

Pneumatyka

3(72)2009

KWARTALNIK

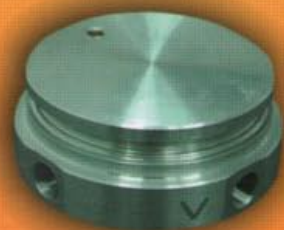
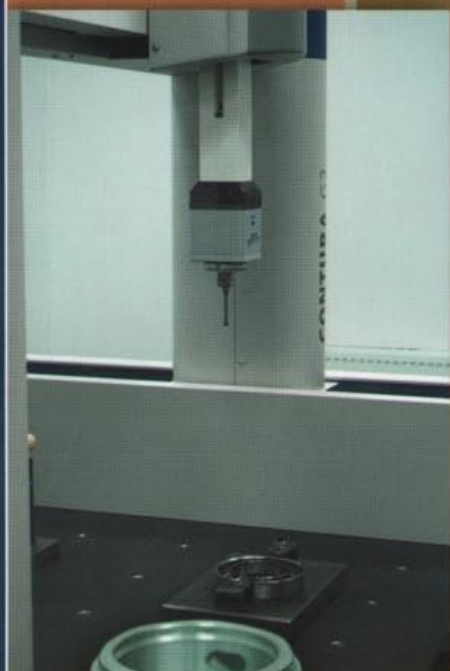
cena 12 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

REWA



Chwytki
pneumatyczne

Klapy dymowe

Napędy
hydrauliczne

Napędy
pneumatyczne

Normalizacja

Ogniwa
paliwowe

Pneumatyczne
poduszki

Siłowniki

WYDAWNICTWO
pneumatyka

Rewa na oddymianie

str. 13-15



Deltech
AN SPX BRAND

FESTO

BIBUS MENOS

Parker


domnick hunter

legris



Atlas Copco

AIR LIQUIDE

 **Donaldson.**
Filtration Solutions



ALUP
Kompressoren

INWET

SPX
WHERE IDEAS MEET INDUSTRY

ALMIG
since 1923

COMPRESSOR.COM.PL



METAL WORK
PNEUMATIC

marani
OUTSOURCING AIR COMPANY



WYDAWNICTWO
pneumatyka

- systemy sprężonego powietrza
- napędy i sterowanie pneumatyczne
- instalacje pneumatyczne
- technika próżniowa
- sprężarki
- dmuchawy
- narzędzia pneumatyczne



TargiKielce

PNEUMATICON

III Targi Pneumatyki, Hydrauliki,
Napędów i Sterowań

2-4.03.2010, 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



**CENY PROMOCYJNE
do 30 listopada 2009**

Patronat Medialny

mechanik

Patronat Internetowy

OGRZEWNICTWO PL



narzedziownia.org

Portal branży narzędziowej

SterownikiOnline.pl



WYDAWNICTWO
pneumatyka

KLIMATYZACJA PL

automatyka.pl

elektryka.org

NapedyOnLine.pl

PomiaryOnline.pl

www.pneumaticon.targikielce.pl

Targi Kielce, ul. Zakładowa 1, 25-672 Kielce

Informacje o targach: Menedżer Projektu - Joanna Adamczyk

tel.: 041 365 12 14, fax: 041 365 13 13, e-mail: adamczyk.j@targikielce.pl

➤ **Małgorzata Wiewiórowska**

Spotkanie partnerów biznesowych



Takich spotkań partnerów biznesowych jest sporo i trudno o wszystkich pisać na łamach naszego czasopisma. Ale to, które odbyło się w Krośnie 8 października br., było o tyle niecodzienne, że zbiegło się z uruchomieniem nowej, zmodernizowanej sprężarki w ZUN Naftomet.

Tematyka spotkania była również interesująca z punktu widzenia pneumatyki. Na wstępie prof. Łukasz Węsierski z Politechniki Rzeszowskiej przedstawił zagadnienie „globalizacji w sferze techniki” na przykładzie nowo powstałej dziedziny nauki – mechatroniki. Pokazał też, jak wkroczyła ona w sferę sprężarek i jak obecnie systemowo należy podchodzić do inwestycji w maszyny i urządzenia. Następnie przedstawiciele firm: ZUN Naftometu z Krosna, In-Techu i Donaldsona z Warszawy zaprezentowali swoje produkty, szczególnie zwracając uwagę na ich nowoczesność, ekologiczność

i energooszczędność. Partnerzy biznesowi, którzy w liczbie około 40 osób przybyli z różnych stron Polski, mieli okazję porozmawiać na tematy realizowanych projektów i inwestycji oraz nawiązać bliższy kontakt.

