.

Działania marketingowe na rynku lokalnym oraz rynkach zagranicznych można podzielić na cztery podstawowe typy, które tworzą tzw. marketing mix (rys. 1). Są to:

- ♦ cena,
- ♦ produkt,
- ♦ dystrybucja,
- ♦ promocja.

Cena

Analizując działania marketingu z punktu widzenia wzrostu konkurencyjności na europejskim rynku pneumatyki, stwierdzić należy, że aspekt cenowy odgrywa w większości przypadków decydującą rolę. Poziom cen determinuje wiele czynników. Do najważniejszych zaliczyć należy: poziom rozwoju rynku, konkurencję, dostęp do zasobów finansowych (możliwość udzielania kredytów kupieckich, wydłużanie terminów płatności, przedłużanie gwa-



rancji itp.) i politykę upustów stosowaną przez podmioty działające na rynku. Działalność marketingu dostarcza wiedzę w wymienionych obszarach, co pozwala na elastyczne kształtowanie własnej polityki cenowej, również w odniesieniu do podobnych działań konkurencji. Po analizie cen na rynkach Unii Europejskiej w CPP PREMA SA stwierdzono niejednorodność polityki cenowej, która zależy od konkretnego kraju członkowskiego UE. Wiąże się to z nadal niespójnym i nieprzebiegającym równomiernie rozwojem obecnych krajów Wspólnoty.

Produkt

Działalność służb marketingowych służy również ocenie porównawczej własnego produktu (usługi), która pozwala na wprowadzenie na rynek zwłaszcza tych produktów, które z punktu widzenia sprzedawcy mogą osiągnąć najlepsze wyniki sprzedaży. Taka analiza, przeprowadzona w CPP PREMA SA dla rynku francuskiego, holenderskiego i belgijskiego, pozwoliła na wprowadzenie do sprzedaży siłowników pneumatycznych serii CNOMO, które na innych rynkach (w tym w Polsce) nie cieszą się dużą popularnością. Wniosek wpływający z tej analizy jest taki,



że mimo wspólnego europejskiego rynku i prób standaryzacji elementów pneumatyki siłowej nadal istnieją duże różnice w stosowanych standardach w różnych krajach Unii.

Dystrybucja

Model dystrybucji na rynku europejskim nie odbiega szczególnie od modeli stosowanych w Polsce. W przypadku CPP PREMA SA model ten obejmuje następujące kanały dystrybucji:

- ♦ sprzedaż bezpośrednia do odbiorców za pośrednictwem sekcji sprzedaży;
- ♦ sprzedaż poprzez własną sieć handlową (sklepy firmowe);
- ♦ sprzedaż za pośrednictwem przedstawicieli handlowych.

Przyjęcie odpowiedniego modelu dystrybucji na rynku europejskim jest istotnym ryzykiem podejmowanym przez podmioty gospodarcze. Model zależy w głównej mierze od możliwości finansowych podejmującego działania, ale z doświadczeń wynika, że najbardziej efektywne (ale również najbardziej kosztowne) jest posiadanie własnej sieci dystrybucyjnej. Obecnie większość firm z innych branż działa na rynku europejskim na zasadzie sprzedaży agencyjnej. Pneumatyka – ze względu na swoją specyfikę – wymaga nieco innego podejścia, co wynika głównie z silnej konkurencji na rynku (dla rynków UE) oraz realnego braku innych producentów (dla rynku Polski). Sukces zależy również od innych wartości dodanych, które może zaoferować producent. Dotyczy to zwłaszcza dostępu do sprawnego serwisu i części zamiennych, a szczególnie doradztwa technicznego.

Promocja

Najbardziej ogólną definicją promocji jest oddziaływanie na odbiorców produktów danej firmy, polegające na przekazaniu im informacji, które mają w odpowiednim stopniu zwiększyć wiedzę na temat produktów lub usług oraz samej firmy, w celu stworzenia dla niej preferencji na rynku. Promocja jest elementem tzw. komunikacji marketingowej.

Aby zaistnieć na rynku i stymulować dalszy jego rozwój, niezbędne są działania w obszarze promocji. Dotyczy to szeroko rozumianego dostępu do wszelkiej informacji dotyczącej własnej działalności, potencjału wytwórczego, potencjału ludzkiego, możliwości technologicznych oraz prezentacji nowości. Działania te sprowadzają się nie tylko do „zwykłej” reklamy (wizualnej), ale również w dostępie do różnorodnych szkoleń w zakresie poszerzania wiedzy na temat własnej firmy. W tym obszarze jako najskuteczniejsze oceniane są następujące działania promocyjne:

- ♦ reklama w internecie (własna, dobra, wielojęzyczna strona www, możliwość dokonywania zakupów przez e-shop);

- ♦ odpowiednie kampanie reklamowe w przeglądarkach internetowych, dające wysokie pozycjonowania firmy;
- ♦ reklama w czasopiśmie branżowych i prasie technicznej;
- ♦ udział w targach i innych imprezach wystawienniczych (lub w misjach handlowych) o zasięgu europejskim, jak również lokalnym (skuteczne tylko wtedy, gdy posiada się dystrybutora na rynku lokalnym);
- ♦ dostęp do profesjonalnych materiałów reklamowych i katalogowych (koniecznie w języku kraju danego rynku oraz w wersji elektronicznej);
- ♦ dostęp do dokumentacji technicznej w języku kraju adresata oferty (lub przynajmniej po angielsku).

Pozycja marketingu w budowaniu konkurencyjności przedsiębiorstwa

W celu prawidłowej oceny roli marketingu – jako czynnika konkurencyjności na europejskim rynku pneumatyki – należy najpierw zdefiniować zarówno pojęcie konkurencji rynkowej, jak i konkurencyjności.

Konkurencja rynkowa [2] to występowanie na rynku podmiotów konkurencyjnych. Interesy tych podmiotów są zwykle niezgodne, co prowadzi do ujawnienia się różnorodnych konfliktów.

Konkurencja to proces rywalizacji podmiotów, które dążą do tych samych korzyści i chcą osiągnąć podobne cele w tym samym czasie, zachowując podobne reguły. Realizacja interesów jednych podmiotów zagraża realizacji interesów pozostałych „graczy” na rynku. Konkurencja jest procesem, w którym uczestnicy rynku dążą do realizacji swoich interesów poprzez przedstawienie jak najkorzystniejszej oferty (pod względem ceny, ale także innych tzw. wartości dodanych – np. jakości produktu lub usługi, jakości obsługi technicznej, komunikatywności, jakości serwisu gwarancyjnego oraz obsługi po sprzedaży). Zespół działań podmiotów gospodarczych, które zmierzają do uzyskania wygranej (lub przewagi) rynkowej, nazywany jest mechanizmem konkurencyjności. Wyróżnia się dwie fazy tego mechanizmu:

- ♦ atak (zachowanie kreatywne),
- ♦ pościg (zachowanie przystosowawcze).

Jako przedmioty konkurencji definiowane są:

- ♦ oferta (produkt i/lub usługa) – konkurowanie o odbiorcę. Konkurencja ofertowa zachodzi między sprzedającymi „na wyjściach” ich systemów;
- ♦ zasób (o sam zasób lub/i warunki jego pozyskania).

Konkurencyjność [3] to właściwość, która określa możliwość ciągłego tworzenia tendencji rozwojowej podmiotu.



tu, wzrostu produktywności oraz która doprowadza do skutecznego rozwijania rynków zbytu (również europejskich) w warunkach oferowania przez konkurentów nowych produktów, które mogą być lepsze i tańsze od oferowanych przez podmiot gospodarczy.

Za konkurencyjne (w branży pneumatyki) uważa się takie przedsiębiorstwa, które są w stanie dostarczać klientom lepsze, nowocześniejsze oraz tańsze produkty (i usługi) niż inne podobne jednostki na rynku. Dotyczy to zwłaszcza parametrów technicznych (np. przepływ, czas zadziałania itp.) oraz eksploatacyjnych oferowanych produktów. Konkurencyjność w aspekcie rynku pneumatyki jest przede wszystkim cechą względną, a więc taką, która zakłada pewien typ relacji łączącej własny wyrób z innymi podobnymi produktami.

Konkurencyjność zaliczana jest do tej kategorii cech względnych, które określane są jako własności porównawcze. Wartości porównawcze obiektów polegają głównie na przypisaniu im pewnych własności w wyniku porównania ich z innymi obiektami (wedle jakiegoś określonego standardu porównania). Konkurencyjność przedsiębiorstw może być rozumiana jako system złożony z czterech elementów:

- ♦ potencjał konkurencyjności;
- ♦ przewaga konkurencyjna;
- ♦ instrumenty konkurencyjności;
- ♦ uzyskana pozycja konkurencyjna przedsiębiorstwa na rynku.

Można zatem określić pięć głównych sił konkurencyjności:

1. zagrożenie ze strony nowych podmiotów wchodzących na rynek,
2. groźba substytucji,
3. siła przetargowa nabywców (klientów),
4. siła przetargowa odbiorców,
5. rywalizacja obecnych konkurentów.

Rola marketingu jako czynnika wzrostu konkurencyjności na europejskim rynku pneumatyki na przykładzie CPP Prema SA

Na przykładzie CPP PREMA SA omówione zostaną w skrócie praktyczne działania marketingu, mające za cel wzrost konkurencyjności na rynku pneumatyki.

W strategii CPP PREMA SA (na lata 2006-2009) zawarto prognozę dotyczącą wzrostu udziału eksportu w ogólnych przychodach spółki. W celu realizacji założeń strategii i w ramach wzrostu zasobów ludzkich zostało stworzone (w ramach sekcji marketingu) stanowisko specjalisty ds. kluczowych klientów. Zadaniem tej osoby (o wysokich kwalifikacjach, tj. znajomość języków obcych, znajomość przepisów celnych i spedycyjnych, znajomość rozliczeń finansowych, znajomość zagadnień handlu zagranicznego)

było dokonanie analizy rynku europejskiego pod względem:

- ♦ struktury konkurencji w poszczególnych państwach członkowskich UE;
- ♦ poziomu cen na rynku i polityki cenowej konkurencji;
- ♦ metod dystrybucji konkurencji (m.in. termin realizacji zamówień, ilość i rozmieszczenie dealerów);
- ♦ porównania własnych produktów i usług z wyrobami konkurencji;
- ♦ analiza metod promocji firm działających na poszczególnych rynkach.

Po dokonaniu tych analiz został stworzony model działania konkurencji na ogólnym rynku europejskim, jak również w poszczególnych krajach UE. Na podstawie danych z analiz wybrano najbardziej rokujące kierunki: na nich skupiono konkretne działania i przyjęto własną strategię rozwoju. W tym samym czasie podjęto działania nad stworzeniem odpowiednich materiałów reklamowych i informacyjnych (katalogi, strona www, materiały techniczne, prezentacja itp.). Te działania marketingowe zrealizowano w ramach promocji firmy. Ich efektem było podjęcie rozmów z firmami europejskimi (również podczas spotkań w trakcie targów zagranicznych) i nawiązanie kontaktów handlowych. Celem było również poszukiwanie dystrybutorów produktów CPP PREMA SA w krajach unijnych, co jest obecnie kontynuowane. Działania wynikające z wniosków po analizach marketingowych doprowadziły do wzrostu konkurencyjności CPP PREMA SA na europejskim rynku pneumatyki.

Wnioski

Działania marketingu mają podstawowe znaczenie dla wzrostu konkurencyjności na rynku europejskim. Działania te muszą mieć charakter spójny, wpisany w strategię danego podmiotu gospodarczego. Marketing działa na wielu płaszczyznach które muszą być powiązane ze sobą odpowiednimi relacjami. Rozwój dystrybucji na rynku unijnym obarczony jest dużym ryzykiem (w tym finansowym), ale ryzyko to można zminimalizować przez analizy rynku, dokonywane przez marketing. Systemowe ujęcie problemu działań marketingowych oraz konsekwencja w realizacji własnych zamierzeń gwarantuje odniesienie sukcesu na europejskim rynku pneumatyki. ■

Rafał Piszcz

dyrektor ds. handlu i logistyki
w CPP PREMA SA w Kielcach

» Literatura

1. Garbarski L., Rutkowski I., Wrzosek W.: *Marketing*. Warszawa 2000, 2003.
2. Thomas M. J. (red.): *Podręcznik marketingu*. PWN 1998.
3. Przybyłowski K., Hartley S.W., Kerin R.A., Rudelius W.: *Marketing*. DW ABC, Warszawa 1998.

➤ Stanisław Flaga, Janusz Pluta, Bogdan Sapiński

W ostatnich latach obserwuje się wzrost zainteresowania zastosowaniem materiałów inteligentnych w różnych dziedzinach techniki. W pracy zasygnalizowano możliwość zastosowania jednego z takich materiałów w elektrozaworach pneumatycznych.

Możliwości zastosowań stopów z magnetyczną pamięcią kształtu w pneumatycznych elementach sterujących

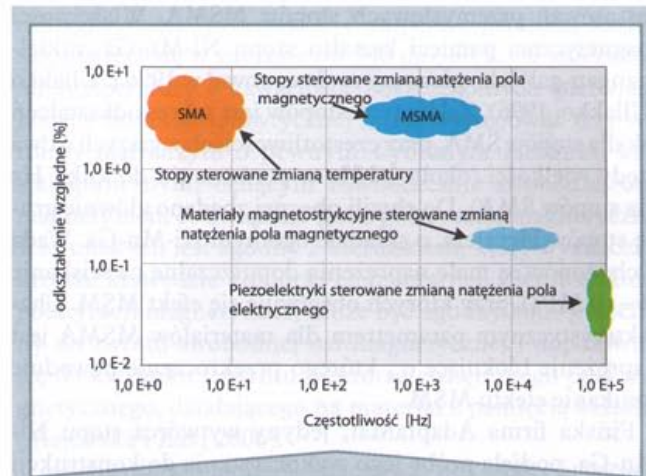
Wprowadzenie

Elektrozawory pneumatyczne składają się na ogół z dwóch podstawowych podzespołów: jedno- lub dwustopniowego wzmacniacza pneumatycznego i przetwornika elektromechanicznego. Przetwornik pełni funkcję prostego sterownika (nastawnika), którego ruchomy element napędowy, działając na organ roboczy wzmacniacza pneumatycznego, powoduje zmianę pola powierzchni przekroju szczeliny przepływowej (zmianę szczeliny przepływowej). W zaworach dwustopniowych (pośredniego działania) przetwornik współpracuje z organem roboczym pierwszego stopnia wzmacniacza. Większość przetworników stosowanych w elektrozaworach posiada ruchomy element napędowy.

Możliwe jest skonstruowanie przetwornika elektromechanicznego, którego element napędowy nie będzie wykonywał ruchu, lecz odkształcał się. Taką możliwość stwarzają niektóre materiały inteligentne, które mają właściwość zmiany wymiarów, np. w polu magnetycznym. Wykorzystując odkształcenie elementu wykonanego z odpowiednio dobranego materiału, można przesuwać organ roboczy zaworu, uzyskując zmianę szczeliny przepływowej. Element ten powinien być tak skonstruowany, aby umożliwiał osiągnięcie odpowiednio dużego zakresu odkształceń.

W celu potwierdzenia przydatności niektórych materiałów inteligentnych w nastawnikach zaworów należy dobrze poznać ich właściwości i osiągane parametry pracy. Dla potencjalnych zastosowań szczególnie ważny jest zakres możliwych zmian wymiarów geometrycznych elementów wykonanych z takich materiałów przy różnych częstotliwościach odkształcenia. Równie ważna jest wartość dopuszczalnych naprężeń na ściskanie. Od tego w głównej mierze będzie zależeć możliwość zmiany szczeliny przepływowej zaworów w określonych warunkach przepływu czynnika roboczego.

Przed kilkoma laty w Katedrze Automatykacji Procesów na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH (KAP AGH) podjęto badania zmierzające do opracowania zaworów z nowymi rodzajami przetworników elektromechanicznych. Za przykład mogą posłużyć zawory hydrauliczne wykorzystujące stopy piezoelektryczne (Pluta i Sibiłak, 2010). Ostatnio rozpoczęto także badania nad zastosowaniem materiałów z magnetyczną pamięcią kształtu w zaworach pneumatycznych.



Rys. 1 Graniczne zakresy odkształceń dla dopuszczalnych częstotliwości pracy wybranych materiałów inteligentnych (Sarawate, 2008)

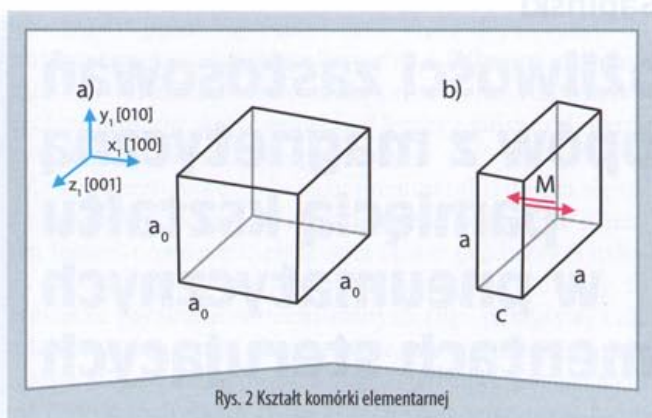
Porównanie najważniejszych parametrów wybranych materiałów inteligentnych (stopów z pamięcią kształtu – SMA, piezoelektryków, materiałów magnetostrykcyjnych, stopów z magnetyczną pamięcią kształtu – MSMA), przedstawiające graniczne zakresy odkształceń dla dopuszczalnych częstotliwości pracy, zobrazowano na rys. 1.

Do chwili obecnej najwięcej aplikacji spośród materiałów inteligentnych aktywnych magnetycznie (zmieniających właściwości w polu magnetycznym) znalazły ciecze magneto-reologiczne (MR) oraz materiały magnetostrykcyjne.

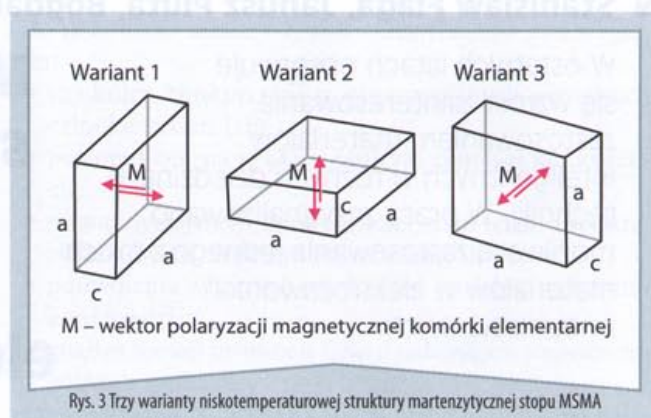
Wiele aplikacji dotyczy także materiałów aktywnych elektrycznie, szczególnie piezoelektryków. Produkowane są szybko działające rozdzielacze elektropneumatyczne bezpośredniego działania, sterowane przetwornikami elektromechanicznymi wykonanymi z materiałów piezoelektrycznych.

Możliwości zastosowań innych materiałów aktywnych magnetycznie, np. stopów MSMA, nazywanych również stopami z ferromagnetyczną pamięcią kształtu (FSMA), w których wykorzystuje się zjawisko magnetycznej pamięci kształtu (MSM), są obecnie przedmiotem badań w wielu ośrodkach naukowo-badawczych.

Prowadzone od 2000 roku prace w KAP AGH skupiały się głównie na wykorzystaniu cieczy MR w sterowaniu ruchem układów mechanicznych. Jednym z efektów tych prac są udzielone patenty (Martynowicz i inni, 2009; Sapiński i Szydło, 2007).



Rys. 2 Kształt komórki elementarnej



Rys. 3 Trzy warianty niskotemperaturowej struktury martenzytycznej stopu MSMA

W dostępnej literaturze brak jest informacji dotyczących zastosowań przemysłowych stopów MSMA. Właściwości magnetycznej pamięci kształtu stopu Ni-Mn-Ga (nikiel-mangan-gal) jako pierwszy zaobserwował w 1996 r. Ullakko (Ullakko, 1996). Zaletą tych stopów jest zakres odkształceń jak dla stopów SMA, przy częstotliwościach wyższych o dwa rzędy wielkości (około 1 kHz w porównaniu do kilku Hz dla stopów SMA). Do chwili obecnej zbadano głównie grupę stopów Heuslera, o składzie ogólnym Ni-Mn-Ga. Wadą tych stopów są małe naprężenia dopuszczalne na ściskanie ($4 \div 10$ MPa), przy których obserwuje się efekt MSM. Charakterystycznym parametrem dla materiałów MSMA jest naprężenie blokujące σ_b , którego przekroczenie powoduje zanikanie efektu MSM.

Fińska firma AdaptaMat, jedyny wytwórca stopu Ni-Mn-Ga, podjęła próbę jego wykorzystania do konstrukcji wzбудników drgań mechanicznych. Prototypowe wykonania tych wzбудników znalazły zastosowanie w laboratoryjnych badaniach diagnostycznych. Trwają badania stopów MSMA zawierających domieszki żelaza. Mają one charakteryzować się największymi wartościami odkształceń względnych, dochodzącymi do 10% i dopuszczalnym naprężeniem ściskającym około 400 MPa, a więc parametrami zbliżonymi do wartości parametrów najbardziej popularnego stopu SMA – NiTiInol o składzie Ni-Ti (nikiel-tytan).

Mając na uwadze aktualne tendencje w dziedzinie sterowania elektro-pneumatycznego, widzi się celowość opracowania prototypu zaworu pneumatycznego, w którym zmiana szczeliny przepływowej będzie następowała bezpośrednio przy użyciu szybko działającego nastawnika ze stopu MSMA.

Mechanizm działania stopu z magnetyczną pamięcią kształtu

W chwili obecnej stopy MSMA nie są wytwarzane na skalę przemysłową. Technologia ich syntezy wymaga dużej precyzji zachowania składu chemicznego oraz odpowiedniej obróbki cieplnej, połączonej z obróbką mechaniczną. Me-

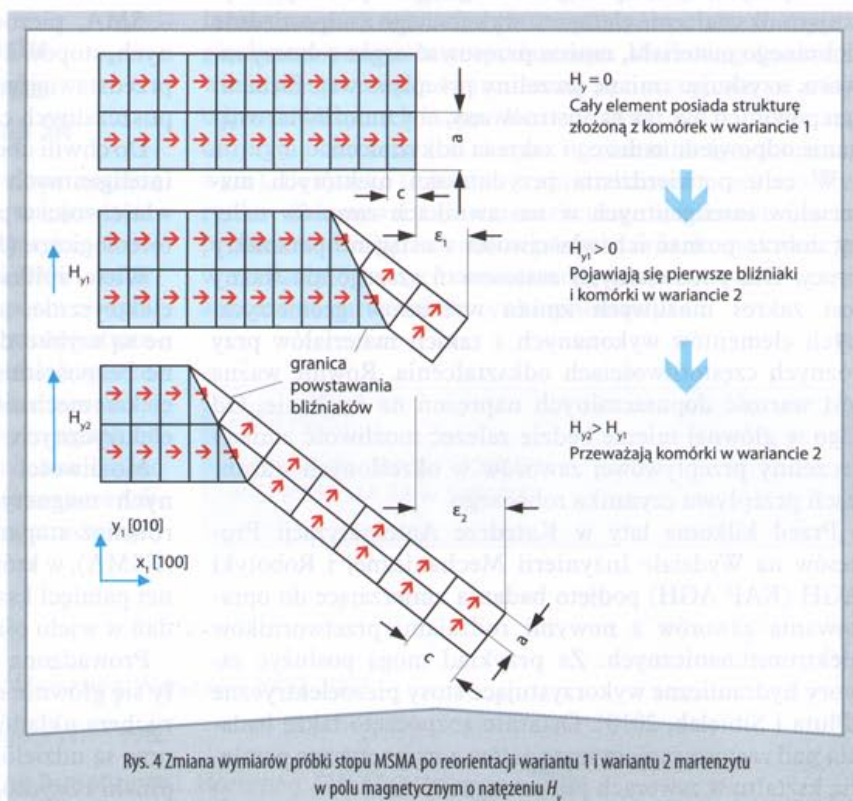
chanizm działania materiału MSMA przedstawiono na przykładzie stopu Mi-Mn-Ga.

Stop w stanie wysokotemperaturowym znajduje się w fazie nieodkształconej struktury austenitycznej, charakteryzującej się regularnym kształtem komórki elementarnej w fazie wysokotemperaturowej (rys. 2a) i tetragonalną strukturą komórki w fazie niskotemperaturowej - struktura martenzytyczna w wariacie 1 (rys. 2b).

W czasie schładzania próbka musi być poddawana stałemu naprężeniu ściskającemu σ_{xx} w kierunku [100], z zachowaniem warunku: $\sigma_{yy} < \sigma_{xx} < \sigma_b$ (σ_{yy} – naprężenie ściskające warunkujące powstanie tetragonalnej struktury martenzytycznej w wariacie 1 – o bokach komórki elementarnej $a > c$ – rys. 2b, σ_b – naprężenie blokujące).