Po prezentacjach uczestnicy sympozjum udali się na teren ZUN Naftomet, aby obejrzeć sprężarkownię, usytuowaną w starej, odremontowanej spawalni. Robiła duże wrażenie:

nowoczesne, zabudowane sprężarki, brak płataniny rurociągów, wytłumienie hałasu, odzysk ciepła, sterowanie całą siecią sprężonego powietrza – to rzucało się w oczy już od przekroczenia progu budynku. Potem była możliwość zwiedzenia zakładu i zapoznania się z produkcją ZUN Naftomet. Gospodarze mają się czym pochwalić: produkowane przez nich zawory, stosowane w przemyśle naftowym, cieszą się sporym uznaniem i trafiają m.in. do platform wiertniczych na Morzu Północnym. ZUN Naftomet wykonuje również sprzęt na specjalne zamówienie, czego przykładem jest choćby pług śnieżny dla Warszawy.

Spotkanie zakończyło się dyskusją i wspólną kolacją w dworku w pobliskim Krościenku.



Pneumatyka

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

Korekta
Sławomir Gruca

DTP
Marcin Maciński

Komitet naukowo-techniczny

prof. nadzw. dr hab. inż.
Łukasz N. Węsierski

prof. zw. dr hab. inż.
Tadeusz Mikulczyński

prof. nadzw. dr hab. inż.
Mariusz Olszewski

prof. dr hab. inż.
Franciszek Siemieniako

Drukarnia
UrDruk

WYDAWNICTWO pneumatyka

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

Recenzenci wydania

Jerzy Iwaszko
Tadeusz A. Knap
Kazimierz Peszyński
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 całości lub w części wyłącznie za zgodą wydawcy.

W numerze

- | | | | |
|---|---------------|--|---------------|
| ▶ napędy
Badania symulacyjne napędów
pneumatycznych z siłownikami | 31..37 | ▶ napędy
Opis modelowy przepływu cieczy roboczej
w długiej linii hydraulicznej | 16..24 |
| ▶ laboratorium
Mechatroniczne stanowisko dydaktyczne
układów napędu i sterowania pneumatycznego | 48..51 | ▶ zastosowanie pneumatyki
Pneumatyczne poduszki podnoszące
– badanie odporności na przebicie | 6..9 |
| ▶ nauka i technika
Model decyzyjny pilota w systemie
bezpiecznego użytkownika śmigłowców | 42..47 | ▶ klapy dymowe, siłowniki
Rewa na oddymianie | 13..15 |
| ▶ normalizacja
Normalizacja napędów płynowych.
Aktualizacje i dalsze informacje | 38..41 | ▶ wydarzenia
Seminarium firmy SMC
na Politechnice Rzeszowskiej | 25 |
| ▶ napędy
Ogniwa paliwowe BASF nad chmurami | 10..12 | ▶ zastosowanie pneumatyki
Specjalne chwytaki do palet
z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi | 26..30 |

WYDAWNICTWO

pneumatyka

wydawca kwartalnika

Pneumatyka

- systemy sprężonego powietrza
- napędy i sterowanie pneumatyczne
- instalacje pneumatyczne
- technika próżniowa
- sprężarki
- dmuchawy
- narzędzia pneumatyczne