Przekroczenie wartości dopuszczalnego naprężenia σ_b spowoduje brak występowania efektu pamięci kształtu, a przy naprężeniu $< \sigma_{yy}$ nie nastąpi wykształcenie się struktury martenzytycznej w jednym wariacie.

Zachowanie takiego reżimu syntezy stopu Ni-Mn-Ga prowadzi do powstania elementów składających się w całość



Rys. 4 Zmiana wymiarów próbki stopu MSMA po reorientacji wariantu 1 i wariantu 2 martenzytu w polu magnetycznym o natężeniu H

objętości ze struktury martenzytycznej w wariantcie 1 (rys. 2b). W czasie schładzania zachodzi w stopie przemiana martenzytyczna oraz powstają domeny magnetyczne, których kierunek polaryzacji magnetycznej M jest zgodny z kierunkiem oddziaływania naprężenia ściskającego σ_{xx} .

W fazie niskotemperaturowej mogą koegzystować ze sobą trzy warianty struktury martenzytycznej (rys. 3). Mechanizm magnetycznej pamięci kształtu opiera się na dwukierunkowych przejściach między wariantem 1 i wariantem 2 struktury martenzytycznej (rys. 4).

Umieszczenie stopu MSMA w polu magnetycznym o natężeniu H_y (rys. 4) i kierunku prostym do naprężenia ściskającego σ_{xx} powoduje w mikroskali wzrost zawartości drugiego wariantu martenzytu (a, c – wymiary boków komórki elementarnej, $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – wydłużenia próbki zależne od natężenia pola magnetycznego). Następuje przesuwanie ścian domenowych oraz reorientacja i migracja bliźniaków. Warianty 1 i 2 koegzystują ze sobą, a wzrost natężenia pola magnetycznego H_y powoduje powiększanie się liczby komórek wariantu 2 kosztem wariantu 1. Powstałe odkształcenie reorientacji w makroskali powoduje wydłużenie próbki ε .

Mechanizm MSM polega na magnetycznie wymuszonej reorientacji wariantów martenzytu. Na rys. 5 pokazano poddaną badaniom mikroskopowym próbkę MSMA, których celem było określenie jej składu i właściwości mikrostrukturalnych (Flaga i inni, 2010).



Rys. 5 Badana próbka stopu MSMA

odkształcenia w zależności od natężenia pola magnetycznego. Zależność ta jest jedną z ważniejszych dla próby wykorzystania stopu MSMA w płynowych elementach sterujących.

Stop Ni-Mn-Ga

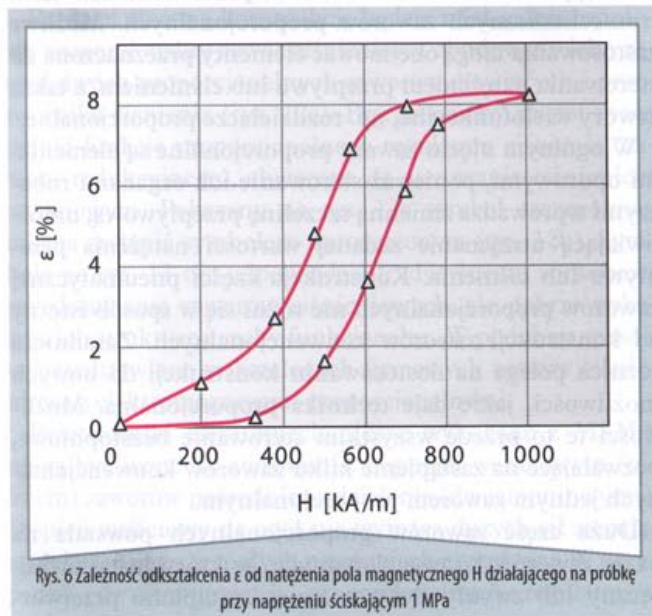
Stop nikiel, manganu i galu jest materiałem o ogólnym wzorze $Ni_{2+x}Mn_{1-x}Ga$, gdzie $0,1 \leq X \leq 0,3$. Przy takim składzie stopu temperatura transformacji wariantów martenzytu w polu magnetycznym mieści się w zakresie $250 \div 330$ K. Temperatura Curie T_c , przy której stop Ni-Mn-Ga traci właściwości ferromagnetyczne (przestaje być stopem z pamięcią kształtu), zawiera się w zakresie od 340 do 380 K. W zależności od temperatury i zawartości poszczególnych pierwiastków, w fazie martenzytycznej mogą występować trzy warianty martenzytu o pewnym wybranym kierunku krytalograficznym, będącym równocześnie swobodną osią magnetyzacji, co związane jest z polaryzacją magnetyczną. Kierunek ten jest zgodny z kierunkiem, który wyznaczają krótsze krawędzie komórki elementarnej. Zwrot wektora polaryzacji magnetycznej może być zgodny bądź przeciwny do zwrotu swobodnej osi magnetycznej i dopasowuje się do kierunku i zwrotu wektora zewnętrznego pola magnetycznego, działającego na materiał z pamięcią kształtu (Majewska i Żak, 2006).

Możliwość wystąpienia znacznych odkształceń, spowodowanych działaniem pola magnetycznego, jest głównym przedmiotem badań inżynierii materiałowej. Największe zaobserwowane odkształcenia względne dochodziły do 10%. Stwierdzono, że zależały one również od udziału także dopuszczalne naprężenia ściskające w zakresie $2 \div 8$ MPa.

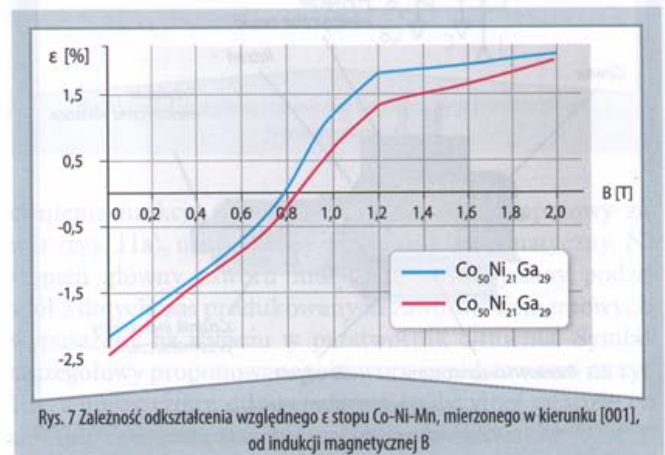
Natężenie pola magnetycznego H , wywołujące odpowiedź materiału w postaci jego odkształcenia, wynosi około 400 kA/m. Maksymalne odkształcenie uzyskiwane jest dla $H \approx 650$ kA/m (rys. 6), co w tym przypadku odpowiada indukcji magnetycznej o wartości około 1 T. Dla porównania – dozwolona wartość indukcji magnetycznej, występująca w rezonansie magnetycznym wykorzystywanym w diagnostyce medycznej, wynosi około 8 T (Sarawate i Dapino, 2009).

Charakterystyka wybranych stopów z magnetyczną pamięcią kształtu

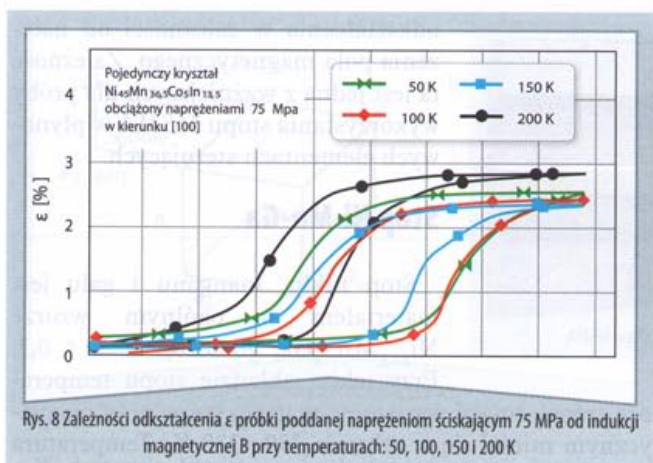
Najbardziej znanym materiałem MSMA jest stop Ni-Mn-Ga. Trwają prace nad jego różnymi modyfikacjami. Przedstawiono charakterystykę wybranych przedstawicieli tej grupy materiałów, zwracając szczególną uwagę na ich



Rys. 6 Zależność odkształcenia ε od natężenia pola magnetycznego H działającego na próbkę przy naprężeniu ściskającym 1 MPa



Rys. 7 Zależność odkształcenia względnego ε stopu Co-Ni-Mn, mierzzonego w kierunku [001], od indukcji magnetycznej B



Stop Co-Ni-Ga

W stopie kobaltu, niklu i galu transformacja martenzytyczna zachodzi w zakresie temperatur $202 \div 350$ K. Na rys. 7 pokazano zależność odkształcenia względnego próbki od indukcji magnetycznej B . Można zauważyć, że dla $B \approx 0,8$ T następuje zmiana zwrotu odkształcenia. W każdym kierunku wartość odkształcenia względnego stopu wynosi około 2,5%. Materiał ten charakteryzuje się mniejszą anizotropią magnetyczną w stosunku do stopu Ni-Mn-Ga oraz większą plastycznością.

Stop Ni-Mn-Co-In

Stop niklu, manganu, kobaltu i indu (Ni-Mn-Co-In) cechuje się występowaniem zjawiska MSM tylko w przypadku ściskania elementu. Zaobserwowano zdolność odwrócenia (w temperaturze pokojowej) skutków odkształcenia o wartości 3%, wywołanego siłami ściskającymi, przy oddziaływaniu na próbkę pola magnetycznego o indukcji około 4 T.

Na rys. 8 pokazano charakterystyki (Sarawate, 2008) uzyskane przy badaniu próbek pojedynczych kryształów stopu $Ni_{45}Mn_{36,5}Co_5In_{13,5}$ poddanych naprężeniu ściskającym o wartości 75 i 125 MPa. Maksymalna wartość indukcji magnetycznej wyniosła w opisywanym badaniu około 12 T, co jest bardzo dużą wartością, ale działanie pamięci

kształtu przy naprężeniach 125 MPa było już wystarczająco duże. Maksymalne odkształcenie próbki uzyskane podczas badań wyniosło 3,13% przy temperaturze 250 K i naprężeniu ściskającym 125 MPa. Niestety, niepożądanym efektem było nieodwracalne odkształcenie wynoszące 0,26%.

W pełni odwracalne odkształcenie 2,92% uzyskano przy temperaturze 200 K, indukcji magnetycznej równej ok. 14 T i naprężeniu ściskającym 125 MPa.

Stop Ni-Fe-Ga-Co

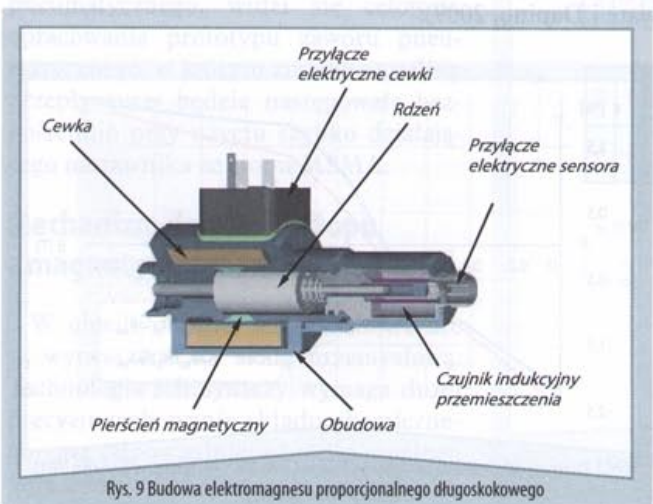
Stop niklu, żelaza, galu oraz kobaltu jest jedną z prób syntez stopów MSMA z udziałem żelaza. Dla tego stopu zaobserwowano zależność wzrostu temperatury Curie wraz ze wzrostem udziału Co w stopie. Ma to istotne znaczenie, ponieważ najpopularniejszy stop Ni-Mn-Ga charakteryzuje się niską temperaturą Curie, a więc mniejszym zakresem zastosowań technicznych. Podobnie jak w stopie Ni-Mn-Co-In, zaobserwowano zwiększenie wartości odkształcenia próbki poddanej naprężeniu ściskającym przy dodatkowym oddziaływaniu pola magnetycznego. Przykładowo, dla próbki poddanej naprężeniom ściskającym 8 MPa pole magnetyczne powodowało zwiększenie odkształcenia o dodatkowe 3,5%. Należy zaznaczyć, że przy naprężeniu ściskającym 8 MPa, bez oddziaływania pola magnetycznego na próbkę, uzyskano odkształcenie około 5%. Badania stopu Ni-Fe-Ga-Co wykazują, że ze względu na uzyskiwane odkształcenia, wspomagane stałym naprężeniem ściskającym, jest on perspektywnym materiałem MSMA.

Perspektywy zastosowań

Charakterystyka stopów MSMA wskazuje na możliwość ich zastosowania w konstrukcji zaworów pneumatycznych. Zakres uzyskiwanych odkształceń i sił jest wystarczający, aby nastawniki ze stopów MSMA mogły być wykorzystane w zaworach pneumatycznych. Możliwe zastosowania mogą dotyczyć zaworów zwykłych, jak i proporcjonalnych. Właściwości stopów MSMA przemawiają za ich zastosowaniem w przetwornikach elektromechanicznych zaworów proporcjonalnych. Możliwe zastosowania mogą obejmować elementy przeznaczone do sterowania natężeniem przepływu lub ciśnieniem, a także zawory wielofunkcyjne, np. rozdzielacze proporcjonalne.

W ogólnym ujęciu zawory proporcjonalne są elementami oporowymi, ponieważ sterowanie ich organami roboczymi wprowadza zmienną szczelinę przepływową, umożliwiającą utrzymanie zadanej wartości natężenia przepływu lub ciśnienia. Konstrukcja części pneumatycznej zaworów proporcjonalnych nie różni się w sposób istotny od konstrukcji zaworów konwencjonalnych. Zasadnicza różnica polega na dostosowaniu konstrukcji do nowych możliwości, jakie daje technika proporcjonalna. Możliwość ta to przede wszystkim sterowanie bezstopniowe, pozwalające na zastąpienie kilku zaworów konwencjonalnych jednym zaworem proporcjonalnym.

Dużą część zaworów proporcjonalnych powstała na bazie zaworów konwencjonalnych, w których nastawnik ręczny lub zwykły elektromagnes zastąpiono przetwor-



nikiem elektromechanicznym o działaniu proporcjonalnym. Przemysłowe rozwiązania tych zaworów występują zarówno w odmianie jedno-, jak i dwustopniowej, i sprowadzają się głównie do konstrukcji stopnia wejściowego (pilota), zawierającego prosty sterownik w postaci elektromagnesu proporcjonalnego. Elektromagnes proporcjonalny jest więc tym istotnym elementem zaworu, który przyczynił się do powstania techniki proporcjonalnej. Współcześnie także inne elementy elektromechaniczne stosowane są jako nastawniki tych zaworów, np. przetworniki momentowe czy przetworniki z cewką zanurzeniową. Nadal jednak dominują elektromagnesy proporcjonalne, które dzieli się na krótko- i długoskokowe (rys. 9).

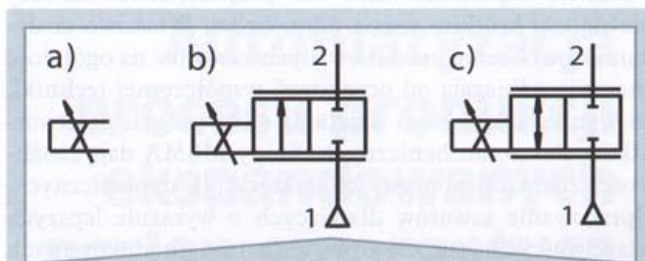
Przetwornik elektromechaniczny wykonany z materiału MSMA zewnętrznie nie będzie się różnił od elektromagnesu proporcjonalnego. Różnica będzie polegała na budowie części wewnętrznej, w której rdzeń zastąpiony zostanie elementem wykonanym ze stopu MSMA. O ile w elektromagnesie proporcjonalnym – pod wpływem zmiany natężenia prądu doprowadzonego do cewki – następuje zmiana położenia jego rdzenia, to w przetworniku z rdzeniem wykonanym ze stopu MSMA będzie następowała zmiana jego wymiarów. Zgodnie z zaleceniami normy PN-ISO 1219-1 elektromagnes proporcjonalny przedstawiany jest za pomocą symbolu graficznego pokazanego na rys. 10a. Ten sam symbol można wykorzystać także do przedstawienia przetwornika wykonanego z MSMA.

Pierwsze próby z wykorzystaniem stopów MSMA do sterowania elementami pneumatycznymi najprościej można przeprowadzić na proporcjonalnych zaworach dławiących bezpośredniego działania. Symbole takich zaworów, w wersji jedno- i dwukierunkowej, pokazano odpowiednio na rys. 10b i 10c.

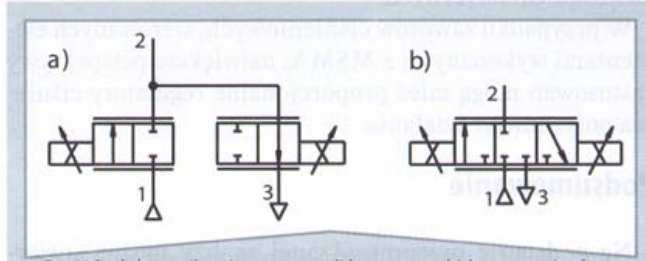
Łącząc równolegle w jeden zespół dwa zawory dławiące sterowane stopami MSMA, przedstawione symbolem na rys. 10b, otrzymuje się trójdrogowy rozdzielacz proporcjonalny bezpośredniego działania. Jego symbol szczegółowy przedstawiono na rys. 11a, a uproszczony na rys. 11b. Rozdzielacz ten, podobnie jak zawór dławiący (rys. 10b), może być przeznaczony do pracy przy niewielkich natężeniach przepływu.

Bardziej złożoną konstrukcją będzie miał jednostopniowy proporcjonalny zawór ciśnieniowy, zbudowany jako zespół dwóch proporcjonalnych zaworów dławiących i przetwornika ciśnienia (rys. 12a). Przedstawiony zespół może pełnić funkcję proporcjonalnego regulatora ciśnienia (zaworu redukcyjnego), służącego do sterowania ciśnieniem wyjściowym. Pokazany na rys. 12a symbol szczegółowy można zastąpić symbolem uproszczonym (rys. 12b). Symbole na rys. 12 nie odpowiadają tradycyjnemu sposobowi przedstawiania zaworów ciśnieniowych, ale dobrze pokazują ich strukturę i cechy funkcjonalne. W podobny sposób są przedstawiane w katalogach firmowych zawory ciśnieniowe z elektromagnesami proporcjonalnymi.

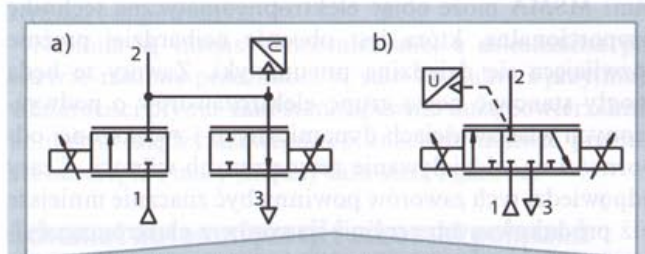
Przetworniki elektromechaniczne wykonane z MSMA mogą być użyte do sterowania stopniem wejściowym (pilota) zaworów pośredniego działania (dwustopniowymi). Stopień wejściowy na ogół nie wymaga dużych sił sterujących i pracuje przy małych natężeniach przepływu. W przypadku dwustopniowych proporcjonalnych regulatorów



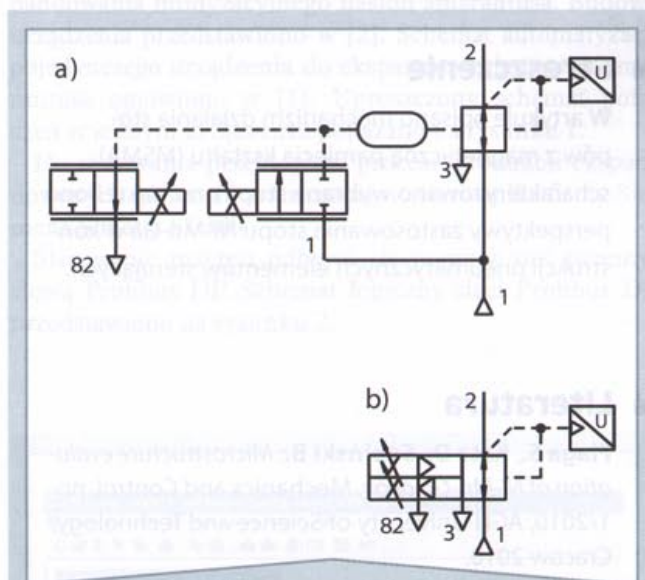
Rys. 10 Symbole elementów o działaniu proporcjonalnym



Rys. 11 Symbol szczegółowy i uproszczony trójdrogowego rozdzielacza proporcjonalnego



Rys. 12 Symbol szczegółowy i uproszczony jednostopniowego proporcjonalnego regulatora ciśnienia



Rys. 13 Symbol szczegółowy i uproszczony dwustopniowego proporcjonalnego regulatora ciśnienia

ciśnienia funkcję pilota może pełnić jednostopniowy zawór (rys. 11a), uzupełniony o zbiornik pneumatyczny. Na stopień główny zaworu może być wykorzystany zespół z dotychczas produkowanych zaworów ciśnieniowych, wyposażony na wyjściu w przetwornik ciśnienia. Symbol szczegółowy proponowanego zaworu przedstawiono na rys. 13a, a uproszczony, odpowiadający tradycyjnej zasadzie rysowania zaworów ciśnieniowych, na rys. 13b.

Istnieje zapotrzebowanie na proporcjonalne zawory dławiące o krótkim czasie odpowiedzi. Właściwości dynamiczne obecnie produkowanych zaworów na ogół dość znacznie odbiegają od oczekiwań współczesnej techniki, co wynika z szybkości działania stosowanych przetworników elektromechanicznych. Stopy MSMA dają możliwości znaczącej poprawy charakterystyk dynamicznych. Opracowanie zaworów dławiących o wyraźnie lepszych właściwościach od zaworów aktualnie produkowanych stworzyłoby szansę na rozszerzenie zastosowań układów elektropneumatycznych.

W przypadku zaworów ciśnieniowych, sterowanych elementami wykonanymi z MSMA, największe perspektywy zastosowań mogą mieć proporcjonalne regulatory ciśnienia pośredniego działania.

Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że najszerszy zakres zastosowań zaworów z elementami MSMA może objąć elektropneumatyczną technikę proporcjonalną, która jest obecnie najbardziej prężnie rozwijającą się dziedziną pneumatyki. Zawory te będą mogły stanowić nową grupę elektrozaworów o podwyższonych właściwościach dynamicznych i zwiększonej odporności na oddziaływanie zewnętrznych wibracji. Czasy odpowiedzi tych zaworów powinny być znacznie mniejsze niż produkowanych seryjnie zaworów z elektromagnesami proporcjonalnymi. Umożliwi to lepsze wykorzystanie

możliwości współczesnej elektroniki i techniki pomiarowej w układach elektropneumatycznych. Zawory sterowane elementami ze stopów MSMA mogą wywrzeć istotny wpływ na rozwój układów mechatronicznych, zawierających podzespoły elektropneumatyczne. Rezultaty przeprowadzonej analizy przemawiają za tym, aby pierwsze próby zastosowań stopów MSMA w pneumatycznych elementach sterujących dotyczyły proporcjonalnych zaworów dławiących. Ze względu na dużą dostępność na rynku zaworów z elektromagnesami proporcjonalnymi, a także ich stosunkowo niską cenę, najłatwiej będzie przekonstrować produkowane zawory do przetworników wykonanych ze stopów MSMA.

Wykonano w ramach pracy statutowej nr 11.11.130.560 Katedry Automatykacji Procesów Akademii Górniczo-Hutniczej im. Stanisława Staszica w Krakowie.

dr inż. Stanisław Flaga, dr inż. Janusz Pluta,
prof. dr hab. inż. Bogdan Sapiński

Katedra Automatykacji Procesów,
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,
Akademia Górniczo-Hutnicza im. S. Staszica,
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

stanislaw.flaga@agh.edu.pl, janusz.pluta@agh.edu.pl,
bogdan.sapinski@agh.edu.pl

Streszczenie

W artykule opisano mechanizm działania stopów z magnetyczną pamięcią kształtu (MSMA), scharakteryzowano wybrane stopy oraz nakreślono perspektywy zastosowania stopu Ni-Mn-Ga w konstrukcji pneumatycznych elementów sterujących.