Pneumatyka
PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

*zapraszamy
reklamodawców
do współpracy!*

1(70)2009

KWARTALNIK

Cena 12 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

Czujnik
pneumatyczny

Manipulator
pneumatyczny

50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28

tel./fax: 071 343 18 12, 071 343 18 20

e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

➤ Stanisław Koziół, Krzysztof Matecki, Eugeniusz Matras, Tomasz Samborski

Pneumatyczne poduszki podnoszące – badanie odporności na przebicie

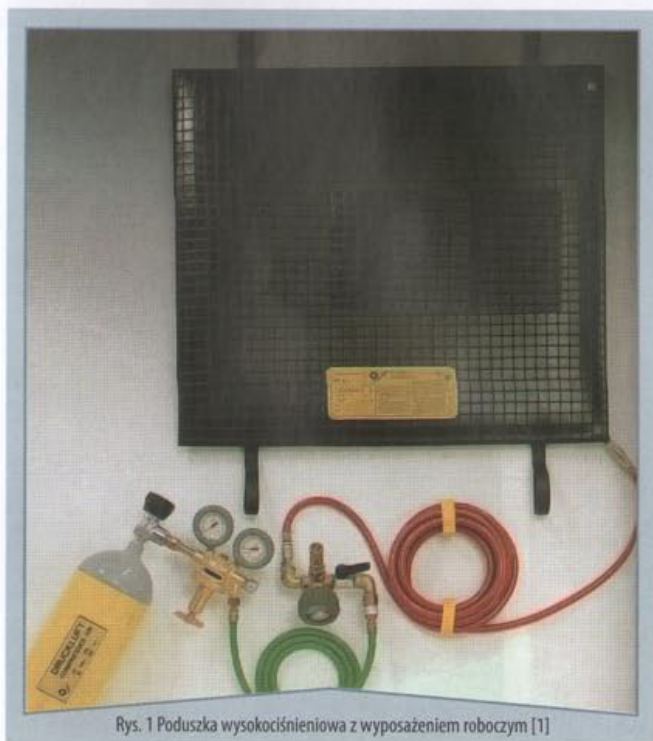
Pneumatyczne poduszki podnoszące należą do podstawowego wyposażenia służb ratownictwa technicznego. Wykorzystywane są także w przemyśle.

Pneumatyczne poduszki podnoszące

Zadaniem pneumatycznych poduszek podnoszących jest przemieszczanie (podnoszenie) pojazdów, elementów konstrukcyjnych np. budowlanych, przewróconych drzew podczas działań podejmowanych w następstwie wypadków komunikacyjnych, katastrof budowlanych czy klęsk żywiołowych. W przemyśle używane są również podczas prac takich jak czynności obsługowo naprawcze przy rurociągach czy podnoszenie budowli. Poduszka w stanie nie-napełnionym ma niewielką wysokość i może być umieszczona nawet w bardzo wąskiej przestrzeni pomiędzy np. gruntem, a podnoszonym elementem. Napełnienie poduszki sprężonym powietrzem ze zbiornika ciśnieniowego powoduje zwiększenie jej wysokości i uniesienie spoczywającego na niej elementu. Znaczne wartości siły podnoszącej uzyskuje się napełniając poduszkę powietrzem o ciśnieniu do 1,0 MPa (10 bar). Systemy poduszek podnoszących używane są najczęściej w połączeniu z innymi narzędziami do podtrzymania lub stabilizacji przemieszczanego ładunku takimi jak zblocza, kliny, żerdzie itp.

W ratownictwie technicznym używane są trzy podstawowe rodzaje poduszek pneumatycznych:

- ♦ poduszki podnoszące wysokociśnieniowe (rys. 1),



Rys. 1 Poduszka wysokociśnieniowa z wyposażeniem roboczym [1]

- ♦ poduszki podnoszące niskociśnieniowe tzw. wysokiego podnoszenia (rys. 2),
- ♦ poduszki uszczelniające do zaślepiania przepustów i uszkodzonych rurociągów.

Napełnianie poduszek w warunkach prowadzonych akcji odbywa się najczęściej przy pomocy butli ze sprężonym powietrzem. Ponadto mogą być one zasilane przez stacjonarne sieci sprężonego powietrza, kompresory budowlane lub pneumatyczne układy hamulcowe. Powietrze z urządzeń zasilających powinno być doprowadzane do poduszek poprzez przewody ciśnieniowe oraz reduktor zmniejszający jego ciśnienie do wartości dopuszczalnej.

Dopuszczalne wartości ciśnienia roboczego w przypadku poduszek wysokociśnieniowych (rys. 1) wynoszą 0,8 do 1,0 MPa (8 lub 10 bar). Są one wytwarzane w kilkunastu rozmiarach o boku o długości od około 13 do 95 cm. Wartości maksymalnych sił podnoszenia wynoszą od około 10 kN dla poduszek najmniejszych do prawie 700 kN dla największych, natomiast wysokości podnoszenia mogą osiągać od kilku centymetrów do ok. 0,5 m.

W poduszkach podnoszących niskociśnieniowych ciśnienia robocze wynoszą 0,05 MPa (0,5 bar) lub 0,1 MPa (1 bar). Najczęściej mają one kształt prostopadłościanu o długościach krawędzi podstawy od 0,60 do 1,2 m i zapewniają maksymalne wysokości podnoszenia od 0,45 do 1,10 m. Stosowane są najczęściej w zestawach składających się z 2 sztuk, a maksymalne siły podnoszenia zestawów kształtują się w granicach od ok. 60 kN do ok. 230 kN. Rys. 2 przedstawia kompletne, gotowe do pracy zestawy tych poduszek.

Liczba zestawów poduszek pneumatycznych w Państwowej Straży Pożarnej przekracza obecnie 5 000 szt.,



Rys. 2 Zestawy poduszek niskociśnieniowych z wyposażeniem roboczym [1]

z czego statystycznie 10 z nich znajduje się w każdej chwili w akcji.

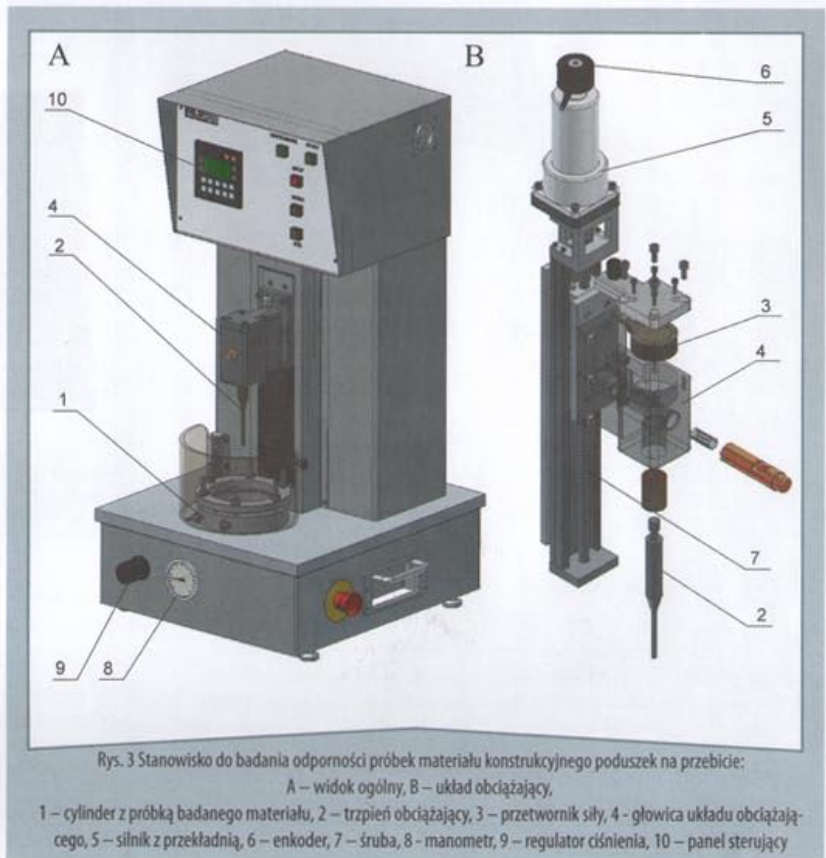
Poduszki podczas użytkowania w warunkach prowadzonych akcji ratowniczych są narażone głównie na rozerwanie wskutek nadmiernego ciśnienia napelniającego je powietrza oraz na przebicie ostrymi lub wystającymi fragmentami podnoszonej konstrukcji. Istotnymi z punktu widzenia użytkownika parametrami poduszek są również: zależność siły podnoszącej od wysokości podniesienia i prędkość opadania pod obciążeniem na skutek przypadkowego uszkodzenia przewodu zasilającego sprężonym powietrzem, bądź uszkodzenia powłoki poduszki.