Literatura

1. **Flaga S., Kata D., Sapiński B.:** *Microstructure evaluation of Ni-Mn-Ga alloy*, Mechanics and Control, no 1/2010, AGH University of Science and Technology, Cracow 2010.
2. **Majewska K., Żak A.:** *Model fenomenologiczny magnetycznych stopów z pamięcią kształtu*, Modelowanie Inżynierskie 32, Gliwice 2006.
3. **Martynowicz P., Kowal J., Sapiński B., Szydło Z.:** *Stworzony zawór MR dwustronnego działania*, Zgłoszenie AGH nr CTT-owi 1/257/0989 z dn. 01.07.2009.
4. **Pluta J., Sibiela M.:** *Zawór przelewowy pośredniego działania sterowany stosem piezoelektrycznym*, Hydraulika i Pneumatyka, dwumiesięcznik naukowo-techniczny, nr 4/2010.

Summary

Potential applications of magnetic shape memory alloys in pneumatic control elements

The behaviour of magnetic shape memory alloys (MSMA) is analysed, selected alloys are investigated and potential applications of the alloy Ni-Mn-Ga in pneumatic control elements are explored.

5. **Sapiński B., Szydło Z.:** *Tłokowy tłumik drgań liniowych, z cieczą magnetoreologiczną*. Patent, P-356512, z dn. 06.09.2007.
6. **Sarawate N.N.:** *Characterization and modeling of the ferromagnetic shape memory alloy Ni-Mn-Ga for sensing and actuation*, The Ohio State University, 2008.
7. **Sarawate N.N., Dapino M. J.:** *Stiffness Tuning with Bias Magnetic Fields in Ferromagnetic Shape Memory Ni-Mn-Ga*, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 20 no. 13/2009.
8. **Ullakko K.:** *Magnetically Controlled Shape Memory Alloys: A New Class of Actuator Materials*, Journal of Material Engineering and Performance, vol. 5/1996.

➤ Kazimierz Dzierżek

Amarantus w postaci nieprzetworzonej nie nadaje się do bezpośredniego spożycia, w związku z tym należy go przetworzyć. Najpopularniejszym sposobem jego przetworzenia jest ekspandowanie. Proces fluidyzacyjnego ekspandowania nasion amarantusa polega na zawieszeniu nasion w płynącym do góry strumieniu powietrza.

Właściwości nasion amarantusa

Amarantus należy do grupy najstarszych roślin uprawnych świata. Jego nasiona charakteryzują się wysoką zawartością białka (17-21%) bogatego w lizynę i metioninę. Wartość biologiczna białka amarantusa wynosi ok. 75%, czym przewyższa wartość biologiczną białka mleka (73%), jęczmienia (62%), pszenicy (56%) i kukurydzy (44%). W nasionach znajduje się również dużo jedno- i wielonienasyconych kwasów tłuszczowych, ze sporym udziałem bardzo cenionych, ze względów zdrowotnych, kwasów GLA (tak licznie zgromadzonych np. w wiesiołku). Ich obecność przyczynia się znacznie do poprawy zdrowia, zwłaszcza do obniżenia poziomu cholesterolu. Nie bez znaczenia jest również obecność błonnika, który nie tylko wpływa na kształtowanie odpowiedniego poziomu cholesterolu, lecz poprawia perystaltykę jelit i oczyszcza przewód pokarmowy. Ponadto zawarty w produktach z amarantusa skwalen ma ogromny wpływ na pracę ludzkiego organizmu. Amarantus w postaci nieprzetworzonej nie nadaje się do bezpośredniego spożycia, w związku z tym należy go przetworzyć. Najpopularniejszym sposobem jego przetworzenia jest ekspandowanie.

Automatyzacja procesu produkcji ekspandowanych nasion amarantusa

Proces fluidyzacyjnego ekspandowania nasion amarantusa polega na zawieszeniu nasion w płynącym do góry strumieniu powietrza.

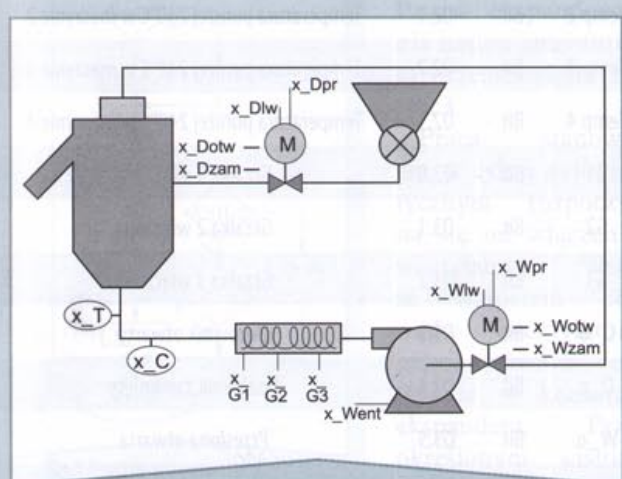
Nasiona są intensywnie mieszane, a mieszanina powietrze-nasiona przechodzi w stan fluidalny i przyjmuje właściwości płynu. Taki stan zapewnia dużą powierzchnię kontaktu międzyfazowego, co znacznie ułatwia przeniesienia ciepła i masy między fazą stałą i gazową.

Schemat automatyzacji i schemat połączeń

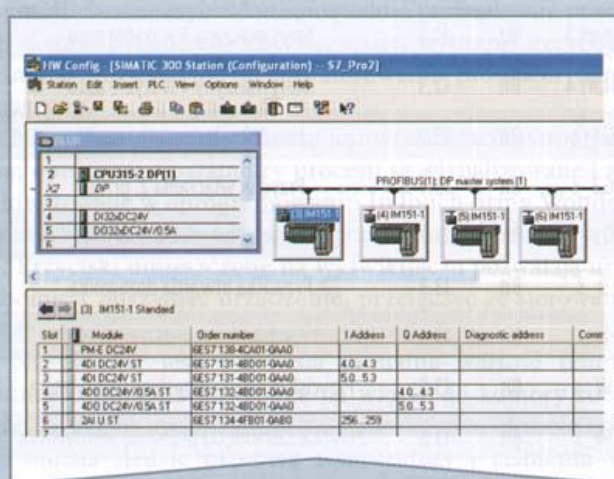
Linia produkcyjna składa się z czterech maszyn do ekspandowania fluidyzacyjnego nasion amarantusa. Budowę urządzenia przedstawiono w [2]. Schemat automatyzacji pojedynczego urządzenia do ekspandowania nasion amarantusa omówiono w [1]. Uproszczony schemat połączeń w jednym urządzeniu pokazano na rysunku 1.

Do sterowania przebiegiem procesu produkcji ekspandowanych nasion amarantusa użyto sterownika firmy Siemens Simatic S7 300.

Sterowanie maszyn odbywa się poprzez sieć przemysłową Profibus DP. Schemat logiczny sieci Profibus DP przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 1 Uproszczony schemat połączeń w jednym urządzeniu



Rys. 2 Schemat logiczny sieci z konfiguracją modułu ET 200S

Konfiguracja układu sterowania

Układ sterowania składa się ze sterownika Simatic S7 300 z CPU 315-2 PN/DP, pracującego jako master. Sterownik wyposażony jest w moduł wejść cyfrowych SM 321 oraz moduł wyjść cyfrowych SM 322. Konfiguracja sterownika jest następująca:

- moduł zasilacza PS 307; 5 A (6ES7 307-1EA00-0AA0),
- CPU 315-2 DP (6ES7315-2AG10-0AB0),
- moduł wejść cyfrowych SM 321; DI 32 x DC 24 V (6ES7 321-1BL00-0AA0),
- moduł wyjść cyfrowych SM 322; DO 32 x DC 24 V/0,5 A (6ES7 322-1BL00-0AA0).

Maszyny są sterowane przez stacje rozproszonych wejść/wyjść ET 200S. Konfiguracja modułów wejść/wyjść rozproszonych (dla jednej maszyny) jest następująca:

- zasilacz Sitop Smart 120 W (6EP1333-2AA01),
- moduł interfejsu IM151-1 Standard ProfiBus dp dla ET200S (6ES7151-1AA05-0AB0),
- moduł zasilania ET 200S (6ES7138-4CA01-0AA0),
- moduł 8 wejść binarnych ET 200S (2x6ES7131-4BD01-0AA0),

- moduł 8 wyjść binarnych ET 200S (2x6ES7132-4BD01-0AA0),
- moduł 2 wejść analogowych ET 200S (6ES7134-4FB-01-0AB0).

Lista zmiennych

Zmienne powiązane z modułami wejść i wyjść sterownika, obrazujące stan procesu i poszczególnych maszyn, przedstawiono na rysunku 1. Zgodnie z algorytmem procesu (rys. 2) przyjęto listę zmiennych jak w tabeli 2. Adresy przedstawione w tabeli 2 odnoszą się do maszyny 1 (pierwszy znak nazwy zmiennej oznacza numer maszyny). Adresy zmiennych maszyny 2 zapisane są w bajcie x7.x i x8.x oraz IW260, IW262; maszyny 3 odpowiednio w x9.x i x10.x oraz IW264, IW266, natomiast maszyny 4 x11.x i x12.x oraz IW268, IW270.

Algorytm procesu

Poszczególne maszyny mogą pracować w trybie manualnym lub automatycznym. W trybie manualnym, który jest stosowany z chwilą uruchomienia procesu lub w przypad-

Tab. 1 Zmienne użyte w programie sterującym

Nazwa	Typ	Adres	Opis
M1	Bit	I0.0	Aktywacja przycisków 1-go ET 200S
M2	Bit	I0.1	Aktywacja przycisków 2-go ET 200S
M3	Bit	I0.2	Aktywacja przycisków 3-go ET 200S
M4	Bit	I0.3	Aktywacja przycisków 4-go ET 200S
Stop 1	Bit	I1.0	Przycisk awaryjnego zatrzymania maszyny 1
Stop 2	Bit	I1.1	Przycisk awaryjnego zatrzymania maszyny 2
Stop 3	Bit	I1.2	Przycisk awaryjnego zatrzymania maszyny 3
Stop 4	Bit	I1.3	Przycisk awaryjnego zatrzymania maszyny 4
Start 1	Bit	I2.0	Start maszyny 1 w trybie auto
Start 2	Bit	I2.1	Start maszyny 2 w trybie auto
Start 3	Bit	I2.2	Start maszyny 3 w trybie auto
Start 4	Bit	I2.3	Start maszyny 4 w trybie auto
G1_s	Bit	I3.0	Przycisk włączenia 1. grzałki
G2_s	Bit	I3.1	Przycisk włączenia 2. grzałki
G3_s	Bit	I3.2	Przycisk włączenia 3. grzałki
D_s	Bit	I3.3	Przyciska otwarcia dozownika
D_r	Bit	I3.4	Przycisk zamknięcia dozownika
W_s	Bit	I3.5	Przycisk otwarcia przesłony wentylatora
W_r	Bit	I3.6	Przycisk zamknięcia przesłony wentylatora
STOP	Bit	I3.7	Przycisk zatrzymujący wszystkie maszyny

Nazwa	Typ	Adres	Opis
W1	Bit	O0.0	Przyciski 1-go ET 200S aktywne
W2	Bit	O0.1	Przyciski 2-go ET 200S aktywne
W3	Bit	O0.2	Przyciski 3-go ET 200S aktywne
W4	Bit	O0.3	Przyciski 4-go ET 200S aktywne
Auto 1	Bit	O1.0	1 maszyna w trybie Auto
Auto 2	Bit	O1.1	2 maszyna w trybie Auto
Auto 3	Bit	O1.2	3 maszyna w trybie Auto
Auto 4	Bit	O1.3	4 maszyna w trybie Auto
Temp 1	Bit	O2.0	Temperatura poniżej 240°C w maszynie 1
Temp 2	Bit	O2.1	Temperatura poniżej 240°C w maszynie 2
Temp 3	Bit	O2.2	Temperatura poniżej 240°C w maszynie 3
Temp 4	Bit	O2.3	Temperatura poniżej 240°C w maszynie 4
G1	Bit	O3.0	Grzałka 1 włączona
G2	Bit	O3.1	Grzałka 2 włączona
G3	Bit	O3.2	Grzałka 3 włączona
D_o	Bit	O3.3	Dozownik otwarty
D_z	Bit	O3.4	Dozownik zamknięty
W_o	Bit	O3.5	Przesłona otwarta
W_z	Bit	O3.6	Przesłona zamknięta

Tab. 2 Zmienne użyte w algorytmie procesu oraz w programie sterującym

Nazwa	Typ	Adres	Opis
1_Dotw	Bit	I5.0	Czujnik otwarcia dozownika
1_Dzam	Bit	I5.1	Czujnik zamknięcia dozownika
1_Wotw	Bit	I5.2	Czujnik otwarcia przesłony wentylatora
1_Wzam	Bit	I5.3	Czujnik zamknięcia przesłony wentylatora
1_Nas	Bit	I6.1	Czujnik braku nasion
1_Went	Bit	O5.0	Wentylator
1_G1	Bit	O5.1	Jedna mała grzałka grzeje
1_G2	Bit	O5.2	Dwie małe grzałki grzeją
1_G3	Bit	O5.3	Cztery duże grzałki grzeją
1_Dlw	Bit	O6.0	Zamykanie dozownika
1_Dpr	Bit	O6.1	Otwieranie dozownika
1_Wlw	Bit	O6.2	Zamykanie przesłony wentylatora
1_Wpr	Bit	O6.3	Otwieranie przesłony wentylatora
1_T	Word	IW256	Temperatura
1_C	Word	IW258	Ciśnienie

ku awarii, możliwe jest sterowanie w sposób dowolny wszystkimi urządzeniami. Po włączeniu wentylatora, za pomocą przycisku Start, operator obserwuje ciśnienie w komorze fluidyzacyjnej i w odpowiednim momencie załącza grzałki. Po osiągnięciu odpowiedniej temperatury otwiera zasuwę dozownika nasion. Proces ekspandowania nasion amarantusa przedstawiono na rys. 3.

Praca stanowiska w cyklu automatycznym rozpoczyna się od włączenia wentylatora. Wraz ze wzrostem obrotów wentylatora rośnie również ciśnienie w komorze ekspandera. Przy określonym ciśnieniu (nastawianym

zależnie od wilgotności i jakości nasion amarantusa), załączone są grzałki. Podczas procesu ekspandowania wartości ciśnienia w komorze roboczej zależy od ilości i wilgotności ekspandowanych nasion.

Ilość dostarczanych nasion regulowana jest szerokością szczeliny podajnika w dozowniku. Zwiększenie ilości podawanych nasion następuje, gdy przez 5 sekund mierzone ciśnienie będzie mniejsze od ciśnienia krytycznego pomniejszonego o 5 Pa.

Podawanie za dużej ilości nasion spowoduje przekroczenia ciśnienia krytycznego, co skutkuje po 5 sekundach zmniejszeniem ilości podawanych nasion. Regulacja temperatury odbywa się poprzez zmianę ilości włączonych grzałek.

W pierwszym etapie sprawdzana jest wartość ciśnienia; jeżeli ciśnienie jest mniejsze od C_{min} , to wyłączane są wszystkie grzałki. W sytuacji gdy ciśnienie jest większe od C_{min} , sprawdzana jest wartość temperatury w komorze roboczej i w zależności od otrzymanego wyniku włączane są poszczególne grzałki lub nie. I tak:

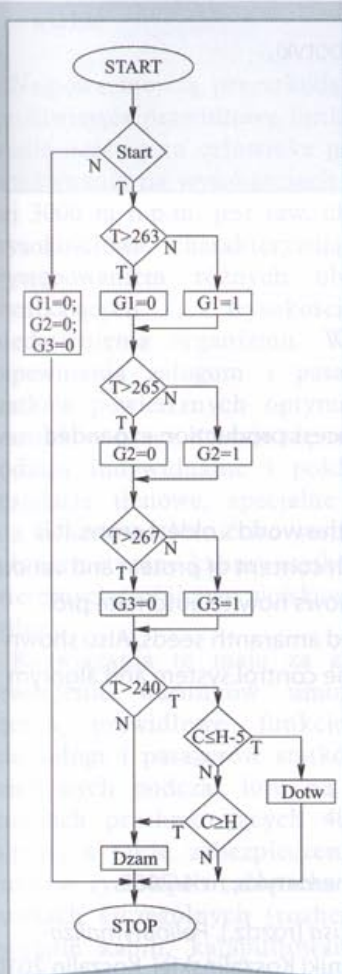
- gdy temperatura jest niższa niż 263°C – pracują wszystkie grzałki
- gdy temperatura mieści się w zakresie od 263 do 265°C – pracują grzałki 2 i 3
- gdy temperatura mieści się w zakresie od 265 do 267°C – pracuje grzałka 3
- gdy temperatura jest wyższa niż 267°C – nie pracuje żadna grzałka
- Dzam – zamykanie dozownika
- Dotw – otwieranie dozownika
- G1 – jedna mała grzałka grzeje
- G2 – dwie małe grzałki grzeją
- G3 – cztery duże grzałki grzeją
- T – wartość temperatury mierzonej
- C – wartość ciśnienia mierzonego
- H – wartość krytyczna ciśnienia
- Start – przycisk początku procesu w trybie automatycznym

Wizualizacja procesu

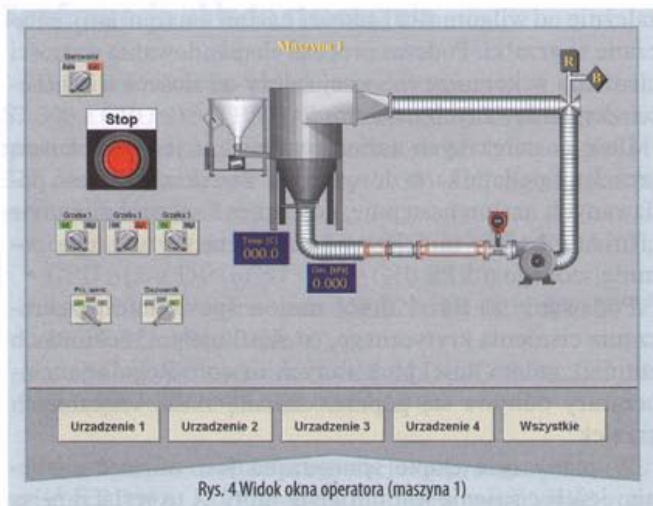
Program sterujący został napisany w języku Ladder Diagram (LD). Umożliwia on sterowanie każdej maszyny w dwóch trybach pracy: automatycznym lub manualnym. Wybranie trybu Auto powoduje prowadzenie procesu w sposób automatyczny, natomiast wybranie przycisku Manual pozwala na ręczne sterowanie procesem danej maszyny.

Na stanowisku prowadzona jest wizualizacja synoptyczna; oprócz tego parametry procesu są wizualizowane i archiwizowane w oprogramowaniu InTouch firmy Wonderware. Widok okna operatora przedstawiono na rysunku 4. Przyciski umieszczone na wyświetlaczu pozwalają uruchomić i zatrzymać urządzenie, przełączyć ze sterowania automatycznego na sterowanie ręczne.

Na ekranie jest widoczna aktualna wartość temperatury i ciśnienia powietrza na wlocie do komory roboczej w danym urządzeniu. Na dodatkowym ekranie (rys. 5) można śledzić przebieg temperatury i ciśnienia we wszystkich maszynach.



Rys. 3 Algorytm procesu ekspandowania nasion amarantusa



Rys. 4 Widok okna operatora (maszyna 1)



Rys. 5 Widok okna operatora (wszystkie maszyny)

Obsługa układu sterowania

Urządzenia należy każdorazowo skalibrować po zmianie parametrów nasion amarantusa (wielkość ziaren i ich wilgotność). Kalibracja polega na doborze i nastawie odpowiedniej wartości ciśnienia krytycznego, która pozwoli uzyskać jak największą wydajność procesu, przy zachowaniu parametrów jakościowych gotowego produktu. Aby skalibrować proces, należy uruchomić specjalne okno w programie wizualizacyjnym, które pozwala na zmianę wartości ciśnienia krytycznego niezależnie dla każdego urządzenia.

W każdym urządzeniu zamontowano mechaniczny wyłącznik Stop, który pozwala na bezwarunkowe zatrzymanie

procesu na danej maszynie, oraz przycisk Stop zatrzymujący wszystkie maszyny. Oprócz tego na tablicy synoptycznej zamontowano szereg przycisków sterujących i lampek informacyjnych (zgodnie z tabelą 1).

dr inż. Kazimierz Dzierżek

Katedra Automatyki i Robotyki,
Wydział Mechaniczny,
Politechnika Białostocka

e-mail: kazde@pb.edu.pl

Streszczenie

Amarantus należy do grupy najstarszych roślin uprawnych świata. Charakteryzuje się wysoką zawartością białka oraz różnego rodzaju składników mineralnych. W pracy przedstawiono sposób automatyzacji linii do produkcji ekspandowanych nasion amarantusa. Przedstawiono także konfigurację układu sterowania oraz algorytm procesu.

Literatura

1. Ostaszewski M.: *Automatyzacja urządzenia do ekspandowania nasion amarantusa*. Pneumatyka, nr 4/2009.
2. Siemieniako F., Dzierżek K.: *Automatyzacja procesu ekspandowania nasion amarantusa [rozdz.]. Polioptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania*, t. 8, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2010.
3. Kwaśniewski J.: *Programowalny sterownik Simatic S7 300 w praktyce inżynierskiej*. Wyd. BTC, Warszawa 2009.

Summary

Automation of the process production expanded amaranth seeds

Amaranth belongs to the world's oldest crops. It is characterized by a high content of protein and various minerals. The paper shows how to automate production lines expanded amaranth seeds. Also shown the configuration of the control system and algorithm process.

Anna Czaja, Adam Jaroszewicz

Zagadnienia związane z zapewnieniem organizmowi człowieka odpowiednich warunków życia i pracy podczas lotów na dużych wysokościach stanowią jeden z zasadniczych problemów współczesnej medycyny lotniczej, a także problemów nurtujących szerokie rzesze konstruktorów współczesnych statków powietrznych.

Metody zabezpieczenia życia w lotach wysokościowych

Wstęp

Organizm człowieka fizjologicznie przystosowany jest do życia w środowisku naturalnym na wysokościach do 3000 m n.p.m. Wraz ze wzrostem wysokości przebywania człowieka (lot samolotem, wspinaczka wysokogórska, skok ze spadochronem) pojawiają się różne zaburzenia w pracy jego organizmu:

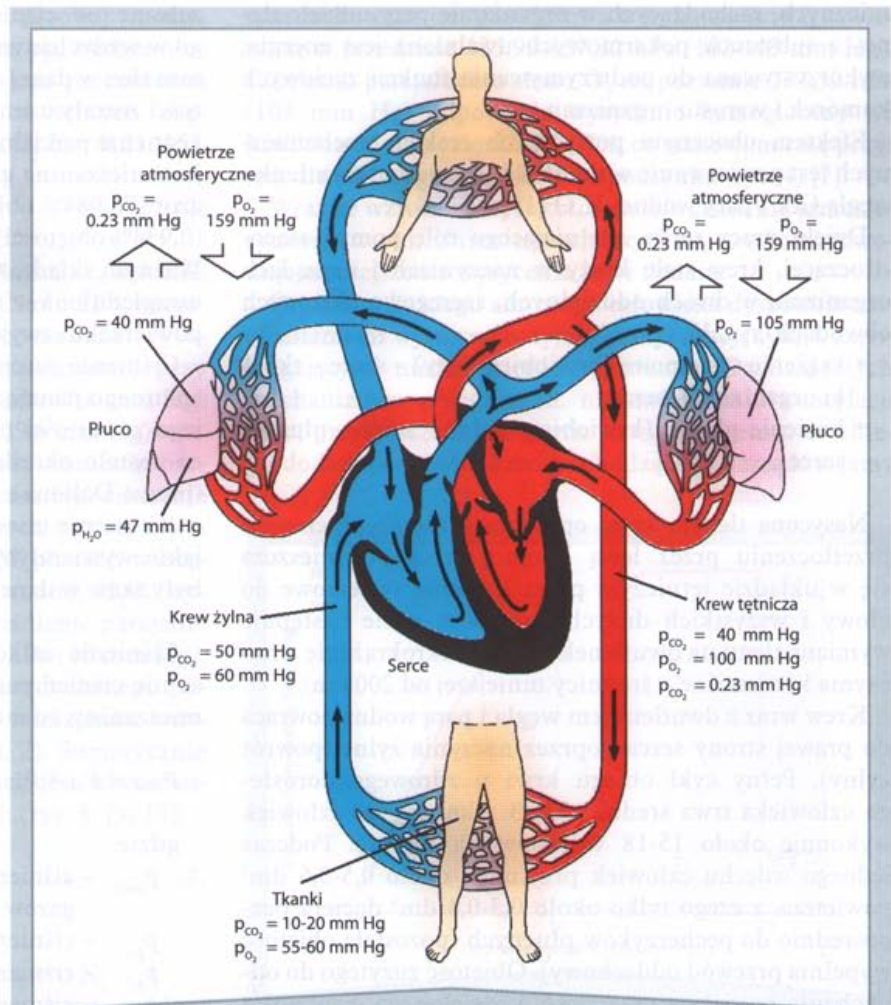
- ♦ zaburzenia związane z niedotlenieniem organizmu (tzw. hipoksja),
- ♦ zaburzenia związane bezpośrednio z oddziaływaniem obniżonego ciśnienia atmosferycznego na organizm człowieka.