Wymagania dotyczące parametrów technicznych poduszek podnoszących oraz metod ich weryfikacji opisuje norma EN 13731:2007 [2]. Oprócz prostych badań użytkowych i sprawdzenia wytrzymałości na ciśnienie próbne przewiduje ona badanie odporności próbek materiałów konstrukcyjnych oraz kompletnych poduszek pneumatycznych na przebicie, wyznaczanie siły podnoszenia oraz prędkości i czasu opadania obciążonej poduszki na skutek uszkodzenia przewodu dostarczającego sprężone powietrze. Parametry te mają podstawowe znaczenie dla bezpieczeństwa ratowanych ofiar wypadków drogowych i katastrof. W Centrum Naukowo-Badawczym Ochrony Przeciwpowodziowej w Józefowie opracowane zostały szczegółowe metody badań parametrów technicznych poduszek podnoszących [3], a w Instytucie Technologii Eksploatacji PIB w Radomiu zbudowano urządzenia testowe do przeprowadzania tych badań [4]. Umożliwiają one między innymi badanie odporności na przebicie całych poduszek pneumatycznych oraz próbek materiałów konstrukcyjnych stosowanych do ich wytwarzania.

Stanowisko do badania odporności próbek materiałów na przebicie

Przedstawione na rys. 3 stanowisko do badania odporności próbek materiału konstrukcyjnego poduszki na przebicie jest laboratoryjnym urządzeniem testowym przewidzianym do badania próbek materiałów wyciętych z poduszek poddanych badaniom niszczącym. Stanowisko charakteryzuje się następującymi cechami konstrukcyjnymi i funkcjonalnymi:

- ♦ wymiary próbki badanego materiału: 150x150 mm lub $\varnothing 150$ mm,
- ♦ układ badawczy: próbka mocowana szczelnie na cylindrze o średnicy wewnętrznej 110 mm jest obciążana trzpieniem o średnicy 6 mm z odpowiednią prędkością i siłą w określonym czasie,
- ♦ układy wykonawcze: liniowy napęd śrubowy o regulowanej prędkości przesuwu, tensometryczny układ pomiaru siły obciążającej, pneumatyczny układ do kontroli szczelności próbki, elektroniczny układ sterowania,

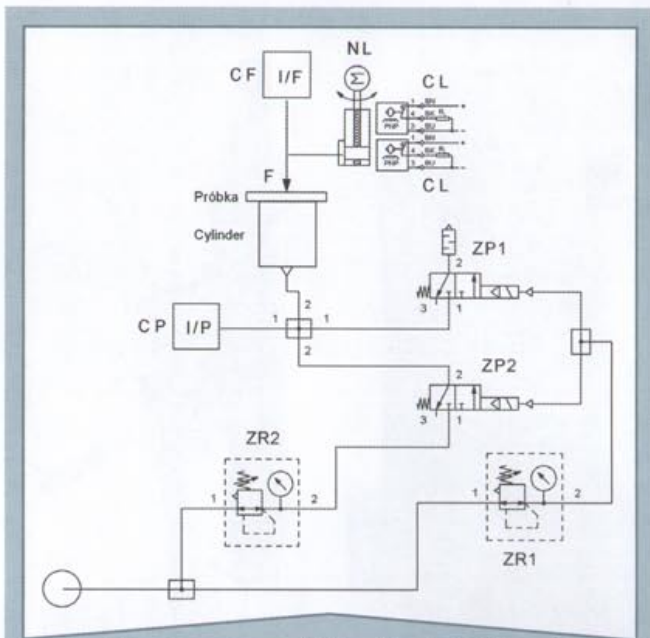


- ♦ konstrukcja – zwarta, zawierająca wszystkie układy wykonawcze i sterowanie elektroniczne, ustawiana na stole laboratoryjnym.

Schemat pneumatycznego układu kontroli szczelności cylindra 1 (rys. 3) z próbką i pozostałych układów wykonawczych przedstawia rys. 4.

Próbka badanego materiału konstrukcyjnego (rys. 5) musi być wycięta z poduszki pneumatycznej przeznaczonej do badań niszczących lub dostarczona przez producenta i szczelnie zamocowana na cylindrze. Do kontroli szczelności próbki i jej połączenia z cylindrem służy układ pneumatyczny widoczny na rys. 4 z elektronicznym czujnikiem ciśnienia CP. Ciśnienie powietrza podczas sprawdzania, kontrolowane manometrem poz. 8, ustala się odpowiednio do ciśnienia roboczego poduszki za pomocą regulatora ZR2 poz. 9 (rys. 3).

Próbka po sprawdzeniu szczelności jest obciążana trzpieniem 2 (rys. 3), który z odpowiednią prędkością jest dociskany od góry do jej powierzchni, aż do chwili osiągnięcia zadanej pionowej siły docisku. Ruch trzpienia jest realizowany za pomocą mechanizmu śrubowego 7 (rys. 3) napędzanego przez silnik elektryczny z przekładnią 5, który przemieszcza w dół głowicę obciążającą 4 osadzoną na prowadnicy tocznej. Prędkość ruchu jest regulowana przez układ sterujący na podstawie sygnałów generowanych przez enkoder 6. Ruch trzpienia jest zatrzymywany po osiągnięciu zadanej siły nacisku na próbkę mierzonej za pomocą czujnika tensometrycznego 3. Po upływie założonego czasu obciążenia głowica z trzpieniem wycofuje się w górę i ponownie kontrolowana jest szczelność próbki. Wynikiem badania jest stwierdzenie czy próbka badanego materiału zachowała szczelność po poddaniu jej ob-



Rys. 4 Schemat pneumatycznego układu kontroli szczelności cylindra z próbką: CP – przetwornik ciśnienia, ZR1 – regulator ciśnienia wspomaganego dla zaworów ZP1 i ZP2, ZP1 – zawór odpowietrzający, ZP2 – zawór napędzający, ZR2 – regulator ciśnienia kontroli szczelności cylindra z próbką, CF – przetwornik siły, NL – zespół przemieszczający głowicę obciążającą, CL – czujniki skrajnych położen głowicy

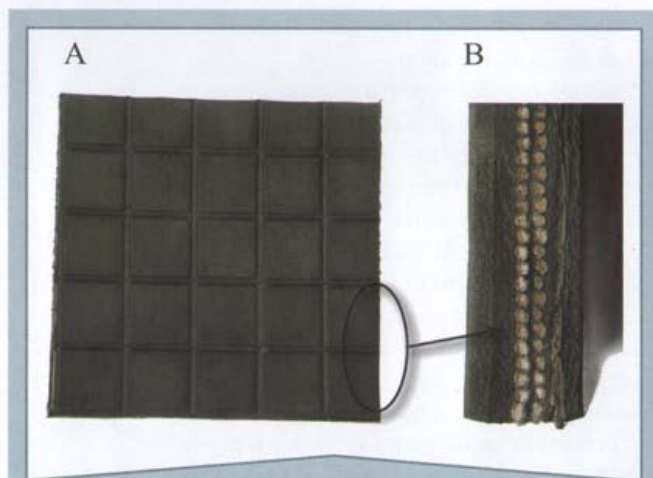
ciążeniu o wartości wynikającej z deklarowanych przez producenta parametrów technicznych poduszki, z której została pobrana.

Do sterowania pracą stanowiska jest wykorzystywany elektroniczny układ z panelem 10 (rys. 3). Umożliwia on programowanie przez użytkownika takich parametrów testu jak: siła nacisku trzpienia obciążającego próbkę, ciśnienie powietrza w cylindrze z próbką, czas obciążenia próbki. Ponadto realizuje w cyklu automatycznym poszczególne etapy procedury badawczej oraz pozwala na ręczną regulację położenia głowicy obciążającej.

Badanie odporności na przebicie kompletnych poduszek

Norma EN 13731:2007 oprócz badania odporności na przebicie próbek materiałowych przewiduje badanie odporności na przebicie całych pneumatycznych poduszek podnoszących. Powinno ono być realizowane za pomocą urządzenia umożliwiającego umieszczenie poduszki między dwiema płaskimi, równoległymi i sztywnymi powierzchniami o regulowanej odległości. W jednej z nich jest zainstalowany prostopadle do powierzchni trzpień stalowy o średnicy 6 mm i długości 20 mm. Poduszka umieszczona między tymi powierzchniami jest napełniana powietrzem o nominalnym ciśnieniu roboczym, co powoduje, że jest do nich dociskana również w miejscu, w którym został zainstalowany trzpień. Położenia trzpienia są zmieniane podczas kolejnych napełnień badanej poduszki sprężonym powietrzem w taki sposób, aby badaniu poddać różne obszary jej powierzchni roboczej. Ponadto procedura badawcza przewiduje wykonanie prób przy różnych odległościach powierzchni oporowych ograniczających rozprężanie poduszki.