Najpoważniejszą przeszkodą uniemożliwiającą prawidłowe funkcjonowanie organizmu człowieka podczas przebywania na wysokościach powyżej 3000 m n.p.m. jest tzw. choroba wysokościowa, charakteryzująca się występowaniem różnych objawów wynikających z wysokościowego niedotlenienia organizmu. W celu zapewnienia załogom i pasażerom statków powietrznych optymalnych warunków pracy, stosuje się różnego rodzaju indywidualne i pokładowe instalacje tlenowe, specjalne ubrania ochronne (lotnictwo wojskowe) lub hermetyczne kabiny statków powietrznych (lotnictwo wojskowe i cywilne).

Rozwiązania te mają za zadanie stworzenie warunków umożliwiających prawidłowe funkcjonowanie załogi i pasażerów statków powietrznych podczas lotu na wysokościach przekraczających 4000 m n.p.m., a także zabezpieczenie warunków życiowych człowieka w warunkach szczególnych (rozhermetyzowanie kabin, katapultowanie się załogi z pokładu statku powietrznego).

Wpływ warunków wysokościowych na organizm człowieka

W czasie lotów statków powietrznych na dużych wysokościach (tzw. loty wysokościowe – powyżej 4000 m n.p.m.) zasadniczymi czynnikami mającymi ujemny wpływ na pracę i sprawność organizmu człowieka są m.in.: niedobór tlenu do oddychania, niskie ciśnienie powietrza, spadek temperatury i wilgotności powietrza zewnętrznego, obecność gazów szkodliwych (ozon), intensywne promieniowanie ultrafioletowe. Tlen (O_2) w normalnych



Rys. 1 Ciśnienie parcjalne tlenu w powietrzu wdychanym, pęcherzykach płucnych oraz krwi tętniczej i żylniej [w mm Hg]

w warunkach jest gazem bezbarwnym, bezwonny i nie posiada smaku. Jest gazem cięższym od powietrza ($1 \text{ m}^3 = 1,429 \text{ kg}$ dla $T = 273,15 \text{ K}$, $p = 1013,25 \text{ hPa}$), substancją niezbędną dla wszystkich organizmów wielokomórkowych do podtrzymywania procesów życiowych. W zależności od temperatury i ciśnienia, tlen może występować w trzech stanach skupienia: gazowym, ciekłym i stałym. Ciekły tlen jest przezroczystą cieczą koloru bładoniebieskiego ($1 \text{ dm}^3 = 1,146 \text{ kg}$), wrze w temperaturze 90 K ($-183 \text{ }^\circ\text{C}$). W stan stały ciekły tlen przechodzi w temperaturze 50 K ($-223 \text{ }^\circ\text{C}$), przedstawiając sobą śnieżną masę ($1 \text{ dm}^3 = 1,305 \text{ kg}$) [7, 9].

W normalnych warunkach organizm ludzki pobiera tlen z powietrza atmosferycznego głównie w czasie procesu oddychania. Podczas każdego oddechu tlen jest włączany do płuc, a stamtąd za pośrednictwem naczyń krwionośnych, oplatających pęcherzyki płucne, wraz z krwią zostaje doprowadzony do wszystkich tkanek organizmu. W wyniku złożonych reakcji biochemicznych, zachodzących w organizmie przy udziale tlenu, z substancji pokarmowych uwalniana jest energia, wykorzystywana do podtrzymywania funkcji życiowych komórek i wzrostu organizmu.

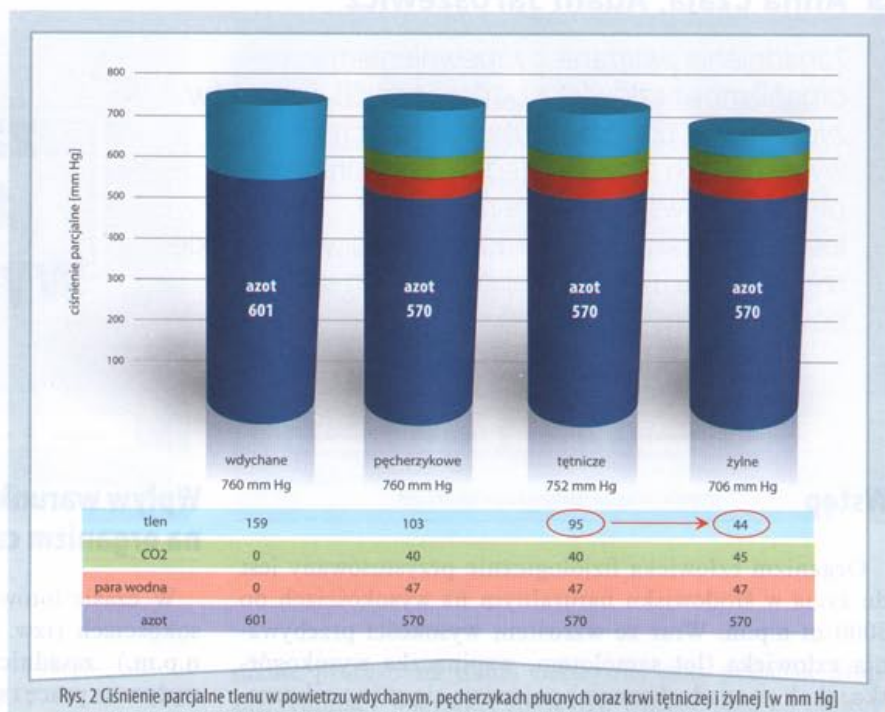
Efektom ubocznym powyższych reakcji biochemicznych jest powstawanie w tkankach organizmu dwutlenku węgla CO_2 i pary wodnej H_2O [15].

Dzięki pracy serca, spełniającego rolę pompy ssąco-tłoczącej, krew stale krąży w naczyniach i narządach organizmu w dwóch oddzielnych, szeregowo ułożonych obwodach (rys. 1):

- krążenie systemowe (krwioobieg duży) – serce – tkanki organizmu – serce;
- krążenie płucne (krwioobieg mały) – serce – płuca – serce.

Nasycona tlenem krew opuszcza krążenie płucne, po przetłoczeniu przez lewą komorę serca przemieszcza się w układzie tętniczym przez krążenie systemowe do głowy i wszystkich dużych narządów, gdzie następuje wymiana tlenu na dwutlenek węgla (mikrokrążenie – naczynia krwionośne o średnicy mniejszej od $200 \mu\text{m}$).

Krew wraz z dwutlenkiem węgla i parą wodną powraca do prawej strony serca poprzez naczynia żyłne (powrót żylny). Pełny cykl obiegu krwi u zdrowego dorosłego człowieka trwa średnio 22-23 sekundy, zaś człowiek wykonuje około 15-18 wdechów na minutę. Podczas jednego wdechu człowiek przyjmuje około $0,5\text{-}0,6 \text{ dm}^3$ powietrza, z czego tylko około $0,3\text{-}0,4 \text{ dm}^3$ dociera bezpośrednio do pęcherzyków płucnych (pozostała objętość wypełnia przewód oddechowy). Objętość zużytego do oddychania powietrza oraz ilość wydzielonego dwutlenku węgla CO_2 i pary wodnej H_2O zależy głównie od czyn-



ności wykonywanych przez człowieka (spoczynek, praca fizyczna) [12].

Przyswajanie tlenu przez organizm człowieka jest zależne od ciśnienia cząstkowego tlenu O_2 panującego w wdychanym powietrzu – ciśnienia, jakie wywarłby sam tlen w danej objętości powietrza, gdyby z danej objętości zostały usunięte pozostałe składniki powietrza (tzw. ciśnienie parcjale – ang. *partial pressure*) [15]. Powietrze jest mieszaniną gazów, gdzie głównymi składnikami są: azot (78,084% objętości), tlen (20,946% objętości), argon (0,934% objętości) i dwutlenek węgla (0,0385% objętości). Ważnym składnikiem jest również para wodna H_2O , nieuwzględniona w tym zestawieniu, której zawartość przy powierzchni zwykle mieści się w granicach 1-4% [9].

Ciśnienie parcjale tlenu zależne jest od ciśnienia absolutnego panującego we wdychanym powietrzu oraz od jego zawartości procentowej we wdychanym powietrzu, co zostało określone w tzw. prawie ciśnień parcjalnych (prawo Daltona):

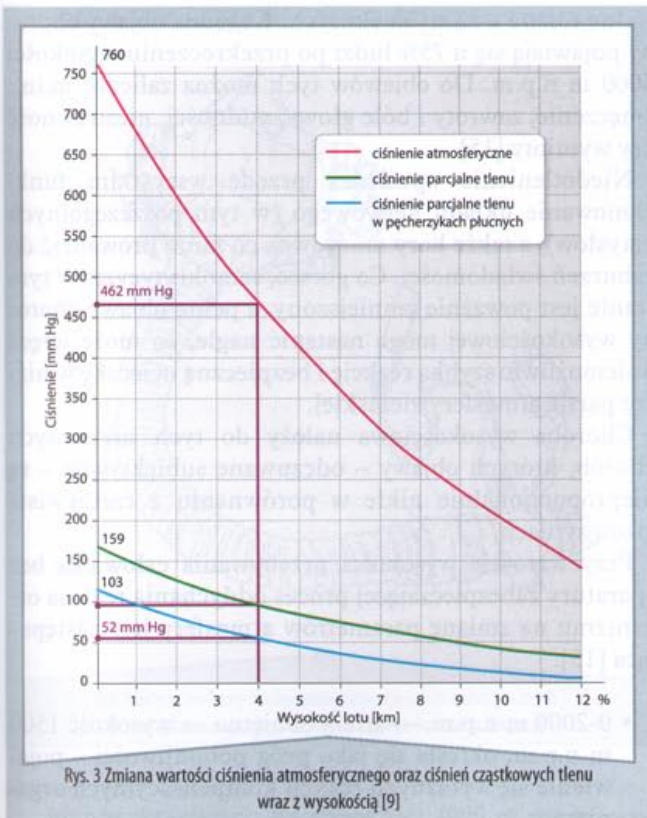
„Ciśnienie mieszaniny gazów równa się sumie ciśnień, jakie wywarłaby poszczególne składniki gazu, gdyby były same w danej objętości”

Ciśnienie całkowite mieszaniny gazowej jest równe sumie ciśnień parcjalnych wszystkich składników danej mieszaniny, co można przedstawić:

$$P_{\text{total}} = P_{p1} + P_{p2} + P_{p3} + \dots + P_{pn} \quad (1)$$

gdzie:

- P_{total} – ciśnienie całkowite (absolutne) mieszaniny gazów
- P_{p1} – ciśnienie parcjale gazu 1
- P_{p2} – ciśnienie parcjale gazu 2
- P_{p3} – ciśnienie parcjale gazu 3
- P_{pn} – ciśnienie parcjale gazu n -tego



Rys. 3 Zmiana wartości ciśnienia atmosferycznego oraz ciśnień cząstkowych tlenu wraz z wysokością [9]

Każdemu składnikowi mieszaniny gazowej można przypisać tzw. ciśnienie parcjale gazu p_p , będące iloczynem ciśnienia całkowitego p_{total} i jego procentowej zawartości objętościowej (wyrażonej w setnych częściach z całości), tzw. frakcji F – np. dla O_2 $F = 0,21$ [15].

$$p_{pp} = p_{total} \times F \quad (2)$$

W powietrzu znajduje się prawie 21% tlenu O_2 , wskutek czego ciśnienie parcjale tlenu wynosi około 21% wartości ciśnienia atmosferycznego panującego na danej wysokości. Na poziomie morza (wg atmosfery wzorcowej) przy ciśnieniu atmosferycznym $p_i = 1013,25$ hPa (760 mm Hg) odpowiada ciśnieniu $p_{O_2} = 216,8$ hPa (159,6 mm Hg).

Należy również zwrócić uwagę, że przy ciśnieniu parcjale tlenu $p_{O_2} = 216,8$ hPa (159,6 mm Hg) ciśnienie parcjale tlenu w pęcherzykach płucnych wynosi tylko 135,99-137,32 hPa (102-103 mm Hg). W płucach występuje jeszcze ciśnienie parcjale pary wodnej H_2O , wynoszące 62,66 hPa (47 mm Hg), oraz ciśnienie parcjale dwutlenku węgla CO_2 wynoszące 53,32 hPa (40 mm Hg). Gazy te wypierają częściowo składniki wdychanego powietrza; dodatkowo dociera tam tylko mieszanina wdychanego i wydychanego powietrza (rys. 2). Sumarycznie ciśnienie całkowite powietrza w płucach jest równe sumie poszczególnych ciśnień parcjalnych (rys. 3) [9, 15]:

$$760 = 570 + 103 + 47 + 40 \text{ [mm Hg]} \quad (3)$$

gdzie:

- 570 mm Hg – ciśnienie parcjale azotu N_2
- 47 mm Hg – ciśnienie parcjale pary wodnej H_2O w płucach (para nasycona)

24-40 mm Hg – ciśnienie parcjale dwutlenku węgla CO_2 w płucach

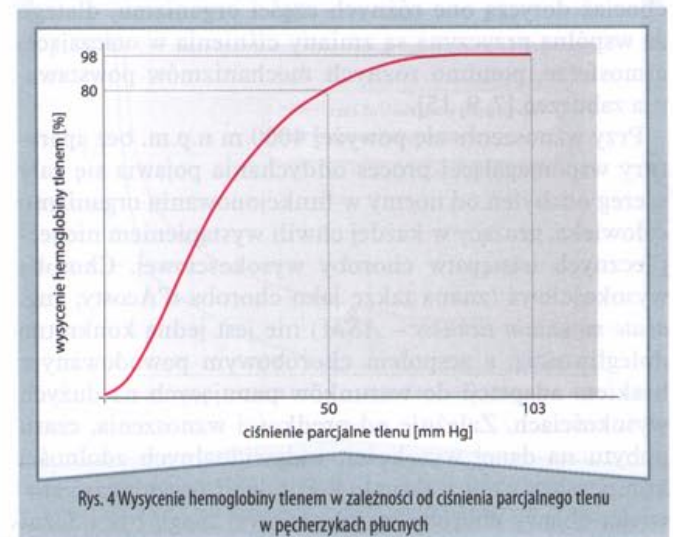
103 mm Hg – ciśnienie parcjale tlenu O_2 w pęcherzykach płucnych (przy którym zachowany jest prawidłowy pobór tlenu i wydalanie dwutlenku węgla)

Tlen jest niezbędny do funkcjonowania naszego organizmu, dlatego też dostarczanie jego odpowiedniej ilości do komórek odbywa się w sposób ciągły. Mechanizm oparty na rozpuszczalności gazów w cieczach jest mało wydajny, dlatego w wymianie tlenu uczestniczy związek chemiczny zwany hemoglobina, zapewniający transport tlenu z odpowiednią, wymaganą wydajnością. Hemoglobina (Hb, HGB) jest czerwonym barwnikiem umożliwiającym tworzenie luźnego, odwracalnego połączenia barwnika z cząsteczkami tlenu (tzw. utlenowanie). Jedna cząsteczka hemoglobiny wiąże cztery cząsteczki tlenu – powstaje wtedy związek zwany oksyhemoglobina $Hb(O_2)_4$. Tlen transportowany jest głównie w postaci związanej przez hemoglobinę (ok. 98% tlenu) i w postaci rozpuszczonej przez osocze krwi (ok. 2% tlenu) [12].

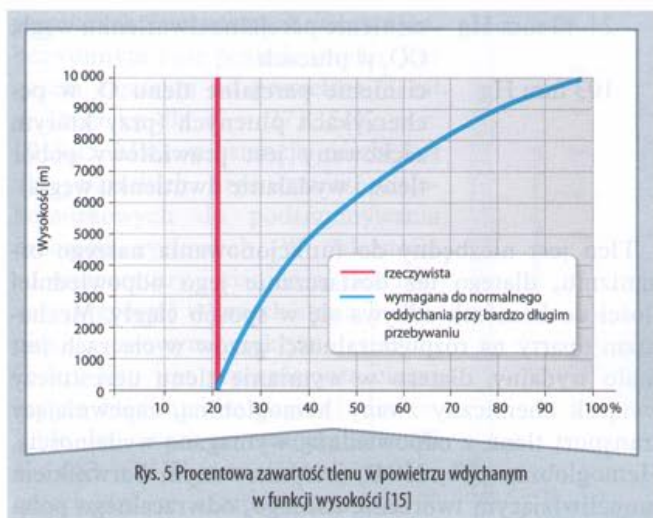
Przez tysiące lat człowiek oddychał powietrzem o zawartości 21% O_2 pod ciśnieniem atmosferycznym (1013,25 hPa) i dla takich warunków proces transportu tlenu w organizmie człowieka przebiega w sposób optymalny. Przedział wartości ciśnienia parcjale tlenu O_2 , przy którym zachowana jest prawidłowa wymiana gazowa, zawiera się w przedziale 135,99-137,32 hPa (102-103 mm Hg). Ciśnieniu parcjale tlenu O_2 na poziomie 137,32 hPa (103 mm Hg) odpowiada wysycenie hemoglobiny we krwi tlenem na poziomie 94-97%, co stanowi normę przyjętą dla zdrowego człowieka w spoczynku (rys. 4) [7].

Wraz ze wzrostem wysokości maleje ciśnienie atmosferyczne, a więc i ciśnienie parcjale tlenu, co z kolei powoduje zmniejszenie wysycenia krwi tlenem.

Organizm każdego zdrowego człowieka dysponuje mechanizmami wyrównawczymi (kompensacyjnymi), zapobiegającymi niedotlenieniu organizmu. Działanie tych mechanizmów polega m.in. na: zwiększeniu wentylacji płuc, przyspieszeniu krążenia krwi, włączeniu do obiegu dodatkowej ilości krwi pochodzącej z narządów jamy



Rys. 4 Wysycenie hemoglobiny tlenem w zależności od ciśnienia parcjale tlenu w pęcherzykach płucnych



brzuszej oraz zmniejszeniu dopływu krwi do narządów drugorzędного znaczenia w danym momencie (np. układ trawienia), gdy organizm stara się zapewnić prawidłowe funkcjonowanie najważniejszych organów.

Mechanizmy wyrównawcze mają jednak ograniczone możliwości i dlatego jedynie do wysokości 4000 m n.p.m. mogą zapewnić najważniejszym narządom organizmu wystarczające zaopatrzenie w tlen. Badania fizjologiczne wykazały, że minimalna wartość ciśnienia parcjalnego tlenu O_2 w pęcherzykach płucnych, przy którym nasycenie hemoglobiny tlenem przebiega jeszcze normalnie i wynosi 80-83%, jest równa ok. 66,66-73,32 hPa (50-55 mm Hg), co odpowiada ciśnieniu panującemu na wysokości ok. 4000-4500 m. n.p.m. (rys. 5). Wysokość 4000 m n.p.m. jest fizjologiczną wysokością graniczną przebywania człowieka w otwartej przestrzeni (wspinaczka wysokogórska, lot samolotem w niehermetycznej kabinie, lot balonem) bez użycia aparatury tlenowej wspomagającej proces oddychania [15].

Samo oddziaływanie obniżonego ciśnienia atmosferycznego na organizm człowieka może wywoływać niebezpieczne dolegliwości oraz zaburzenia w funkcjonowaniu organizmu. Objęte są one wspólnym określeniem – dyzbaryzm (ang. *disbarism*), dla całej grupy zjawisk (m.in. choroba wysokościowa, choroba dekompresyjna), chociaż dotyczą one różnych części organizmu, dlatego że wspólną przyczyną są zmiany ciśnienia w otaczającej atmosferze, pomimo różnych mechanizmów powstawania zaburzeń [7, 9, 15].

Przy wznoszeniu się powyżej 4000 m n.p.m. bez aparatury wspomagającej proces oddychania pojawia się cały szereg odchyżeń od normy w funkcjonowaniu organizmu człowieka, grożący w każdej chwili wystąpieniem niebezpiecznych następstw choroby wysokościowej. Choroba wysokościowa (znana także jako choroba d'Acosty, ang. *acute mountain sickness – ASM*) nie jest jedną konkretną dolegliwością, a zespołem chorobowym powodowanym brakiem adaptacji do warunków panujących na dużych wysokościach. Zależnie od prędkości wznoszenia, czasu pobytu na danej wysokości, indywidualnych zdolności kompensacyjnych i aktualnej kondycji organizmu człowieka objawy choroby wysokościowej mogą być odczu-

walne różnie u różnych chorych. Łagodne objawy choroby pojawiają się u 75% ludzi po przekroczeniu wysokości 3000 m n.p.m. Do objawów tych można zaliczyć m.in.: zmęczenie, zawroty i bóle głowy, nudności, niestrawność czy wymioty [15].

Niedotlenienie upośledza przede wszystkim funkcjonowanie układu nerwowego (w tym poszczególnych zmysłów), a także kory mózgowej, co może prowadzić do zaburzeń świadomości. Co gorsze, samokrytycyzm w tym stanie jest poważnie zmniejszony, a pełne objawy choroby wysokościowej mogą nastąpić nagle, co może wręcz uniemożliwić szybką reakcję i bezpieczną ucieczkę w niższe partie atmosfery ziemskiej.

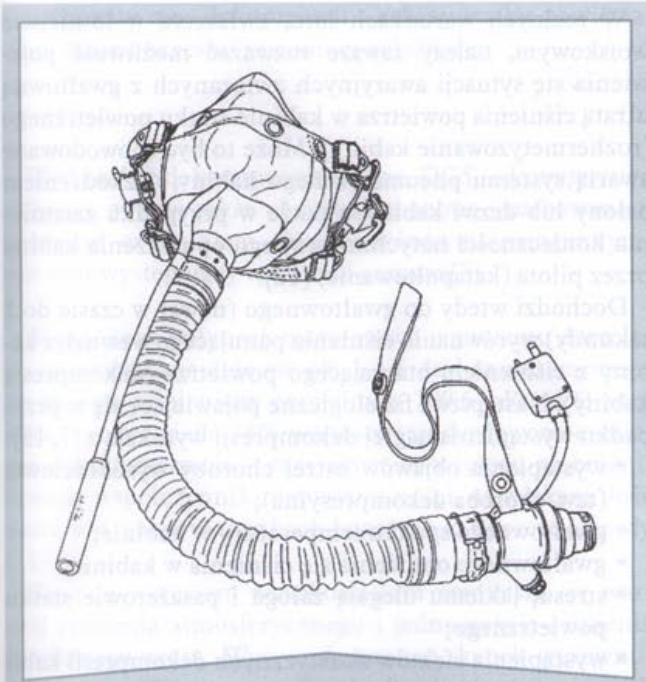
Choroba wysokościowa należy do tych nielicznych chorób, których objawy – odczuwane subiektywnie – są nieproporcjonalnie nikłe w porównaniu z rzeczywistą grozą sytuacji.

Przy wzroście wysokości przebywania człowieka bez aparatury zabezpieczającej proces oddychania reakcja organizmu na zmianę parametrów atmosfery jest następująca [15]:

- 0-2000 m n.p.m. → strefa obojętna → wysokość 1500 m n.p.m. określa się jako próg pobudliwości – pojawienie się wyraźnych reakcji kompensacyjnych organizmu;
- 2000-4000 m n.p.m. → strefa pełnej kompensacji → wysokość 3500 m n.p.m. określa się jako próg zaburzeń – pojawienie się wyraźnych symptomów choroby

Tab. 1 Rezerwa czasu do utraty przytomności w funkcji wysokości

Wysokość (m n.p.m.)	Rezerwa czasu bez aparatury podtrzymującej proces oddychania (s)	Rezerwa czasu z aparaturą podtrzymującą proces oddychania (s)
7000	300	
7500	200	
8000	180	
9000	90	
10000	30	
11000	STREFA ŚMIERCI UTRATA PRZYTOMNOŚCI I ŚMIERĆ W CIĄGU KILKU SEKUND	50
12000		40
13000		30
14000		25
15000		15
16000		9
17000		8
		STREFA ŚMIERCI WRZENIE PŁYNÓW USTROJOWYCH W TEMPERATURZE 37 °C
19200		



Rys. 7 Bezpieczne czasy przebywania na wysokościach niebezpiecznych bez korzystania z aparatury zabezpieczającej proces oddychania [2]

by wysokościowej; na wysokości 4000 m n.p.m. wysycenie hemoglobiny tlenem zawiera się w przedziale 80-83%, co przy ciśnieniu otaczającego powietrza $p_{OP} = 615,95$ hPa (462 mm Hg), pozwala na uzyskaniu ciśnienia parcjalnego tlenu w pęcherzykach płucnych na poziomie $p_{O_2} = 66,66$ hPa (50 mm Hg);

- 4000-6000 m n.p.m. → strefa niecałkowitej kompensacji → wysokość 4500 m n.p.m. określa się jako strefę wyczerpania mechanizmów kompensacyjnych – pojawienie się groźnych objawów choroby wysokościowej: gwałtowne zmęczenie, zawroty głowy, zaburzenia rozróżniania barw, zaburzenia zmysłu równowagi;
- 6000-8000 m n.p.m. → strefa krytyczna – gwałtowne nasilenie objawów choroby wysokościowej: senność, utrudnione myślenie, przygnębienie lub też niepokój, zaburzenia precyzji ruchów i ich koordynacji, bóle głowy, mdłości, zimny pot, pulsowanie w skroniach, mrowienie i drętwienie kończyn, zasinienie paznokci i warg, utrata przytomności bez uprzedniego odczuwania jakichkolwiek dolegliwości. Przekroczenie wysokości 7000 m n.p.m. bez korzystania z aparatury zabezpieczającej proces oddychania prowadzi do niezwłocznego załamania się odczynów kompensacyjnych i podstawowych czynności organizmu, a w razie pozostawania na tej wysokości pociąga za sobą szybką śmierć;
- Powyżej 8000 m n.p.m. → strefa śmierci – szybka utrata przytomności, groźba śmierci. Na wysokości 9000 m n.p.m. przy oddychaniu otaczającym powietrzem wysycenie hemoglobiny tlenem spada do wartości 60-62%: tlen już zupełnie nie przenika do krwi, a powyżej tej wysokości oddychanie powoduje odwrotny skutek, czyli ucieczkę tlenu z krwi do otaczającej atmosfery.

Po zaprzestaniu korzystania z odpowiedniej aparatury zabezpieczającej proces oddychania, podczas przebywania człowieka na wysokości powyżej 4000 m n.p.m., organizm posiada pewien zapas tlenu we krwi i dlatego nie następuje natychmiastowa utrata przytomności (tzw. czas rezerwy lub rezerwa czasu).

Znajomość powyższych czasookresów ma szczególne znaczenie w przypadku niesprawności aparatury zabezpieczającej proces oddychania lub w razie ratowniczego skoku ze spadochronem. Przekroczenie określonego czasu odpowiedniego dla danej wysokości prowadzi do niezwłocznego załamania się reakcji kompensacyjnych i podstawowych czynności organizmu, a w przypadku dłuższego pozostawania na tej wysokości pociąga za sobą szybką śmierć [9, 15].

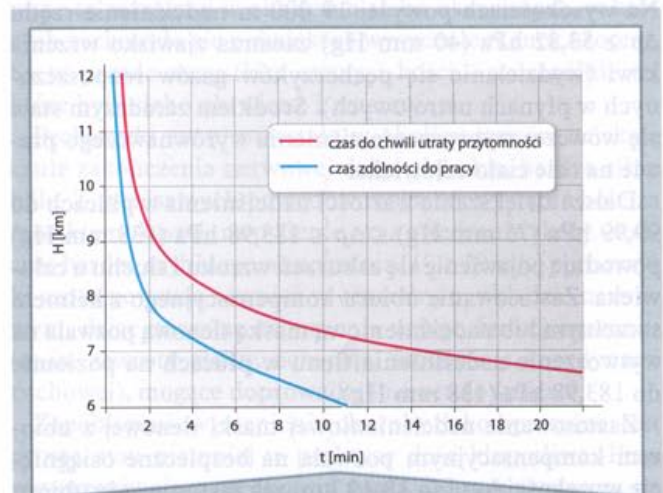
Metody zabezpieczenia warunków życiowych w czasie lotów wysokościowych

W celu zapobieżenia niedotlenieniu organizmu w czasie lotów wysokościowych (wspinaczki wysokogórskiej) wykorzystuje się różnego rodzaju aparaty tlenowe, których działanie w pierwszym etapie polega na wzbogaceniu wdychanego powietrza w tlen [9].

By utrzymać ciśnienie parcjalne tlenu we wdychanym powietrzu na poziomie $p_{O_2} = 216,8$ hPa (159,6 mm Hg) przy wroście wysokości od 4000 m n.p.m. Do 10 000 m n.p.m., wystarczy zwiększać procentową zawartość tlenu we wdychanym powietrzu.

W ten sposób w miarę wznoszenia się, mimo spadku ciśnienia atmosferycznego, udaje się utrzymać niezbędne ciśnienie parcjalne pod maską tlenową pilota (alpinisty) (rys. 6). Na wysokości 12 000 m n.p.m. ciśnienie atmosferyczne jest równe ciśnieniu parcjalnemu tlenu $p_{O_2} = 193,31$ hPa (145 mm Hg) przy oddychaniu 100% tlenem, zaś na wysokości $H = 19 000$ m n.p.m. ciśnienie atmosferyczne obniża się do wartości 64,1 hPa (48 mm Hg).

Po przekroczeniu wysokości 12 000 m n.p.m. nie wystarczy nawet oddychanie czystym tlenem, gdyż ciśnienie atmosferyczne jest niższe od niezbędnego ciśnienia



Rys. 7 Bezpieczne czasy przebywania na wysokościach niebezpiecznych bez korzystania z aparatury zabezpieczającej proces oddychania [2]

parcjalnemu tlenu, umożliwiającemu prawidłową wymianę gazową w płucach (rys. 7).

Z warunków fizjologicznych wynika, że ciśnienie parcjalne tlenu O_2 we wdychanym powietrzu może zostać obniżone do 119,99 hPa (90 mm Hg), a nawet do 93,32 hPa (70 mm Hg) – w zależności od czasu przebywania na wysokościach powyżej 12 000 m n.p.m.

Długotrwały lot na tych wysokościach jest możliwy w skafandrach lub kabinach wysokościowych, pod warunkiem utrzymania w nich ciśnienia czystego tlenu powyżej $p_{O_2} \geq 216,8$ hPa (159,6 mm Hg), co zapewnia uzyskanie ciśnienia parcjalnego w pęcherzykach płucnych na poziomie 137,32 hPa (103 mm Hg).

W przypadku korzystania ze zwykłej maski tlenowej przy lotach na wysokościach przekraczających 12 000 m n.p.m. konieczne staje się wymuszone podawanie tlenu pod ciśnieniem wyższym od panującego w otaczającej atmosferze.

Pilot musi mieć, oprócz aparatu tlenowego, ubiór kompensacyjny i silnie dociśniętą do twarzy maskę tlenową lub szczelny hełm, utrzymujący zwiększone ciśnienie wdychanego tlenu. Ze względów fizjologicznych wytwarzanie przez dłuższy czas wysokich wartości nadciśnienia w płucach jest szkodliwe dla zdrowia człowieka.

Przy nadciśnieniu zawartym w przedziale 33,33 hPa (25 mm Hg) $\leq \Delta p \leq 53,32$ hPa (40 mm Hg) pojawia się zmiana rytmu oddychania na skutek trudności w wydechu [7].

Przy dłuższym oddziaływaniu nadciśnienia wdychanego tlenu u człowieka może wystąpić zmęczenie mięśni oddechowych, w stopniu uniemożliwiającym kontynuowanie procesu oddychania (duszenie się). W takiej sytuacji należy wzmocnić mięśnie oddechowe przez wytworzenie tzw. ciśnienia wyrównawczego (kompensacyjnego) na powierzchnię piersi i brzucha.

Ubiór kompensacyjny w tym przypadku ma za zadanie równoważenie z zewnątrz ciśnienia tlenu podawanego do płuc, przy czym wartość ciśnienia wyrównawczego powinna równać się wartości nadciśnienia wytworzonego w płucach człowieka. Przy nadciśnieniu zawartym w przedziale 53,32 hPa (40 mm Hg) $\leq \Delta p \leq 99,99$ hPa (75 mm Hg) żyły kończyn dolnych rozszerzają się, co może prowadzić do lokalnych zastojów krwi. Na wysokościach powyżej 19 000 m nadciśnienie rzędu $\Delta p \geq 53,32$ hPa (40 mm Hg) zaostrza zjawisko wrzenia krwi (wydzielanie się pęcherzyków gazów rozpuszczonych w płynach ustrojowych). Środkiem zaradczym staje się wówczas wytworzenie ciśnienia wyrównawczego prawie na całe ciało człowieka.

Dalsze zwiększanie wartości nadciśnienia w płucach do 99,99 hPa (75 mm Hg) $\leq \Delta p \leq 183,98$ hPa (138 mm Hg) powoduje pojawienie się zaburzeń wzroku i słuchu u człowieka. Zastosowanie ubioru kompensacyjnego z hełmem szczelnym lub nadciśnieniową maską tlenową pozwala na wytworzenie nadciśnienia tlenu w płucach na poziomie do 183,98 hPa (138 mm Hg).

Zastosowanie nadciśnieniowej maski tlenowej z ubiorem kompensacyjnym pozwala na bezpieczne osiągnięcie wysokości lotu do 18-19 km, zaś zastosowanie ubioru kompensacyjnego z hełmem szczelnym pozwala zwiększyć tę wysokość do 40-50 km.

W realnych warunkach lotu, zwłaszcza w lotnictwie wojskowym, należy zawsze rozważać możliwość pojawienia się sytuacji awaryjnych związanych z gwałtowną utratą ciśnienia powietrza w kabine statku powietrznego (rozhermetyzowanie kabiny). Może to być spowodowane awarią systemu pneumatycznego kabiny, uszkodzeniem osłony lub drzwi kabiny, a także w przypadku zaistnienia konieczności natychmiastowego opuszczenia kabiny przez pilota (katapultowanie) [15].

Dochodzi wtedy do gwałtownego (nawet w czasie do 1 sekundy) wyrównania ciśnienia panującego wewnątrz kabiny z ciśnieniem otaczającego powietrza (dekompresja kabiny). Następstwa fizjologiczne pojawiające się w przypadku wystąpienia nagłej dekompresji wynikają z [7, 15]:

- ♦ wystąpienia objawów ostrej choroby wysokościowej (tzw. choroba dekompresyjna);
- ♦ gwałtownego spadku temperatury w kabine;
- ♦ gwałtownego obniżenia się ciśnienia w kabine;
- ♦ stresu, jakiemu ulegają załoga i pasażerowie statku powietrznego;
- ♦ wystąpienia efektów akustycznych dekompresji kabiny.

Niebezpieczeństwo wystąpienia obrażeń przez załogę i pasażerów statku powietrznego podczas nagłej dekompresji zależy m.in. od czasu trwania dekompresji. Do głównych czynników determinujących prędkość i czas trwania dekompresji można zaliczyć:

- ♦ objętość kabiny;
- ♦ powierzchnię otworu/uszkodzenia w osłonie kabiny, drzwiach, oknie, kadłubie statku powietrznego;
- ♦ ciśnienie w kabine przed rozpoczęciem dekompresji;
- ♦ ciśnienie zewnętrzne;
- ♦ współczynnik wielokrotności dekompresji n (stosunek ciśnienia początkowego do ciśnienia końcowego w kabine).

Stała czasowa kabiny statku powietrznego jest określona zależnością [15]:

$$C = \frac{V}{A \times a} \quad (4)$$

gdzie:

- C – stała czasowa kabiny [s]
- V – objętość kabiny [m³]
- A – powierzchnia otworu w kabine [m²]
- a – prędkość dźwięku [m/s]

Współczynnik wielokrotności dekompresji n jest określony zależnością:

$$n = \frac{p_c}{p_a} \quad (5)$$

gdzie:

- p_c – ciśnienie w kabine przed dekompresją [mm Hg]
- p_a – ciśnienie w kabine po dekompresji [mm Hg]

Całkowity czas dekompresji t kabiny statku powietrznego można określić za pomocą zależności:

$$t = C \times n \quad (6)$$

W chorobie dekompresyjnej (ang. *DCS – decompression sickness*), zwanej także chorobą kesonową (nurkowanie), głównym czynnikiem chorobotwórczym (patogennym) jest azot występujący w postaci gazowej [7].

W tkankach i płynach ustrojowych organizmu dorosłego człowieka znajduje się ok. 1-1,5 dm³ rozpuszczonego azotu pod ciśnieniem parcjalnym 790,6 hPa (593 mm Hg), co odpowiada 78% wartości standardowego ciśnienia atmosferycznego – przy czym, ze względu na zróżnicowany współczynnik rozpuszczalności, największa ilość azotu występuje w tkankach bogatych w tłuszcze i lipidy [7].

Wraz ze wzrostem wysokości lotu zmniejsza się wartość ciśnienia atmosferycznego i jednocześnie ciśnienia parcjalnego azotu. Wysycenie azotem tkanek wyrównuje się poprzez jego przenikanie do płynów ustrojowych (krew), a następnie do płuc, skąd zostaje powoli wydalany do rozrzedzonej atmosfery.

W sytuacji gdy zmiana wartości otaczającego ciśnienia przebiega szybciej niż samoistne wydalenie azotu z tkanek organizmu (spadek ciśnienia cząstkowego azotu w tkankach jest zdecydowanie wolniejszy niż spadek ciśnienia w otaczającej atmosferze), dochodzi do tzw. przesylenia azotem (ang. *Nitrogen supersaturation*). Z chwilą uwalniania się gazowego azotu z przesyconych tkanek do naczyń włosowatych i żył powiększają one swoją objętość poprzez pojawianie się w nich pęcherzyków gazu. Proces ten synergicznie indukuje liczne przemiany w organizmie – w wyniku tego dochodzi m.in. do zaburzeń krzepnięcia krwi (mikrozatory i reakcje immunologiczne) [7].

W ten sposób narasta różnica ciśnień między ciśnieniem parcjalnym azotu w tkankach a ciśnieniem atmosferycznym otaczającego powietrza. Gdy odpowiedni stosunek ciśnień osiągnie wielkość 1:2, czyli współczynnik przesylenia będzie równy 2, w tkankach o najmniejszym współczynniku przesylenia zaczynają się tworzyć wolne pęcherzyki azotu – podobnie jak ma to miejsce po otworzeniu butelki z wodą gazowaną. Jeżeli wznoszenie było tak szybkie, że współczynnik przesylenia osiągnął wartość 3,2, to nawet w najodporniejszej na przesylenie azotem tkance, jaką jest tkanka tłuszczowa, wydziela się gazowy azot.

Rozmiar szkodliwych następstw dekompresji zależy od jej szybkości, którą charakteryzują [7]:

- ♦ całkowity czas dekompresji;
- ♦ współczynnik względnego rozprężania gazów W_r .

Współczynnik względnego rozprężania gazów W_r jest określony zależnością:

$$W_{WRG} = \frac{p_c - 47}{p_a - 47} \quad (7)$$

gdzie:

- p_c – ciśnienie w kabine przed dekompresją [mm Hg]
- p_a – ciśnienie w kabine po dekompresji [mm Hg]
- 47 – ciśnienie pary wodnej w płucach [mm Hg]

Odporność człowieka na szkodliwe następstwa dekompresji (współczynnik W_{WRG}) zależy głównie od czasu dekompresji i od różnicy ciśnień.

Na podstawie badań lekarskich ustalono, że maksymalna wartość współczynnika W_{WRG} przy którym objawy choroby dekompresyjnej są akceptowalne przez człowieka, nie powinna przekraczać $W_{WRG} \leq 2,3$ dla czasu dekompresji $t \leq 0,01$ s, zaś przy czasie dekompresji $t \leq 0,02-0,05$ s wartość współczynnika W_{WRG} akceptowalna przez człowieka nie przekracza $W_{WRG} = 2,5-3$ [15].

Przy wzroście wysokości z prędkością pionową $V_h \leq 20$ m/s objawy choroby dekompresyjnej mogą pojawiać się na wysokościach $H \geq 8000$ m, natomiast przy wznoszeniu ($V_h \leq 5$ m/s) występują dopiero powyżej wysokości $H \geq 10\ 000$ m (lot bez urządzeń wspomagających proces oddychania).

Szybkość zmian ciśnienia, którą zdrowy człowiek może bezpiecznie znieść, odpowiada prędkości pionowej rzędu $V_h \leq 75$ m/s.

W sytuacjach awaryjnych dopuszcza się, aby prędkość pionowa wyniosła $V_h \leq 200$ m/s [15].

Głównymi czynnikami mającymi zasadniczy wpływ na przebieg choroby dekompresyjnej są [7]:

- ♦ wielkość dekompresji (różnica ciśnień przed i po dekompresji);
- ♦ czas przebywania w strefie obniżonego ciśnienia;
- ♦ wysiłek fizyczny w czasie przebywania w strefie obniżonego ciśnienia;
- ♦ wiek osoby przebywającej w strefie obniżonego ciśnienia;
- ♦ otyłość;
- ♦ temperatura otoczenia po wystąpieniu dekompresji;
- ♦ wrażliwość osobnicza.

Pierwsze dolegliwości choroby dekompresyjnej odczuwane są zazwyczaj w okolicach słabo ukrwionych, w których zachowało się największe wysycenie tkanek azotem. Są to przede wszystkim stawy i kości – szczególnie te, które były słabo ukrwione i zmarznięte.

Pęcherzyki azotu powstałe w okolicy stawów uciskają czułe zakończenia nerwowe, dając głębokie, bardzo silne bóle. Z tych samych powodów mogą też wystąpić bóle za mostkiem, kaszel, mrowienie oraz swędzenie skóry. Podczas bardzo szybkiego wznoszenia ($V_h \geq 20$ m/s) pęcherzyki azotu powstają również w centralnym układzie nerwowym, dając poważne zaburzenia w jego funkcjonowaniu (m.in. zawroty głowy, oczopląs, zaburzenia koordynacji ruchowej), mogące doprowadzić nawet do śmierci.

Zapobieganie wystąpieniu choroby dekompresyjnej jest proste, tym niemniej w praktyce dość kłopotliwe. Przy wznoszeniu się z prędkością rzędu 2-3 m/s wystarcza na ogół zwiększenie wypłukiwania azotu przez oddychanie tlenem na wysokościach powyżej 4000 m n.p.m. Przy du-

zych prędkościach wznoszenia trzeba oddychać czystym tlenem już od samej ziemi, a nawet przeprowadzać przed startem kilkunastominutową desaturację (wydzielanie się gazu z roztworu nasyconego), czyli oddychanie czystym tlenem, co znacznie przyspiesza usuwanie azotu z tkanek. Oczywiście z chwilą rozpoczęcia desaturacji nie można wracać do oddychania powietrzem, gdyż niszczy to cały dotychczasowy trud. Bardzo ważną rolę pomocną odgrywa ciepła odzież zapewniająca dobre krążenie krwi, które – jak wiadomo – usuwa azot z tkanek [7, 9, 15].

Działanie obniżonego ciśnienia atmosferycznego może powodować także wiele innych, drobniejszych dolegliwości, takich jak bóle w jamie brzusznej na skutek rozprężania się gazów w jelitach (czyli tzw. meteorizm wysokościowy), bóle źle zaplombowanych zębów oraz dolegliwości ze strony zatok, a zwłaszcza uszu. Zmiany ciśnienia kryją w sobie niebezpieczeństwo w postaci tzw. urazu atmosferycznego uszu.

Powyższe dolegliwości powstają z reguły przy zmniejszaniu wysokości i wyrażają się przez osłabienie słuchu i ból uszu. Objawy te utrzymują się przeciętnie kilka godzin i w niektórych przypadkach mogą być początkiem zapalenia ucha środkowego; przy zaistnieniu skrajnie dużych różnic ciśnień może nastąpić pęknięcie błony bębenkowej.

Jeśli natomiast dekompresja kabiny statku powietrznego wystąpiła na wysokościach $H \geq 12\ 000$ m n.p.m., powszechnie stosowaną metodą ratowania załogi jest

oddychanie czystym tlenem z nadciśnieniem. Tlen jest zużywany przez tkanki organizmu w procesach energetycznych, dlatego nie uwalnia się w postaci pęcherzyków w tkankach organizmu.

Na wysokości $H = 19\ 187$ m n.p.m. wartość ciśnienia atmosferycznego wynosi około $p_H = 64,1$ hPa (48 mm Hg). Pod tym ciśnieniem woda wrze w temperaturze ludzkiego ciała (36,6 °C, czyli 309,75 K). Dekompresja kabiny statku powietrznego na wysokości $H \geq 19\ 000$ m prowadzi do wystąpienia wrzenia płynów ustrojowych (tzw. ebulizacja), co objawia się tworzeniem się w tkankach organizmu pęcherzyków pary wodnej [15]. Prowadzi to do pojawienia się obrzęków tkanki podskórnej, mięśni, rozdęcia jelit i zatorów w układzie krążenia. Śmierć człowieka następuje w czasie kilkunastu, kilkudziesięciu sekund.

Anna Czaja
WSS im. Gromkowskiego we Wrocławiu
dr inż. Adam Jaroszewicz
Instytut Inżynierii Lotniczej, Ciepłej
i Maszyn Energetycznych,
Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Politechniki Wrocławskiej

» Literatura

1. *Ilustrowany leksykon lotniczy – sprzęt i radiotechnika*, Wkił, Warszawa 1990.
2. **Brożek D.**: *Przyrządy pokładowe śmigłowca W-3WA – część 3*, CSiL, Oleśnica 2000.
3. **Grzegorzczak T.**: *Lotnicze systemy pomiarowe: czujniki*, WAT, Warszawa 2000.
4. **Kazana J., Lipski J.**: *Budowa i eksploatacja pokładowych przyrządów lotniczych*, Wkił, Warszawa 1983.
5. **Kowalkowski Z.**: *Lotnicze przyrządy pokładowe – ciśnieniowe elementy sprężyste*, WAT, Warszawa 1984.
6. **Krawczyk T.**: *Lotnicze przyrządy pokładowe*, WAT, Warszawa 1984.
7. **Krzyżak J.**: *Medycyna nurkowa*, Wydawnictwo KOOP-graf, Poznań 2006.
8. **Lipski J.**: *Eksploatacja lotniczych przyrządów pokładowych*, Wkił, Warszawa 1963.
9. **Lipski J.**: *Urządzenia zabezpieczające loty wysokościowe i kosmiczne człowieka*, Wkił, Warszawa 1965.
10. **Polak Z., Rypulak A.**: *Awionika, przyrządy i systemy pokładowe*, WSOSP, Dęblin 2002.
11. **Polak Z.**: *Podstawy użytkowania śmigłowca W-3WA Sokół*, WSOSP, Dęblin 2000.
12. **Skrzat J., Walocha J.**: *Anatomia człowieka z elementami fizjologii*, Wydawnictwo Uniwersytetu Jagiellońskiego, Kraków 2010.
13. **Spitzer C.R.**: *The Avionics Handbook*, CRC PRESS LLC, Washington 2001.
14. **Stefanowicz A.**: *Pokładowe układy pomiarowe*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1988.
15. **Tkaczuk S.**: *Lotnicze systemy wysokościowo-ratownicze*, WAT, Warszawa 2004.
16. **Żebrowski M.**: *Loty według przyrządów*, Wkił, Warszawa 1971.

➤ **Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska**

Światowy finansowy i gospodarczy kryzys spowodował duże zaburzenia na rynku dóbr konsumpcyjnych. W wyniku tego wywołany został kryzys na rynku dóbr inwestycyjnych, w szczególności maszyn i urządzeń.

Krajowy, europejski i globalny rynek maszyn i urządzeń w okresie kryzysu gospodarczego

Przemysł maszynowy – europejski i globalny

Przemysł maszynowy i elektromaszynowy krajów Unii Europejskiej jest ważnym, bo 45-procentowym udziałowcem handlu globalnego. Ponad 156 tys. firm zatrudnia około 3,2 mln pracowników, a obroty w 2007 roku wynosiły 615 mld euro. Około 31% produkcji wyeksportowano poza UE. Pewną miarą stopnia rozwoju przemysłu maszynowego w krajach i regionach UE może być liczba zatrudnionych na 1000 mieszkańców (rys. 1).

Udział w wartości sprzedaży (obrotów) poszczególnych krajów UE, która w 2008 roku wyniosła 636 mld euro, przedstawiono na rys. 2. Widać na nim, że obroty pierwszej trójki – Niemiec, Włoch i Francji – stanowią równo 2/3 wartości obrotów rynku europejskiego.