W Instytucie Technologii Eksploatacji PIB w Radomiu zostało opracowane i wykonane stanowisko badawcze przeznaczone do kompleksowego badania parametrów technicznych



Rys. 5 Próbka materiału konstrukcyjnego poduszki pneumatycznej: A – widok od strony zewnętrznej powierzchni roboczej, B – przekrój w powiększeniu

czonych do kompleksowego badania parametrów technicznych pneumatycznych poduszek podnoszących (rys. 6). Urządzenie o wymiarach 1700x1700x2500 mm i masie około 3300 kg jest przeznaczone do badania kompletnych pneumatycznych zestawów podnoszących (poduszka ze zbiornikiem sprężonego powietrza i zaworami regulującymi ciśnienie i przepływ powietrza). Umożliwia badanie poduszek niskociśnieniowych i wysokociśnieniowych o wymiarach do 1350x1350 mm, wysokości podnoszenia do 1200 mm i sile podnoszącej do 1000 kN. Dzięki zastosowanemu wyposażeniu pomiarowemu możliwe jest wszechstronne badanie charakterystyk użytkowych poduszek oraz odporności na przebicie. Stanowisko ze względu na dużą masę i wymiary przewidziane jest do usytuowania na posadzce laboratorium.

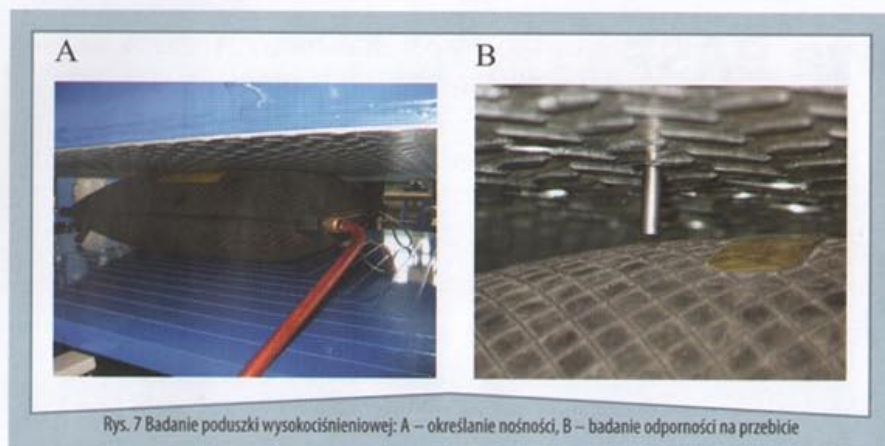
Automatyczny układ sterowania pracą urządzenia pozwala na realizację następujących procedur badania charakterystyk i parametrów poduszek:

- ♦ siła podnoszenia w funkcji wysokości podnoszenia,
- ♦ maksymalna siła podnoszenia,
- ♦ szybkość opadania po odłączeniu lub uszkodzenia przewodu zasilającego,
- ♦ odporność na przebicie.

Dokładniejszy opis budowy, zasady działania i sposobu sterowania urządzeniem zostaną przedstawione w następnej publikacji.



Rys. 6 Urządzenie do badania charakterystyk roboczych poduszek podnoszących podczas badania poduszki niskociśnieniowej



Rys. 7. Badanie poduszki wysokociśnieniowej: A – określanie nośności, B – badanie odporności na przebicie

Na rys. 6 pokazana jest fotografia stanowiska podczas badania maksymalnej siły podnoszenia poduszki niskociśnieniowej, a na rys. 7 fotografie ilustrujące badania poduszek wysokociśnieniowych podczas określania charakterystyki roboczej i odporności na przebicie.

Podsumowanie

Opisane urządzenia badawcze wraz z odpowiednim oprogramowaniem sterującym pozwalającym na automatyczną realizację standardowych procedur testowych wynikających z normy EN 13731:2007 zostały wykonane, uruchomione i zainstalowane w laboratorium Centrum Naukowo – Badawczego Ochrony Przeciwpożarowej w Józefowie. Jest to jednostka, której podstawowa działalność polega na prowadzeniu prac badawczo-rozwojowych, nowych i badań certyfikacyjnych [5] wyposażenia przeznaczonego dla służb ratowniczych. Urządzenia stanowią

kompletne wyposażenie laboratoryjne pozwalające na kompleksowe testowanie poduszek podnoszących na zgodność ze standardowymi wymaganiami oraz na prowadzenie innych badań charakterystyk technicznych kompletnych pneumatycznych zestawów podnoszących