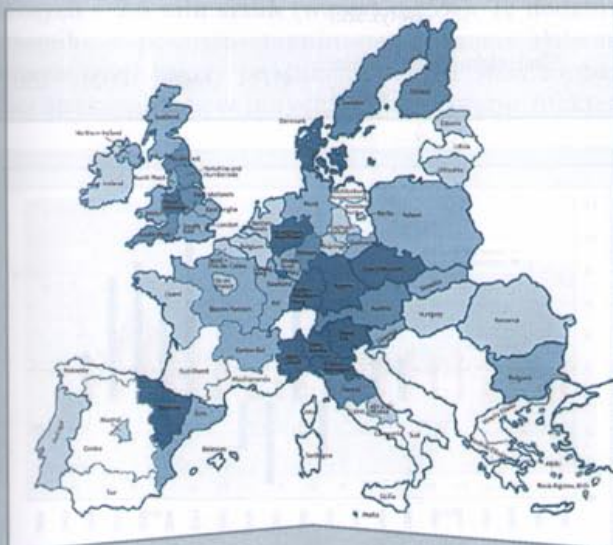
Dla porównania, na rys. 3 przedstawiono 10 głównych graczy światowego rynku przemysłu maszynowego, porównując równocześnie dynamikę ich obrotów sprzedaży. Porównanie roku 2008 do 2005 w przypadku Chin (+122%) i Rosji (+108%) wydaje się zrozumiałe, natomiast wartości ujemne w przypadku USA (-10%) i (Ja-

ponii – 8%) można wyjaśnić zmierzaniem ich gospodarek w kierunku „high technology” i przenoszeniem produkcji maszyn i urządzeń do krajów słabiej rozwiniętych.

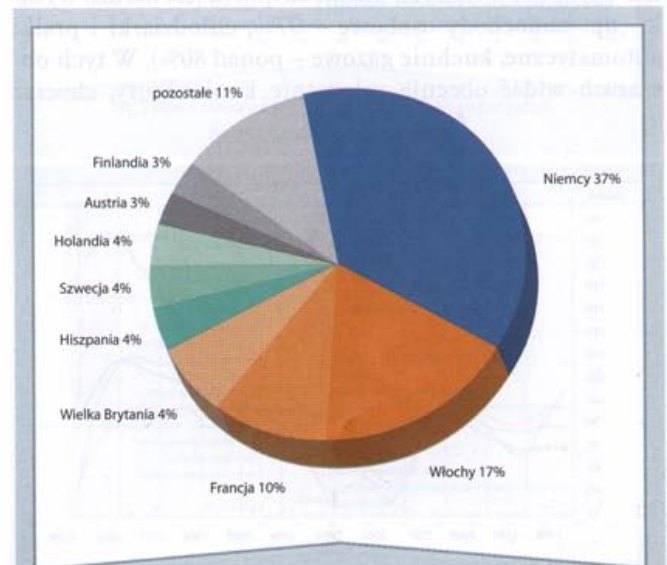
Głównym celem niniejszego opracowania jest pokazanie zmian zachodzących na rynku przemysłu maszynowego, wywołanych spowolnieniem gospodarki, recesją lub kryzysem.

Rozwój produkcji i sprzedaży maszyn i urządzeń przodujących ilościowo, a przede wszystkim jakościowo i innowacyjnie gospodarek, w okresie ostatniej dekady zmienił się dynamicznie, przy czym druga jej połowa to stały wzrost obrotów (rys. 4).

Nie powinno dziwić załamanie koniunktury na przełomie roku 2008 i 2009 – tym bardziej że znamy przyczyny tej bessy. Dobrym wyjaśnieniem owych zjawisk jest przedstawiony na rys. 5 przebieg zmiany wzrostu gospodarczego (PKB-GDP) i wzrostu obrotów w przemyśle maszynowym. Można łatwo zauważyć, że spadek PKB (GDP) poniżej +2% to ujemne wartości wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń.



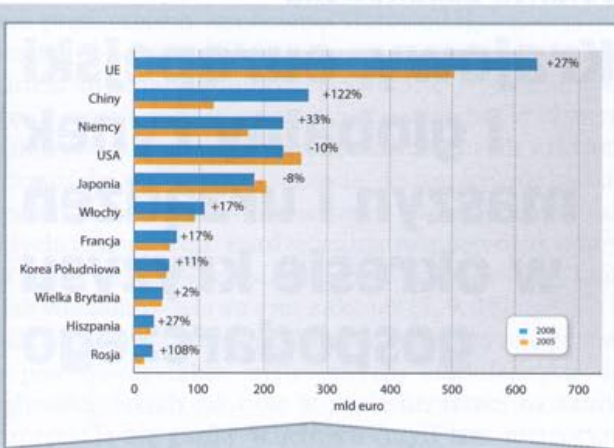
Rys. 1 Udział zatrudnionych w przemyśle maszynowym na 1000 mieszkańców w krajach i regionach UE w 2000 roku [1]



Rys. 2 Udział poszczególnych krajów UE w obrotach przemysłu maszynowego w 2008 roku [1]

Tab. 1 Produkcja przemysłu maszynowego w Polsce w latach 2000-2008 [9,10]

Wyroby	2000	2005	2007	2008
Samochody osobowe ogólnego przeznaczenia (w tys. szt.)	532	540	695	842
Pojazdy do transportu publicznego (w tys. szt.)	2	5,4	3,6	4,6
Statki morskie - w sztukach	34	28	18	14
- w tysiącach GT	611	722	517	485
Rowery (w tys. szt.)	1320	1528	1125	1054
Łożyska (w mln szt.)	130	222	231	224
- w tym kulkowe	84,5	162	165	163
Maszyny dla rolnictwa i leśnictwa (w tys. szt.):				
- ciągniki rolnicze	7,2	5,7	7	6,3
- pługi	4	3,9	6,6	3,3
- siewniki polowe	1,3	2	2,7	3,8
Obrabiarki do metali skrawające (w tys. szt.)	8,1	-	3,7	4
- w tym tokarki do usuwania metalu	0,7	1	1	1,1
Chłodziarki i zamrażarki typu domowego (w tys. szt.)	693	1674	2305	2255
Maszyny pralnicze automatyczne typu domowego (w tys. szt.)	476	1447	1900	2500
Odkurzacze typu domowego (w tys. szt.)	1674	1315	1358	1215
Kuchnie gazowe z piekarnikiem typu domowego (w tys. szt.)	161	775	875	1045
Silniki elektryczne i prądnice (w tys. szt.)	4173	6660	11324	12051



Rys. 3 Główni udziałowcy rynku przemysłu maszynowego: 2008 rok – 1580 mld euro, 2005 rok – 1290 mld euro [1]

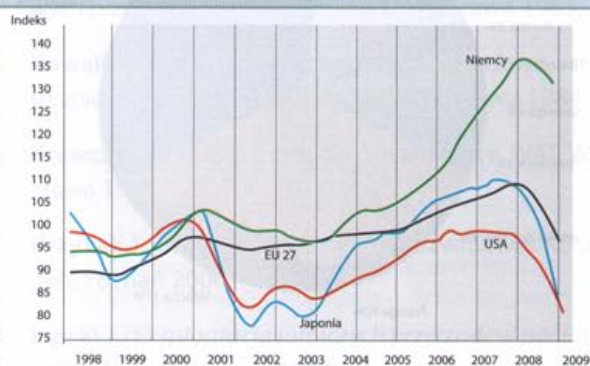
Z naszych analiz i konsultacji z kompetentnymi ekonomistami i praktykami (są wśród nich byli ministrowie gospodarki i finansów) wynika, że zjawisko to dotyczy całej sfery rynku dóbr i usług inwestycyjnych i może trwać aż do wyczerpania zapasów i zdolności produkcyjnych.

Wzrost PKB jest nakręcany przede wszystkim popytem na dobra konsumpcyjne i robotami publicznymi finansowanymi przez państwo lub samorządy terytorialne oraz – w naszym przypadku – z funduszy UE.

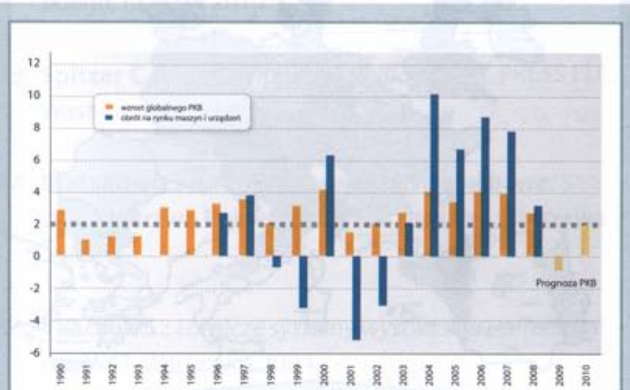
Dynamikę sprzedaży maszyn i urządzeń w krajach Europy Zachodniej, USA, Chinach i Japonii przedstawiono na rys. 6. Tylko w jednym przypadku prognozy na 2009 rok (2009 do 2008 r.) mamy do czynienia z wartością dodatnią – są to Chiny.

Krajowy przemysł maszynowy i elektromaszynowy

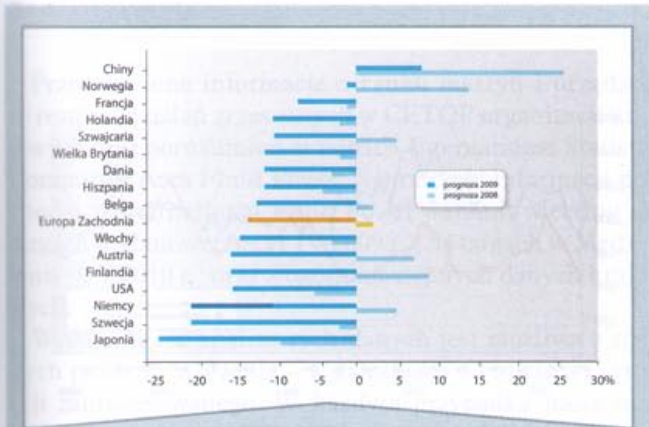
W tabeli 1 przedstawiono dane o produkcji ważniejszych wyrobów polskiego przemysłu maszynowego w latach 2000-2008. Wyraźny wzrost produkcji dotyczy głównie wyrobów, w których udział eksportu jest bardzo wysoki (np. samochody osobowe – 97%, chłodziarki i pralki automatyczne, kuchnie gazowe – ponad 80%). W tych obszarach widać obecnie załamanie koniunktury, chociaż



Rys. 4 Rozwój produkcji przemysłu maszynowego w UE, Niemczech, USA i Japonii [1]



Rys. 5 Rozwój gospodarki globalnej a obroty na rynku maszyn i urządzeń [1]

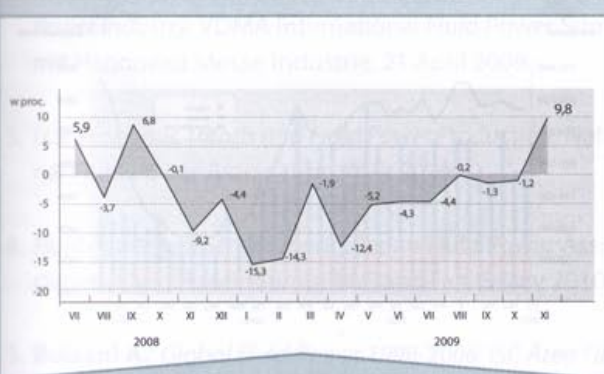


Rys. 6 Prognozy wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń w krajach zachodnioeuropejskich, USA, Chinach i Japonii [1]

jest to zależne od segmentu rynku. Światowy kryzys nie zaszkodził, a wręcz pomógł np. producentom samochodów małolitrażowych.

Na rys. 7 przedstawiono dynamikę wzrostu, licząc miesiąc 2008 r. do miesiąca 2009 r. produkcji przemysłu krajowego. W listopadzie polskie firmy wyprodukowały o 9,8% więcej niż przed rokiem – to lepiej niż przewidywali analitycy optymiści (6-7%). Analizując 11 miesięcy 2009 roku widać, że produkcja krajowego przemysłu jest niższa o 4% w stosunku do roku 2008 [9]. Wzrost produkcji wg GUS [9] dotyczył 26 spośród 34 działów: największy odnotowano w branży chemicznej (38,3%), samochodów (ok. 20%), metali (16,3%) oraz wyrobów z gumy i tworzyw sztucznych (14,8%). Są to jednak branże, w których spadki przed rokiem były największe, a więc jest to odbicie się od dna.

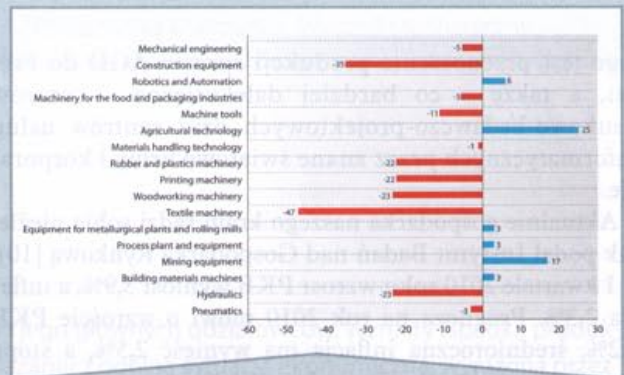
Optymistycznie nastroja wzrost w działach „high-tech” – produkcji komputerów, wyrobów elektronicznych i optycznych (aż o 18%) oraz urządzeń elektrycznych (o 13,9%). Przechodząc do danych bardziej szczegółowych: w ciągu 10 miesięcy 2009 roku produkcja komputerów wyniosła 4,4 mln sztuk (wzrost o 63%), telewizorów – 18,5 mln (wzrost o 36,6%), silników elektrycznych – 13,5 mln (wzrost o 23%), pralek automatycznych – 2,6 mln sztuk (wzrost o 25%). Tę dodatnią dynamikę w pewnym stopniu zawdzięczamy słabemu złotemu, gdyż koszty produkcji w Polsce stały się bardziej atrakcyjne niż w innych krajach Europy. Efektem



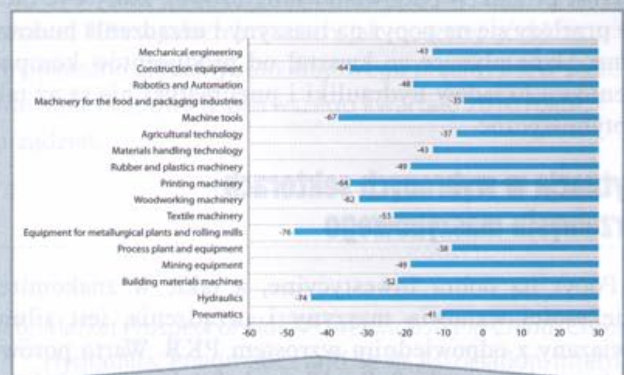
Rys. 7 Dynamika produkcji przemysłowej w Polsce w okresie od lipca 2008 r. do listopada 2009 r. [9]

Tab.2 Wzrost zamówień w wybranych grupach maszyn w przemyśle Niemiec

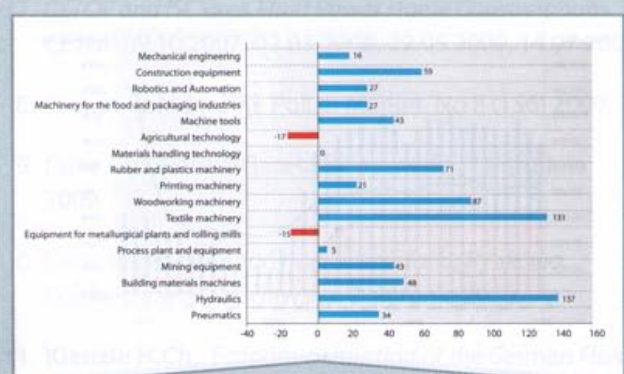
Sektor	2008 do 2007	2009 do 2008	2010 do 2009
Maszyne i urządzenia budowlane	-35%	-64%	+59%
Maszyne do produkcji materiałów budowlanych	+3%	-52%	+43%
Maszyne i urządzenia górnicze	+17%	-49%	+48%



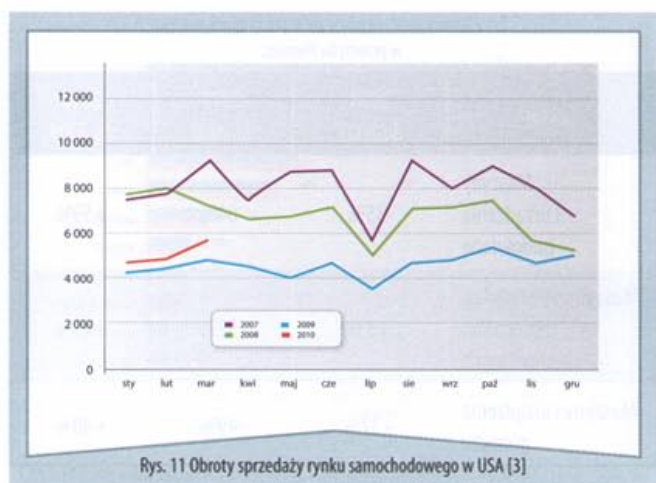
Rys. 8 Wzrost zamówień (rok 2008 do 2007) w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec [2]



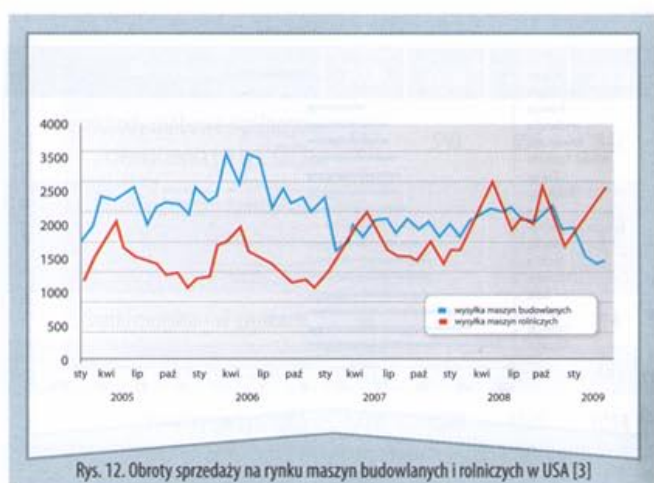
Rys. 9 Wzrost zamówień (rok 2009 do 2008) w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec [2]



Rys. 10 Wzrost zamówień (styczeń-marzec 2010 do 2009) w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec [11]



Rys. 11 Obróty sprzedaży rynku samochodowego w USA [3]



Rys. 12. Obróty sprzedaży na rynku maszyn budowlanych i rolniczych w USA [3]

tego jest przenoszenie produkcji sprzętu AGD do Polski, a także – co bardziej dalekosiężne – centrów naukowo-badawczo-projektowych oraz centrów usług informatycznych przez znane światowe firmy i korporacje.

Aktualnie gospodarka naszego kraju radzi sobie niezłe. Jak podał Instytut Badań nad Gospodarką Rynkową [10], w I kwartale 2010 roku wzrost PKB wyniósł 3,9%, a inflacja 2,3%. Prognoza na rok 2010 mówi o wzroście PKB 3,2%, średnioroczna inflacja ma wynieść 2,5%, a stopa bezrobocia na koniec tego roku – 12,3%.

Produkcja maszyn i urządzeń zmalała, niestety, o 1,8% [9]. Powodem do umiarkowanego optymizmu jest jednak wzrost produkcji budowlano-montażowej, który być może przełoży się na popyt na maszyny i urządzenia budowlane. Dane płynące co kwartał od producentów komponentów i układów hydrauliki i pneumatyki nie są aż tak optymistyczne.

Sytuacja w wybranych sektorach przemysłu maszynowego

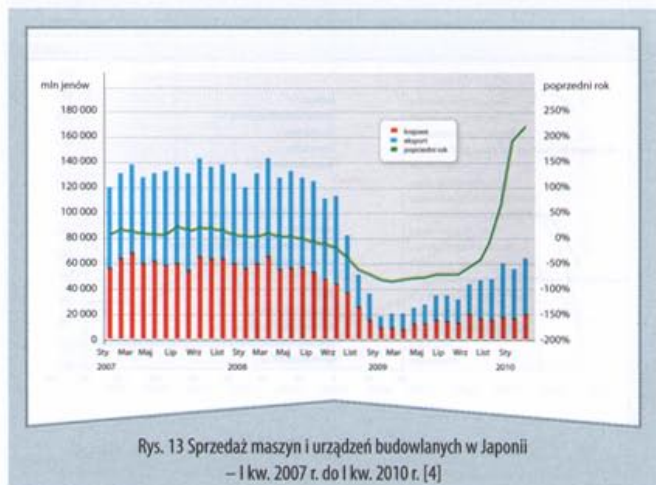
Popyt na dobra inwestycyjne, a takie w znakomitej większości stanowią maszyny i urządzenia, jest silnie związany z odpowiednim wzrostem PKB. Warto porównać ze sobą rysunki 8, 9 i 10, na których przedstawiono

relacje zamówień 2008 do 2007 i 2009 do 2008 oraz 2010 do 2009 (I kwartał) w 15 najważniejszych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec. W dwóch ostatnich wierszach podano dane dla hydrauliki i pneumatyki. Przedstawione informacje są niezwykle istotne, jeżeli zważyć, że obroty niemieckiego rynku maszyn i urządzeń stanowią ponad jedną trzecią rynku UE.

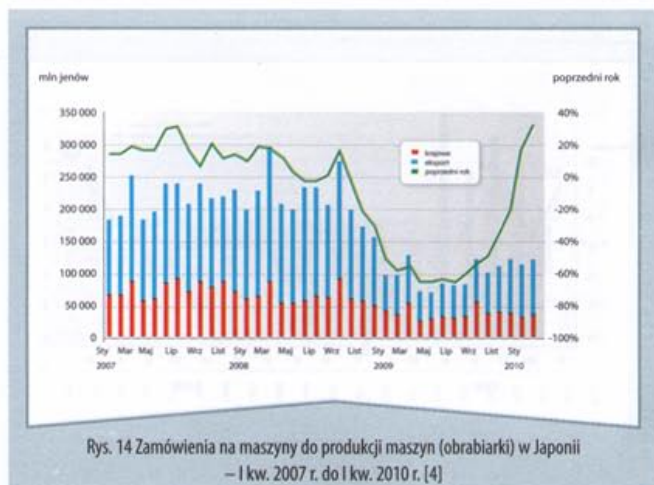
Warto przyjrzeć się danym dla maszyn i urządzeń budowlanych oraz górniczych, zebranych w tabeli 2, świadczącym o turbulentnym rynku.

Tendencje na amerykańskim rynku samochodowym oraz maszyn budowlanych i rolniczych w okresie od stycznia 2005 r. do stycznia 2009 r. przedstawiono odpowiednio na rys. 11 i 12. Bliższa analiza tych cokwartalnych danych pokazuje sezonowość sprzedaży na tych z pozoru tak różnych rynkach. Aktualny kryzys gospodarczy jest tu dobrze widoczny.

Tendencje na japońskim rynku maszyn i urządzeń budowlanych oraz obrabiarek – maszyn do produkcji maszyn – przedstawiono na rys. 13 i 14. Wyróżnione zostały przy tym zamówienia krajowe oraz zamówienia eksportowe, a także odpowiadające im wskaźniki dynamiki wzrostu.



Rys. 13 Sprzedaż maszyn i urządzeń budowlanych w Japonii – I kw. 2007 r. do I kw. 2010 r. [4]



Rys. 14 Zamówienia na maszyny do produkcji maszyn (obrabiaarki) w Japonii – I kw. 2007 r. do I kw. 2010 r. [4]

Podsumowanie

Przedstawione informacje o rynku maszyn i urządzeń to rezultat działań zrzeszonych w CETOP organizacji krajowych oraz porozumień w ramach International Statistic Committee Area Fluid Power. Spora część informacji pochodzi z International Fluid Power Summit Meeting na targach w Hanowerze (21 IV 2009 r.), na targach w Mediolanie (6 V 2010 r.) oraz z ogólnodostępnych danych krajowych.

Wydaje się, że analiza tych danych jest możliwa z różnych punktów widzenia – w zależności od miejsca i sytuacji zainteresowanego. W każdym przypadku może ona być pożyteczna, ponieważ mówi o przeszłości i co nieco o teraźniejszości. O ile chodzi o przyszłość, to dobrze mieć świadomość, że rynek maszyn i urządzeń ma charakter rynku dóbr inwestycyjnych i stanowi pochodną popytu na rynku dóbr konsumpcyjnych. Warto zauważyć, że

wzrost PKB poniżej 2% praktycznie generuje ujemne przyrosty popytu na rynku maszyn i urządzeń jako dóbr inwestycyjnych. Dlatego należy uznać jako warunek konieczny, ale niewystarczający, do funkcjonowania przedsiębiorstwa na rynku, znajomość własnej pozycji i możliwości innych uczestników tego rynku – nie tylko ze swojego sektora.

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

Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

*Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny

➤ Streszczenie

W artykule przedstawiono rynek przemysłu maszynowego i jego głównych udziałowców. Wzrosty (spadki) produkcji i sprzedaży maszyn i urządzeń były analizowane w powiązaniu z ogólną sytuacją ekonomiczną, wyrażoną przez wzrost PKB. Na podstawie danych OECD (EURO-STAT), VDMA, CETOP i International Statistic Committee oraz GUS przedstawiono dynamikę sprzedaży i zamówień w różnych branżach przemysłu maszynowego i elektromaszynowego, porównując rok 2008 do 2007 i 2009 do 2008. Zamieszczone dane dotyczyły takich krajów, jak USA, Niemcy, Japonia i Chiny. Pokazują one spadek zamówień o 30, 40, a nawet 70% w takich branżach, jak maszyny górnicze i energetyczne, maszyny budowlane i obrabiarki. Na tym tle pokazano aktualny stan krajowego przemysłu, w szczególności maszyn i urządzeń. Przedstawiono również aktualne dane liczbowe (z pierwszego kwartału 2010 roku), świadczące o przewyciężaniu kryzysu na rynku maszyn i urządzeń.

➤ Literatura

1. **Wiechers R.:** *EU Mechanical Engineering 2009. Broken Thread.* VDMA International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
2. **Kienzle H.Ch.:** *Economic situation of the German Fluid Power Industry.* VDMA International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
3. *U.S. Economic Trends and Fluid Power Production.* National Fluid Power Association, May 2010.
4. *Fluid Power Industry in Japan.* Japan Fluid Power Association. Fluid Power Summit Milano Fair, 6 May 2010.
5. **Bolzani A.:** *Global Fluid Power 1998-2008. ISC Area Fluid Power.* International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
6. *Market Prospect of Fluid Power Industry in China.* China Hydraulics, Pneumatics and Seals Association. International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
7. *CETOP and ISC area Fluid Power Home Consumptions.* CETOP 09.10.2007, 02.03.2008, 22.05.2009, 14.07.2009.
8. *Economic Magazine Polish Market.* No 8 (156) 2009.
9. *Dane GUS.* Polska-Gazeta Wroclawska, 18 grudnia 2009.
10. *Dane Instytutu Badań nad Gospodarką Rynkową.* Polska-Gazeta Wroclawska, 2 sierpnia 2010.
11. **Kienzle H.Ch.:** *Economic situation of the German Fluid Power Industry.* VDMA. Fluid Power Summit. Milano Fair, 6 May 2010.

➤ Jarosław Konieczny, Waldemar Rączka, Marek Sibiela

Identyfikacja parametrów modelu aktywnego zawieszenia pojazdu

Modelowanie zawieszenia pojazdu jest kluczowym etapem jego budowy. W przypadku aktywnych zawieszonych pojazdów znajomość opisu matematycznego umożliwia analizę jego właściwości, optymalizację konstrukcji oraz jest bardzo pomocna przy syntezy układu sterowania.

Wprowadzenie

Dokładność modelu matematycznego możemy zweryfikować na drodze eksperymentu przez porównanie wyników badań symulacyjnych i wyników uzyskanych w laboratorium. Do tego niezbędny jest model fizyczny zawieszenia. Model taki jest również przydatny przy weryfikacji algorytmu sterowania aktywnym elementem wykonawczym. Zawieszenie, rozumiane jako zespół elementów łączących koła z resztą pojazdu, stanowi jeden z najtrudniejszych do zaprojektowania zespołów samochodu. Przez zawieszenie na nadwozie pojazdu przenoszone są siły powstające na styku koła z nawierzchnią. Zadaniem zawieszenia jest zapewnienie odpowiedniego komfortu jazdy, stateczności oraz dobrej kierowności pojazdem. Głównymi elementami zawieszenia są elementy resorujące i elementy tłumiące.

Elementy resorujące umożliwiają ruch pionowy koła. W praktyce spotykane są następujące elementy resorujące: resor gumowy, sprężyna śrubowa, resor piórowy, sprężyna pneumatyczna, gazowo-olejowy element sprężysty i drążek skrętny. Pojazd, wyposażony jedynie w elementy sprężyste, po najechaniu na przeszkodę mógłby być narażony na zbyt duże oscylacje, dlatego stosowane są elementy tłumiące (amortyzatory), w których siła tłumiąca jest zależna od prędkości. Współczesne amortyzatory to teleskopowe cylindry wypełnione olejem.

Ze względu na budowę wyróżniamy trzy rodzaje zawieszonych: zależne, niezależne i półzależne. Obecnie w samochodach osobowych, w których wymagany jest wysoki komfort jazdy, stosuje się wyłącznie zawieszonych niezależnych.

Jednym z ciekawszych rozwiązań zawieszonych niezależnych w samochodach osobowych jest zawieszenie kolumnowe typu McPherson. Zaletą zawieszonych kolumnowego jest jego prosta budowa: jeden podzespół realizuje prowadzenie, resorowanie i tłumienie drgań koła jezdnych. Elementem sprężystym w tym zawieszonych jest sprężyna śrubowa współosiowa z amortyzatorem. Ponadto, dzięki zwartej i wyodrębnionej konstrukcji dla każdego z kół, możliwe jest zastosowanie zespołu aktywnego zamiast amortyzatora.

W artykule przedstawiono modele: fizyczny (laboratoryjny), fenomenologiczny i parametryczny aktywnego zawieszonych pojazdu. W modelu fizycznym zastosowano elektrohydrauliczny element wykonawczy jako najpopularniejszy, a jednocześnie spełniający założone warunki

(odpowiednia siła i generowane przemieszczenie). Zbudowany model fenomenologiczny zweryfikowano na stanowisku laboratoryjnym. Zamontowany na stanowisku laboratoryjnym model fizyczny posłużył również do identyfikacji współczynników modelu parametrycznego.

Przeprowadzone analizy dotyczą syntezy modelu matematycznego i weryfikacji laboratoryjnej aktywnego zawieszonych pojazdu bez układu sterowania, zatem omawiany model jest modelem otwartym bez sprzężenia zwrotnego. W modelu tym uwzględniono właściwości elektrohydraulicznego aktywnego elementu wykonawczego.

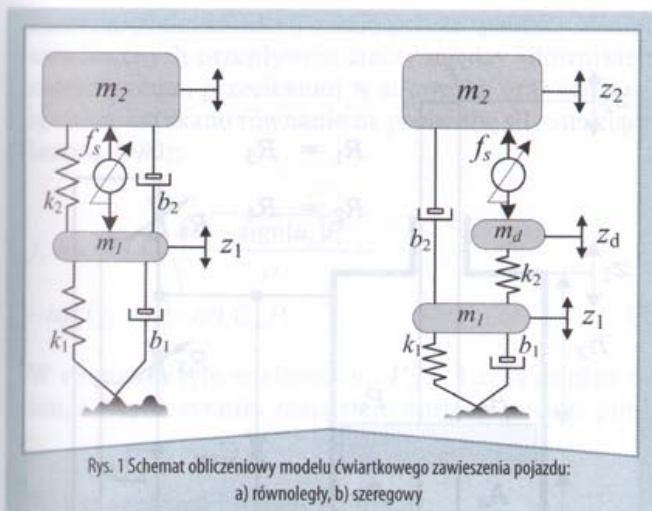
Analiza modeli zawieszonych

Z punktu widzenia odwzorowania fizycznego można rozróżnić następujące rodzaje modeli pojazdu z zawieszonych niezależnym:

- ♦ model pełny 3D
- ♦ model połówkowy 2D
- ♦ model ćwiartkowy 1D.

W modelu pełnym masa pojazdu reprezentowana jest przez skupioną masę resorowaną oraz cztery masy nieresorowane, będące odpowiednikami każdego z kół. Elementy zawieszonych umieszczone między masami nieresorowanymi a resorowaną są reprezentowane przez sprężyny i tłumiki o zredukowanych współczynnikach sztywności i tłumienia. Najczęściej opony kół zamodelowane są jako sprężyny o zredukowanych współczynnikach sztywności. W modelu opony można również uwzględnić jej tłumienie. W pracy (Levitt, 1991) przedstawiono wpływ bardzo małej, ale niezerowej wartości tłumienia względnego ($\xi \approx 0,02-0,05$) dla modelu opony. Tłumienie to powoduje zmniejszenie przyspieszenia drgań pojazdu w kierunku pionowym nawet o 30%. Omawiana struktura ma siedem stopni swobody (7DOF) i umożliwia zamodelowanie: przemieszczenia pionowego zawieszonych, przechyłów wzdłużnych, przechyłów poprzecznych oraz czterech przemieszczeń pionowych każdego z kół. Zatem model ten opisuje zachowanie się pojazdu we wszystkich trzech płaszczyznach (3D). W układach aktywnych jest on wykorzystywany do syntezy regulatora nadrzędnego sterującego całym zawieszonych.

Niekiedy wykorzystywany jest model połówkowy (2D) o czterech stopniach swobody. Model ten uwzględnia przechył wzdłużny, przemieszczenie pojazdu w kierunku pionowym oraz przemieszczenia w kierunku pionowym



Rys. 1 Schemat obliczeniowy modelu ćwiartkowego zawieszenia pojazdu:
a) równoległy, b) szeregowy

przedniego i tylnego koła. Model ten może również opisywać połówkę zawieszenia pojazdu w kierunku poprzecznym. Wówczas uwzględnione są przechyły poprzeczne, przemieszczenie pojazdu w kierunku pionowym oraz przemieszczenia w kierunku pionowym prawego i lewego koła. Bez względu na reprezentowaną płaszczyznę jest to model płaski (2D) o czterech stopniach swobody (4DOF). W przypadku aktywnego zawieszenia sterującego drganiami pojazdu opartego na modelu połówkowym przy syntezie regulatora należy uwzględnić efekt kołysania się (wzdłużnego lub poprzecznego).

Model ćwiartkowy (1D) o dwóch stopniach swobody (2DOF) reprezentuje ćwiartkę zawieszenia pojazdu (rys. 1a i 1b). Model ten opisuje tylko przemieszczenie pojazdu w kierunku pionowym oraz przemieszczenie w kierunku pionowym jednego wybranego koła.

Podobnie jak w modelach 2D i 3D uwzględniono zredukowane współczynniki sztywności: zawieszenia k_2 i opony k_1 oraz zredukowane współczynniki tłumienia zawieszenia b_2 i opony b_1 . Masa m_2 to zredukowana masa ćwiartki pojazdu, przypadająca na zawieszenie jednego koła. Jest to masa resorowana i jedną z podstawowych funkcji zawieszenia jest zmniejszenie w jak największym stopniu drgań tej masy. Masa m_1 to masa nieresorowana, w głównej mierze reprezentująca masę koła i elementów zawieszenia. Zmienne z_2, z_1, w to przemieszczenia pionowe w okolicach położenia równowagi – odpowiednio mas resorowanej, nieresorowanej oraz umownego „punktu” kontaktu opony z nawierzchnią. Struktura ta jest najczęściej wykorzystywana do badań algorytmów sterowania oraz elementów wykonawczych przy syntezie układów aktywnych.

Przedstawiony na rysunku 1a model ćwiartkowy zawieszenia uzupełniono o element wykonawczy generujący siłę aktywną f_s . Można wyobrazić sobie wiele sposobów umieszczenia elementu aktywnego w jednoosiowych układach wibroizolacji. Najłatwiejszymi do zastosowania strukturami w pojazdach osobowych z niezależnym zawieszeniem są struktury równoległa i szeregową. Ich zaletą jest to, że w przypadku awarii układu aktywnego zawieszenie może dalej pracować, choć w ograniczonym zakresie. Dla układu równoległego (*full active*) należy tak zaprojektować zespół wykonawczy, aby awaria nie powo-

dowała jego usztywnienia. Natomiast w przypadku układu szeregowego (*slow active*) awaria zespołu wykonawczego powinna spowodować usztywnienie elementu generującego siłę aktywną f_s .

Struktura równoległa (rys. 1a), nazywana również szerokopasmową, wymaga, by zespół aktywny pracował w szerokim zakresie częstotliwości (od 0 do 10-15 Hz). Szerokoczęstotliwościowy charakter pracy zespołu aktywnego powoduje duże zużycie energii przez ten zespół. Jej zaletą jest to, że nie wymaga ona rozbudowy konstrukcji kolumny zawieszenia.

Struktura szeregową (rys. 1b), nazywaną również wąskopasmową lub o ograniczonym paśmie, pozwala na pracę zespołu aktywnego tylko w zakresie poniżej pierwszej częstotliwości drgań własnych zawieszenia (od 0 do 3-4 Hz). Zastosowanie takiej struktury może spowodować zmniejszenie zapotrzebowania na energię zewnętrzną w porównaniu do układu o strukturze równoległej. Najistotniejszą jej wadą jest znaczne zwiększenie wysokości kolumny zawieszenia szeregowego w celu zachowania takiego samego skoku, jak w zawieszeniu równoległym. Inną wadą tego typu zawieszeń jest duża wrażliwość na zmiany masy resorowanej, co przy zastosowaniu sprężyny k_2 (rys. 1b) o małym współczynniku sprężystości może powodować niestabilną pracę układu. Ze względu na niskoczęstotliwościowy zakres pracy zespołu aktywnego struktura ta jest wykorzystywana do eliminacji drgań wywołanych przechyłami bocznymi (pokonywanie zakrętów) i wzdłużnymi (hamowanie, przyspieszanie) (Wendel G.R. i Stecklein G.L., 1991).

Struktura równoległa w układach aktywnych zawieszonych pojazdów jest najczęściej stosowana ze względu na jej wcześniej wymienione zalety. Fizyczna realizacja tego zawieszenia wiąże się z zamianą amortyzatora na aktywny element wykonawczy. Ze względu na przejrzystość i łatwą ocenę porównawczą do dalszych analiz wybrano tę strukturę, tj. model ćwiartkowy pojazdu przedstawiony na rys. 1a. O wyborze tej struktury zdecydowała również możliwość weryfikacji przeprowadzonych analiz na stanowisku laboratoryjnym.

Synteza modelu fenomenologicznego

Na podstawie przeprowadzonej wcześniej analizy do dalszych rozważań wybrano model ćwiartkowy zawieszenia (1D) o strukturze równoległej.

Model ćwiartkowy zawieszenia pojazdu

Na rysunku 1a przedstawiono model ćwiartkowy pojazdu o parametrach skupionych i strukturze równoległej. Jest to model o dwóch stopniach swobody. Pierwszy stopień swobody – związany z masą m_1 – to część zawieszenia reprezentująca koło wraz z oponą. Masa koła jest masą nieresorowaną. Drugi stopień swobody – związany z masą m_2 – stanowi model 1/4 nadwozia wraz z pasażerami. Masa ta jest nazywana masą resorowaną. Podstawowym zadaniem analizowanej struktury jest ograniczenie do minimum drgań masy m_2 , w obecności stałego oddziaływania zakłócenia w spowodowanego nierównościami drogi.

Zakłada się, że:

- ♦ opona nie traci kontaktu z drogą
- ♦ model o parametrach skupionych
- ♦ stacjonarny
- ♦ model ćwiartkowy.

Dla opisanych założeń sformułowano model, w którym przyjęto następujące oznaczenia:

- v – napięcie sterujące serwowaworem
- w – zakłócenie pochodzące od nierówności drogi
- z_1 – przemieszczenie masy nieresorowanej
- z_2 – przemieszczenie masy resorowanej
- k_1 – współczynnik sztywności koła
- k_2 – współczynnik sztywności zawieszenia
- b_1 – współczynnik tłumienia wiskotycznego koła
- b_2 – współczynnik tłumienia wiskotycznego zawieszenia,

gdzie wejściami obiektu są v, w , a z_2 jest wyjściem.

Równania ruchu masy nieresorowanej m_1 i masy resorowanej m_2 w otoczeniu położenia równowagi mają postać:

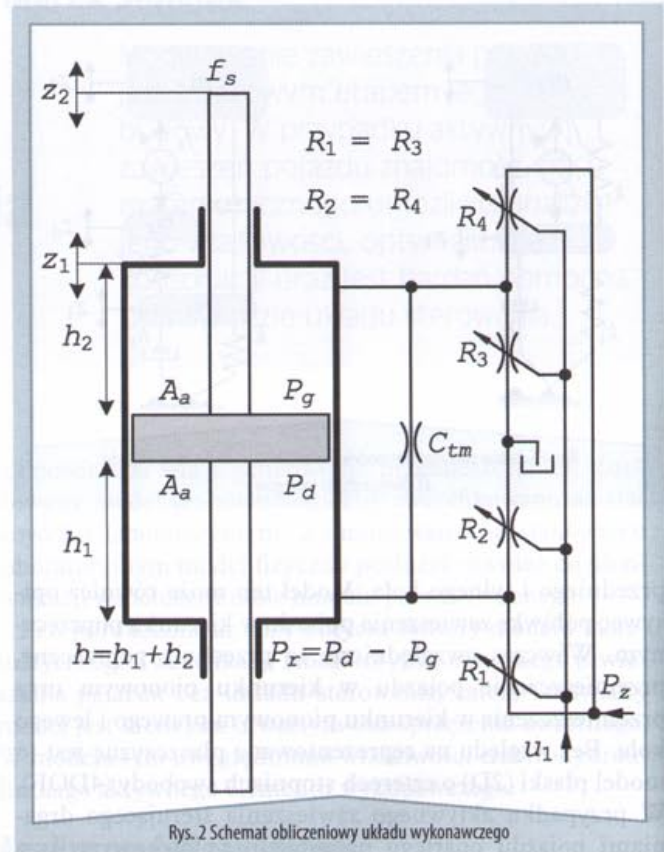
$$m_1 \ddot{z}_1 + b_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + b_1 (\dot{z}_1 - \dot{w}) + k_2 (z_1 - z_2) + k_1 (z_1 - w) = -f_s \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + b_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) = f_s \quad (2)$$

Ze względu na możliwości badawcze stanowiska laboratoryjnego przyjęto, że $m_2 = 86$ kg. Wynika to z maksymalnego możliwego obciążenia stanowiska. Masę nieresorowaną wybrano możliwie najniższą – $m_1 = 11,5$ kg. Stanowią ją: lekki aluminiowy pomost (niezbędny do celów montażowych), elementy prowadzące stanowiska oraz elementy mocujące badane składniki zawieszenia. Stosunek mas niewibroizolowanej do wibroizolowanej wynosi ok. 0,13. Wartości elementów pasywnych układu dobrano tak, aby częstotliwości rezonansowe drgań nietłumionych były zgodne z częstotliwościami układu rzeczywistego – ok. 1,5 Hz i ok. 11 Hz (Crolla 1991, Hansen 1997, Karnopp 2004, Rajamani 2006, Yildirim 2004).

Model układu wykonawczego

Układ wykonawczy to siłownik hydrauliczny sterowany elektrohydraulicznym serwowaworem przepływowym, umieszczony równolegle ze sprężynami i tłumikiem wiskotycznym między masami resorowaną i nieresorowaną (rys. 1a). Generuje on siłę aktywną f_s , której zadaniem jest zminimalizowanie przemieszczenia masy resorowanej m_2 względem zewnętrznego układu odniesienia. Zastosowany siłownik dwustronnego działania z dwustronnym tłoczyskiem jest elementem o wykonaniu specjalnym. Dla zminimalizowania oporów tarcia jego ruchomych elementów zastosowano specjalnie dobrane węzły uszczelniające tłoka i tulei prowadzących. Do sterowania jego pracą zastosowano dwustopniowy, czterodrogowy serworozdzielacz przepływowy typu 4WS2EM 6-1X/20 firmy Rexroth. Serwowawór wykonany jest w wersji standardowej z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym oraz zerowym przekryciem suwaka. W celu wyznaczenia równań dynamiki układu wykonawczego przyjęto schemat obliczeniowy przedstawiony na rysunku 2.



Rys. 2 Schemat obliczeniowy układu wykonawczego

Przyjęto następujące założenia, umożliwiające zapisanie modelu w postaci możliwie najprostszej, przy jednoczesnym zachowaniu istotnych własności obiektu rzeczywistego:

- ♦ do opisu rozpatrywanego układu przyjęto model o parametrach skupionych
- ♦ ze względu na zastosowany duży zbiornik cieczy roboczej oraz zastosowaną metodykę badań pominięto wpływ temperatury na właściwości dynamiczne zespołu aktywnego
- ♦ temperatura czynnika doprowadzanego do układu jest równa temperaturze czynnika znajdującego się w układzie
- ♦ ze względu na zastosowany sposób uszczelnień przyjęto, że siła oporów siłownika związaną z tarciami suchym jest pomijalnie mała
- ♦ w układzie zachodzi przepływ turbulentny przy zachowaniu ciągłości strugi czynnika roboczego
- ♦ liniowe straty ciśnienia są pomijalnie małe, ponieważ przewody łączące poszczególne elementy układu są sztywne i krótkie.

Dla tak przyjętych założeń sformułowano równanie równowagi sił:

$$f_s = f_p - f_{sc} - f_l \quad (3)$$

gdzie:

- f_l – siła związana z przeciekami
- f_p – siła związana z przepływem
- f_s – siła aktywna
- f_{sc} – siła związana ze ściśliwością cieczy.

Po uwzględnieniu sił wynikających ze spadków ciśnień spowodowanych przepływem cieczy między siłownikiem i serwowaworem, przeciekami w siłowniku oraz ściśliwością cieczy uzyskano równanie na pochodną siły sterującej (Viersma 1980):

$$\dot{f}_s = u_1 l \alpha A_a C_d \sqrt{\frac{P_s - \text{sign}(u_1) P_r}{\rho}} - \alpha A_a^2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - \alpha A_a C_{im} P_r \quad (4)$$

W równaniu tym wielkości u_1 , P_s , \dot{z}_2 i \dot{z}_1 są zależne od czasu, a współczynniki mają stałe wartości podane poniżej.

Wykaz oznaczeń i współczynników:

- A_a – powierzchnia czynna siłownika aktywnego; $A_a = 0,765786 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
- C_d – współczynnik wypływu; $C_d = 0,611 [-]$
- C_{im} – współczynnik przecieków siłownika; $C_{im} = 15 \cdot 10^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns}$
- h – skok siłownika; $h = 0,06 \text{ m}$,
- k_{sv} – czułość serwowaworu; $k_{sv} = 0,025 \cdot 10^{-3} \text{ m/V}$
- l – obwód przekroju poprzecznego tłoczka serwowaworu; $l = 15,708 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- P_r – różnica ciśnień w komorach siłownika
- P_s – ciśnienie zasilania zespołu aktywnego; wartość nastawiana w zakresie 1-16 MPa; w trakcie badań $P_s = 12 \text{ MPa}$
- $R_{1,2,3,4}$ – pole powierzchni przekroju przepływowego okna serwowaworu; $R_1 = u_{11}, \dots, R_4 = u_{11}$
- u_1 – przemieszczenie suwaka serwowaworu
- v – napięcie sterujące serwowaworem zespołu aktywnego
- α – współczynnik hydrauliczny; $\alpha = 44,4495 \text{ N/m}^5$
- ρ – gęstość cieczy; $\rho = 880 \text{ Ns}^2/\text{m}^4$
- τ – stała czasowa serwowaworu; $\tau = 2,32 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ dla $P_s = 12 \text{ MPa}$
- Φ – część nieliniowa równania określającego dynamikę zespołu aktywnego.

Model dynamiczny suwaka serwowaworu wraz z jego napędem zapisano równaniem różniczkowym pierwszego rzędu:

$$\tau \dot{u}_1 + u_1 = k_{sv} v \quad (5)$$

Przybliżenia takiego można dokonać i jest ono poprawne dla częstotliwości do około 50 Hz (Levitt 1991, Pizoń 1987, Rexroth).

Pozycjonowanie suwaka u_1 umożliwia doprowadzenie strumienia cieczy ze źródła zasilania do jednej komory siłownika oraz odprowadzanie z drugiej komory do zbiornika oleju. Różnica ciśnień P_r w komorach siłownika powoduje przepływ cieczy roboczej. Mnożąc tę różnicę ciśnień przez powierzchnię czynną tłoka siłownika A_a , uzyskujemy wartość siły aktywnej f_s , którą wyraża następujące równanie:

$$f_s = P_r A_a \quad (6)$$

Równania (3) i (5) układu wykonawczego wykorzystano w modelu matematycznym zawieszenia pojazdu opisanym poniżej.

Model fenomenologiczny struktury równoległej

Do syntezy modelu struktury wykorzystano znajomość praw fizycznych, model kinematyczny struktury równoległej zawieszenia pojazdu oraz równania równowagi sił i przepływów w elektrohydraulicznym układzie wykonawczym (rozdział 3.2.).

Model struktury równoległej przedstawiono w postaci równań stanu i wyjścia. W celu zapisania równań stanu użyto równania (1), (2), (4) i (5).

Przyjęto zmienne stanu w postaci równań:

$$x_1 = z_2 \quad x_2 = \dot{z}_2 \quad x_3 = z_2 - z_1$$

$$x_4 = \int \left[- \left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right) \cdot (z_2 - z_1) + \frac{k_1}{m_1} \cdot (z_1 - w) + \left(\frac{A_a}{m_2} + \frac{A_a}{m_1} \right) \cdot \frac{f_s}{A_a} \right] dt \quad (7)$$

$$x_5 = P_r = \frac{f_s}{A_a} \quad x_6 = u_1$$

Jako trzy pierwsze zmienne stanu wybrano przemieszczenie, prędkość masy resorowanej oraz przemieszczenie masy resorowanej względem masy nieresorowanej. Są to wielkości dobrze opisujące dynamikę obiektu: łatwo jest je zmierzyć, a zatem można wykorzystać je jako sygnały sprzężeń zwrotnych. Zmienna stanu x_4 jest wynikiem przekształceń równań (1) oraz (2). Zmienne x_5 i x_6 opisują dynamikę aktywnego elementu wykonawczego i reprezentują odpowiednio: różnicę ciśnień w komorach siłownika oraz przemieszczenie suwaka serwowaworu, wyznaczone z równania (5).

Ponadto z równania (4) wyodrębniono część nieliniową Φ (12), tak aby macierze A i B w równaniach stanu zawierały wyłącznie składniki liniowe.

Dla tak wybranych zmiennych równania stanu przyjmują następującą postać:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \mathbf{B} \begin{bmatrix} v \\ w \end{bmatrix} + \mathbf{A}_\Phi \Phi$$

$$y = \mathbf{C} [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5 \quad x_6]^T \quad (8)$$

gdzie:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{b_1 \cdot b_2}{m_1 \cdot m_2} & 0 & \frac{b_2}{m_2} \cdot \left(\frac{b_1}{m_1} + \frac{b_2}{m_1} + \frac{b_2}{m_2} \right) - \frac{k_2}{m_2} & -\frac{b_2}{m_2} & \frac{A_a}{m_2} & 0 \\ \frac{b_1}{m_1} & 0 & -\left(\frac{b_1}{m_1} + \frac{b_2}{m_1} + \frac{b_2}{m_2} \right) & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_1} & 0 & -\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right) & 0 & \frac{A_a}{m_1} + \frac{A_a}{m_2} & 0 \\ -A_a \alpha \frac{b_1}{m_1} & 0 & A_a \alpha \left(\frac{b_2}{m_2} + \frac{b_2}{m_1} + \frac{b_1}{m_1} \right) & -A_a \alpha & -C_{im} \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{b_1 \cdot b_2}{m_1 \cdot m_2} \\ 0 & -\frac{b_1}{m_1} \\ 0 & -\frac{k_1}{m_1} \\ 0 & A_a \alpha \frac{b_1}{m_1} \\ \frac{k_{sv}}{\tau} & 0 \end{bmatrix} \quad C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$\Phi = a l C_d x_6 \sqrt{\frac{P_z - \text{sign}(x_6) x_5}{\rho}} \quad (9)$$

Zarówno v , jak i w są wejściami obiektu, jednakże przemieszczenie w jest traktowane jako zakłócenie, a napięcie sterujące v jako wejście.

Macierz B przekształcono zgodnie ze wzorami poniżej:

$$B_v = B \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad B_w = B \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$A_\Phi = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0]^T$$

Równania stanu przyjmą wówczas postać:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_v v + B_w w + A_\Phi \Phi \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (11)$$

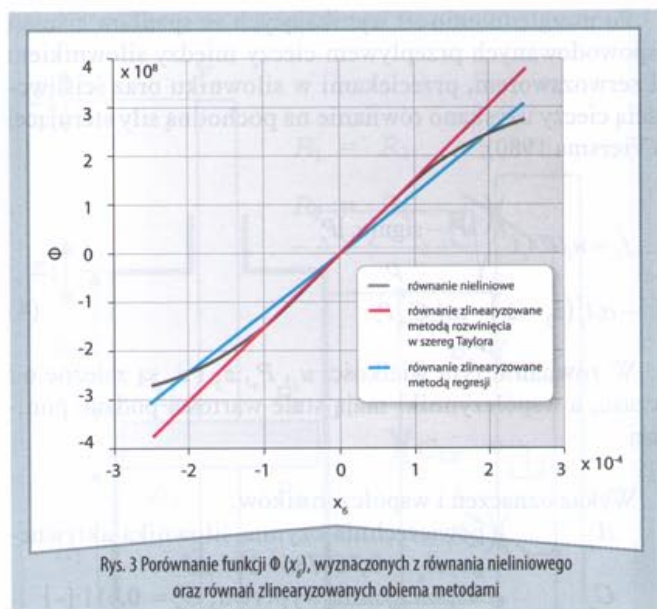
gdzie v i w są wielkościami skalarnymi.

Linearyzacja modelu fenomenologicznego

Sformułowany powyżej model nieliniowy zlinearyzowano dwiema metodami: rozwinięcia w szereg Taylora oraz numeryczną. Linearyzację metodą rozwinięcia w szereg Taylora nieliniowej części równań stanu (11) przeprowadzono w punkcie pracy. Jako punkt pracy przyjęto zerową wartość różnicy ciśnień oraz środkowe położenie suwaka serwowaworu $(x_{5_0}, x_{6_0}) = (0,0)$, ponieważ w stanie statycznym środkowemu położeniu suwaka serwowaworu odpowiada równowaga ciśnień w komorach siłownika. Tak przyjęty punkt pracy dodatkowo nie powoduje przesunięcia zmiennych stanu – wartość funkcji w punkcie pracy jest równa zero.

Rozwinięcie w szereg Taylora pozwoliło na otrzymanie zlinearyzowanej postaci równania (9) pokazanej poniżej:

$$\Phi = a l C_d \sqrt{\frac{P_z}{\rho}} (x_6 - x_{6_0}) = a l C_d \sqrt{\frac{P_z}{\rho}} x_6 \quad (12)$$



Rys. 3 Porównanie funkcji $\Phi(x_6)$, wyznaczonych z równania nieliniowego oraz równań zlinearyzowanych obiema metodami

Drugą zastosowaną metodą linearyzacji równań stanu (11) jest metoda numeryczna, przybliżająca model nieliniowy w wybranym przedziale pracy. Znając zakres zmienności funkcji zmiennych stanu x_5 i x_6 , wygenerowano wektory danych wejść x_5 i x_6 oraz wyjścia Φ na podstawie równania nieliniowego (11). Dane wejściowe x_5 i x_6 zamodelowano jako nieskorelowane zmienne losowe o rozkładzie Gaussa. Za pomocą wielowymiarowej regresji liniowej określono zależność nieliniowej funkcji Φ od zmiennych wejściowych x_5 i x_6 w założonym przedziale pracy. Liniowy model zapisano w postaci (13), która odwzorowuje zmienne stanu w przedziale $x_5 = \pm 0,25 \text{ mm}$ i $x_6 = \pm 7 \text{ MPa}$.

$$\Phi = -341,2x_5 + 4,666E13x_6 \quad (13)$$

Na rysunku 3 przedstawiono porównanie przebiegów funkcji: nieliniowej (9) i jej zlinearyzowanych postaci (12) i (13).

Dodatkowo, w celu wyznaczenia wpływu linearyzacji na zmianę właściwości dynamicznych modelu obiektu, wyznaczono amplitudowe charakterystyki Bodego wyjścia z_2 względem wejść v i w . Otrzymane charakterystyki pokazały, że odwzorowanie modelu nieliniowego poprzez modele liniowe jest poprawne w całym zakresie rozpatrywanych częstotliwości.

Synteza modelu parametrycznego

Na podstawie oceny jakościowej wyznaczonych modeli liniowych do dalszych prac przyjęto model (13). Zastosowany model lepiej przybliża model nieliniowy (9). W zakresie zmiennej x_6 od $2,5E-4$ do $2,5E-4$ model (13) ma o połowę mniejszy błąd niż model (12). Identyfikację modelu liniowego dokonano metodą wyznaczania współczynników równań różniczkowych pierwszego rzędu opisujących dynamikę obiektu. Wykorzystano metodę wielowymiarowej regresji liniowej. W trakcie badań laboratoryjnych model fizyczny struktury równoległej podda-

no wymuszeniom w postaci nieskorelowanych sygnałów losowych wprowadzonych na obydwie wejścia. W trakcie eksperymentu rejestrowano następujące wielkości: zadane wymuszenie kinematyczne w , zadane napięcie sterujące serwowazorem v , wyjście obiektu – przemieszczenie masy resorowanej z_2 , przemieszczenie masy nieresorowanej z_1 , ciśnienia w komorach siłownika P_d i P_g , ciśnienie zasilania elementu aktywnego P_z oraz wartość przepływów chwilowych Q_z pomiędzy agregatem zasilającym i elementem aktywnym. Po usunięciu trendów oraz odcięciu składowych wysokoczęstotliwościowych wyznaczono pochodne rejestrowanych sygnałów.

Na podstawie zbudowanego modelu fenomenologicznego oraz modeli przedstawionych w literaturze (Pizoń 1987, Viersma 1980, Wendel 1991, Yildirim 2004, Yu 1998a, Yu 1998b, Zaremba 1997), wybrano następujące wielkości fizyczne jako zmienne stanu charakteryzujące obiekt:

$$x_1 = z_2, x_2 = \dot{z}_2, x_3 = z_1, x_4 = \dot{z}_1, x_5 = P_r = P_d - P_g$$

Dodatkowo, jako szóstą zmienną stanu, wybrano pochodną pracy wykonanej przez agregat zasilający zespół aktywny $x_6 = P_z Q_z$. Zatem x_6 jest miarą mocy pobieranej z agregatu. Z tak zdefiniowanych zmiennych procesowych wyznaczono macierz pomiarową \mathbf{X} , złożoną ze zmierzonych szeregów czasowych zmiennych stanu i szeregów czasowych wielkości sterujących v i w . Wektor parametrów estymowano metodą najmniejszych kwadratów opisaną wzorem:

$$\hat{\beta} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \dot{x}_n \quad (14)$$

gdzie $n = 1, \dots, 6$.

Model parametryczny ćwiartkowego zawieszenia pojazdu, uzyskany z identyfikacji, reprezentują równania:

$$\dot{x} = \mathbf{A}x + \mathbf{B} \begin{bmatrix} v \\ w \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$y = \mathbf{C}x + \mathbf{D}u$$

gdzie:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -231 & -46 & 23 & 40 & 2504 & -401800 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 305 & 50 & -1248 & -77 & -3493 & 596600 \\ 2 & -1 & -6 & 1 & -53 & 10220 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 4442 & 212 \\ 0 & 0 \\ -6879 & 949 \\ 47 & 4 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

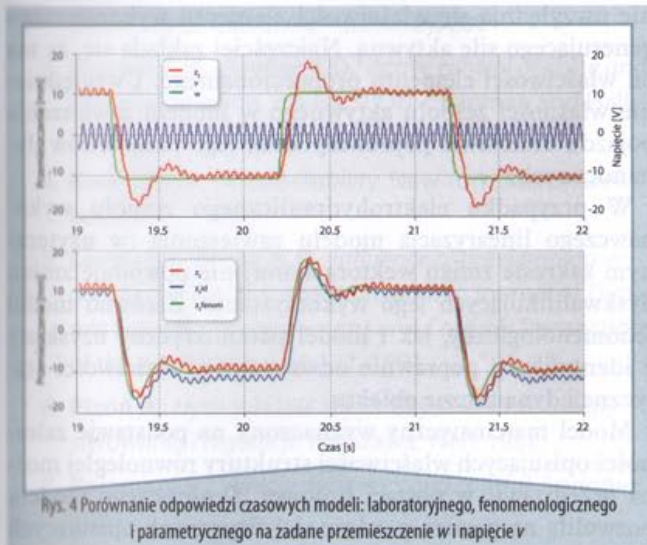
$$\mathbf{D} = [0 \ 0]$$

Weryfikacja modeli na stanowisku laboratoryjnym

Model matematyczny, opracowany i opisany w poprzednich rozdziałach, zweryfikowano eksperymentalnie. W tym celu przeprowadzono badania na stanowisku laboratoryjnym. Strukturę równoległą zrealizowaną na stanowisku badawczym poddano wymuszeniu kinematycznemu w w postaci sygnału prostokątnego. Na drugie wejście obiektu v (napięcie sterujące serwowazorem zespołu aktywnego) podano sygnał sinusoidalny o liniowo narastającej w czasie częstotliwości od 0,063 do 40 Hz. Czas przejścia od częstotliwości początkowej do końcowej wynosił 40 s. Badania przeprowadzono przy różnych amplitudach sygnałów wejściowych. W trakcie badań rejestrowano zarówno sygnały wejściowe, jak i sygnał wyjściowy – przemieszczenie masy wibroizolowanej m_2 .

Przykładowy fragment przebiegów czasowych przy amplitudzie wymuszenia kinematycznego w równej ± 10 mm i amplitudzie napięcia sterującego v równej $\pm 3V$ przedstawiono na rysunku 4. Na rysunku przedstawiono również odpowiedzi czasowe modeli fenomenologicznego i parametrycznego dla zadanego przemieszczenia w i napięcia v .

Zarówno model fenomenologiczny, jak i model parametryczny poprawnie odwzorowują kształt sygnału wyjściowego z obiektu. Zaobserwowano gorsze odwzorowanie wyższych częstotliwości przez model fenomenologiczny. Model ten można zoptymalizować na drodze symulacji przez dostrojenie parametrów takich jak: wzmocnienie serwowozoru, przecieki między komorami siłownika oraz parametry geometryczne tłoczka serwowozoru. Ponieważ model ten służył tylko do weryfikacji modelu parametrycznego oraz wyznaczenia zmiennych procesowych decydujących o dynamice obiektu, uzyskane wyniki uznano za zadowalające. Model parametryczny wykazuje większą zgodność z modelem laboratoryjnym, jak również uwzględnia energię zużywaną przez zespół aktywny. Te czynniki dodatkowo zadecydowały



Rys. 4 Porównanie odpowiedzi czasowych modeli: laboratoryjnego, fenomenologicznego i parametrycznego na zadane przemieszczenie w i napięcie v

o wyborze opisanego modelu do syntezy układu regulacji.

Podobną zbieżność uzyskano przy jednoczesnym wymuszeniu sygnałem losowym na wejściach w i v , przy czym zadbano o to, aby sygnały te nie były ze sobą skorelowane.

Właściwości dynamiczne struktury równoległej

Właściwości dynamiczne układu otwartego struktury równoległej można określić na podstawie modelu wyznaczonego na drodze identyfikacji. W zidentyfikowanym modelu (15) podzielono macierz sterowania \mathbf{B} na dwie składowe \mathbf{B}_v i \mathbf{B}_w tak, aby odpowiadały dwóm wejściom układu: sterującemu v i zakłócającemu w . Równania (15) przyjmują wówczas postać:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_v v + \mathbf{B}_w w \\ y &= \mathbf{C}\mathbf{x} \end{aligned} \quad (16)$$

Równanie charakterystyczne dla macierzy \mathbf{A} wyznaczone z zależności

$$\begin{aligned} |s\mathbf{I} - \mathbf{A}| &= 0 \\ s^6 + 177s^5 + 15713s^4 + 300095s^3 + \\ + 6612388s^2 + 14887015s + 8559185 &= 0 \end{aligned} \quad (17)$$

Po rozwiązaniu równania (17) otrzymano wartości własne macierzy \mathbf{A} :

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= -1, & \lambda_2 &= -1,44, \\ \lambda_3 &= -7,49 + j 20,6, & \lambda_4 &= -7,49 - j 20,6, \\ \lambda_5 &= -79,8 + j 77,8, & \lambda_6 &= -79,8 - j 77,8. \end{aligned}$$

Dla każdej z wartości własnych wyznaczono częstotliwości drgań własnych f_{oi} i współczynniki tłumienia względne ξ_i . Wartości te wyznaczono ze wzorów (18) i (19):

$$f_{oi} = \frac{|\lambda_i|}{2\pi} = \frac{\sqrt{\text{Re}^2(\lambda_i) + \text{Im}^2(\lambda_i)}}{2\pi} \quad (18)$$

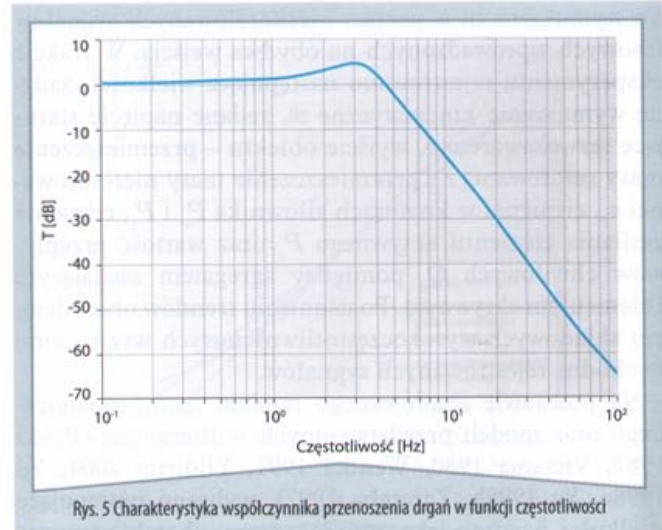
$$\xi_i = \cos(\beta_i) \quad (19)$$

gdzie β_i jest kątem, jaki tworzy wektor własny z osią rzeczywistą układu współrzędnych. Wyznacza się go ze wzoru:

$$\beta_i = \arctg\left(\frac{\text{Im}(\lambda_i)}{\text{Re}(\lambda_i)}\right)$$

Wartości częstotliwości drgań własnych i współczynników tłumienia względne wyznaczone dla wartości własnych macierzy \mathbf{A} są następujące:

$$\begin{aligned} f_{o1} &= 0,16, & \xi_1 &= 1, \\ f_{o2} &= 0,23, & \xi_2 &= 1, \\ f_{o3} = f_{o4} &= 3,48, & \xi_3 = \xi_4 &= 0,34, \end{aligned}$$



$$f_{o5} = f_{o6} = 17,7, \quad \xi_5 = \xi_6 = 0,72.$$

Na rysunku 5 przedstawiono charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową względem wejścia zakłócającego w . Jest ona odpowiednikiem funkcji przenoszenia drgań zdefiniowanej jako stosunek amplitudy drgań na wyjściu $y = z_2$ do amplitudy drgań na wejściu w wyrażonej w decybelach dla częstotliwości z zakresu 0,1 do 100 Hz. Charakterystykę przedstawioną na rysunku 5 wyznaczono na podstawie badań symulacyjnych zidentyfikowanego modelu przy zerowym napięciu sterującym zespołem aktywnym ($v = 0$). Zakłada się, że projektowany regulator powinien doprowadzić do zredukowania wzmocnienia drgań w okolicach częstotliwości rezonansowej $f_0 = 3,48$ Hz i zmniejszyć ich przenoszenie w całym zakresie częstotliwości.

Z punktu widzenia efektywności redukcji drgań charakterystyka przenoszenia drgań jest najistotniejszym kryterium jakości układu wibroizolacji.

Podsumowanie

W większości modeli służących do syntezy układu sterowania aktywnego układu redukcji drgań w pojazdach nie uwzględnia się właściwości elementu wykonawczego generującego siłę aktywną. Najczęściej zakłada się, że ma on właściwości elementu proporcjonalnego. Uwzględnienie własności zespołu aktywnego w modelu zawieszenia pojazdu umożliwi poprawną ocenę jego parametrów dynamicznych.

W przypadku elektrohydraulicznego zespołu wykonawczego linearyzacja modelu zawieszenia (w użytecznym zakresie zmian wektora stanu) nie powoduje zmian dyskwalifikujących jego wykorzystanie. Zarówno model fenomenologiczny, jak i model parametryczny uzyskany z identyfikacji poprawnie odwzorowują właściwości statyczne i dynamiczne obiektu.

Model matematyczny wyznaczony na podstawie zależności opisujących właściwości struktury równoległej można przedstawić w postaci liniowej. Synteza tego modelu pozwoliła na poznanie zależności fizycznych opisujących

rozpatrywaną strukturę zawieszenia. Wybrano zmienne stanu odwzorowujące właściwości dynamiczne struktury. Porównanie odpowiedzi czasowych modelu fenomenologicznego oraz modelu uzyskanego z identyfikacji z odpowiedziami czasowymi fizycznego modelu laboratoryjnego pozwoliło na weryfikację poprawności metody.

Model parametryczny wykazuje większą zgodność z modelem laboratoryjnym, jak również umożliwia ocenę energii zużywanej przez zespół aktywny. W modelu tym jako składową wektora stanu zdefiniowano moc pobieraną przez zespół aktywny z jego źródła zasilania. Tego typu podejście umożliwia uwzględnienie już na etapie projektu układu sterowania zarówno energii pobieranej przez zespół aktywny, jak i efektywności wibroizolacji. Zważywszy na to, że wysoka energochłonność aktywnych układów redukcji drgań jest jedną z głównych przyczyn ich rzad-

kiego stosowania, model zaproponowany przez autorów może posłużyć do syntezy układu o mniejszym zapotrzebowaniu na energię zewnętrzną. ■

dr inż. Jarosław Konieczny, dr inż. Waldemar Rączka,
dr inż. Marek Sibiela

Katedra Automatykacji Procesów,
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
Akademii Górniczo-Hutniczej im. Stanisława Staszica
w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

jaroslaw.konieczny@agh.edu.pl
waldemar.raczka@agh.edu.pl
marek.sibiela@agh.edu.pl

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2010-2013 jako projekt badawczy nr N N502 213938.

➤ Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę modeli zawiesznień pojazdów. Na jej podstawie do dalszych analiz wybrano model ćwiartkowy o strukturze równoległej aktywnego zawieszenia pojazdu. Zaproponowany model matematyczny uwzględnia właściwości dynamiczne elektrohydraulicznego elementu aktywnego, opisane go nieliniowymi równaniami różniczkowymi. Po zlinearyzowaniu modelu matematycznego zapisano go za pomocą równań stanu. W drugiej części zrealizowano

model fizyczny zawieszenia oraz przeprowadzono, na stanowisku laboratoryjnym, jego identyfikację parametryczną. Wyniki symulacji komputerowych – zrealizowanych na podstawie modelu fenomenologicznego – porównano z wynikami badań eksperymentalnych aktywnego zawieszenia pojazdu. W ostatniej części artykułu wyznaczono właściwości statyczne i dynamiczne układu zawieszenia (bez regulatora) na podstawie wybranego modelu.

➤ Literatura

1. **Crolla D.A., Abdel_Hady M.B.A.:** *Active suspension control; performance comparisons using control laws applied to a full vehicle model.* Vehicle System Dynamics, 20, 107-120, 1991.
2. **Donahue M.D.:** *Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort.* University of California – Berkeley, 2001.
3. **Hansen C.H., Snyder S.D.:** *Active control of noise and vibration.* London, E & FN SPON: Chapman and Hall, 1997.
4. **Karnopp D.:** *Vehicle stability.* New York, Marcel Dekker, 2004.
5. **Levitt J.A., Zorka N.G.:** *Influence of tire damping in quarter car active suspension models.* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control: Transactions of the ASME, 113, 134-137, 1991.
6. **Pizoń A.:** *Hydrauliczne i elektrohydrauliczne układy sterowania i regulacji.* Warszawa, WNT 1987.
7. **Rajamani R.:** *Vehicle dynamics and control.* Springer, 2006
8. Rexroth, Katalog firmy Mannesmann Rexroth.
9. **Viersma J.T.:** *Analysis, synthesis and design of hydraulics servosystems and pipelines.* Amsterdam, Elsevier Scientific Publishing Company, 1980.
10. **Wendel G.R., Stecklein G.L.:** *A regenerative active suspension system.* Vehicle Dynamics and Electronic Controlled Suspensions. SAE Special Publication Number 861, 129-135, 1991.
11. **Yildirim S.:** *Vibration control of suspension using a proposed neural network.* Journal of Sound and Vibration 277 (2004), pp. 1059-1069, 2004.
12. **Yu F., Crolla D.A.:** *An optimal self-tuning controller for an active suspension.* Vehicle System Dynamics 29, pp. 51-65, 1998a.
13. **Yu F., Crolla D.A.:** *State observer design for an adaptive vehicle suspension.* Vehicle System Dynamics 30, pp. 457-471, 1998b.
14. **Zaremba A.:** *Optimal active suspension design using constrained optimization.* Journal of Sound and Vibration 207 (3), pp. 351-364, 1997.

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
Pneumaticon
CPP Prema

II okt.
III okt.

Artykuły sponsorowane
Festo

5

CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI

PREMA S.A. Kielce



silowniki pneumatyczne
D12 i D320, ISO i CNOMO
z elementami mocującymi



silowniki pneumatyczne
kompaktowe i dociskowe
D16 i D100



cylintry hydrauliczne
D25 i 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

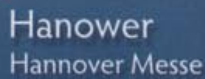
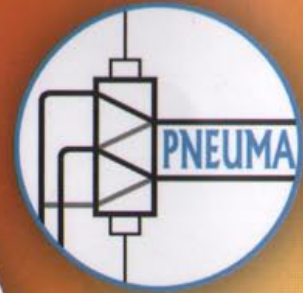
Pneumatyka



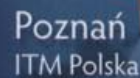
HANNOVER
MESSE



AUTOMATICON®
WARSZAWA
AUTOMATYKA POMIARY ELEKTRONIKA



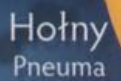
Hanower
Hannover Messe



Poznań
ITM Polska



Warszawa
Automaticon



Hołny
Pneuma



ITM
POLSKA



Katowice
HPS



Kielce
Pneumaticon



HPS



Pneumaticon

Jesteśmy z Wami na targach