CNBOP wykorzystując zaprezentowaną aparaturę zamierza przystąpić do rozszerzonych badań rzeczywistych parametrów techniczno-użytkowych zestawów podnoszących uwzględniających charakterystyki techniczne i eksploatacyjne oraz niezawodność i odporność na działanie czynników zewnętrznych. Ich efektem mają być procedury i wytyczne do stosowania poduszek pneumatycznych w zależności od ich konstrukcji i ciśnienia nominalnego oraz rodzaju podejmowanych działań ratowniczych przez jednostki straży pożarnej i inne służby ratownicze.

Opisane urządzenia powstały w ramach pracy naukowej finansowanej ze środków na naukę w latach 2007-2010 jako projekt badawczy rozwojowy.

Opisane urządzenia powstały w ramach pracy naukowej finansowanej ze środków na naukę w latach 2007-2010 jako projekt badawczy rozwojowy.

dr inż. Stanisław Kozioł, mgr inż. Krzysztof Matecki,
dr inż. Eugeniusz Matras, dr inż. Tomasz Samborski

Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut
Badawczy, Radom

Streszczenie

W artykule omówiono budowę i zasadę działania urządzeń testowych do sprawdzania odporności na przebicie pneumatycznych poduszek podnoszących oraz sposób ich wykorzystania do normatywnych badań tego rodzaju sprzętu ratowniczego. Szczegółowo zaprezentowano stanowisko do badania próbek materiałów konstrukcyjnych poduszek. Ponadto przedstawiono zasadę działania i sposób wykorzystania pneumatycznych zestawów podnoszących w działaniach służb ratowniczych oraz ich najważniejsze parametry techniczne.

Literatura

- [1] Katalogi i specyfikacje techniczne producentów pneumatycznych poduszek podnoszących: Holmatro, Vetter, Savatech, Lampe.
- [2] EN 13731:2007 Systemy poduszek podnoszących przeznaczone do stosowania przez straż pożarną i służby ratownicze. Wymagania bezpieczeństwa i eksploatacyjne.
- [3] Sural Z., Czarnecki R., Prasula J.: *Sprawozdania z realizacji zadania badawczego pt. Opracowanie procedur badawczych oraz zakresu badań pneumatycznych poduszek podnoszących*. CNBOP, Józefów, 2007.
- [4] Kozioł S., Samborski T., Matecki K.: *Sprawozdania z realizacji zadania badawczego pt. Metody badawcze oraz urządzenia do badania pneumatycznych poduszek podnoszących przeznaczonych dla służb ratowniczych działających w systemie bezpieczeństwa technicznego*. ITeE-PIB, Radom, 2009.
- [5] Rozporządzenie Ministra Spraw Wewnętrznych i Administracji w sprawie wykazu wyrobów służących zapewnieniu bezpieczeństwa publicznego lub ochronie zdrowia i życia oraz mienia, a także zasad wydawania dopuszczenia tych wyrobów do użytkowania z dnia 20.06.2007 r., Dz. U. Nr 143, poz. 1002.

Ogniwa paliwowe BASF nad chmurami

Kto przy starcie motoszybowca „Antares DLR-H2” oczekuje ryczenia silnika, bardzo się zdziwi: samolot podrywa się z pasa startowego prawie bezgłośnie. Nie ma także zapachu spalanego paliwa.

Antares to pierwszy załogowy samolot napędzany wyłącznie wodorem (H_2). System ogniw paliwowych potrzebnych do jego napędu mieści się w zbiornikach pod skrzydłami. Tu wytwarzany jest prąd zasilający elektronikę pokładową i silniki elektryczne.

Sercem całej instalacji jest opracowany przez BASF Fuel Cell (BFC) zespół membrana-elektroda, w skrócie MEA (ang. *membrane electrode assembly*). W MEA energia chemiczna, powstająca podczas reakcji tlenu z wodorem, przekształcana jest bezpośrednio w elektryczność i ciepło.

Antares DLR-H2 został zbudowany przez naukowców z Niemieckiego Centrum Lotnictwa i Kosmonautyki (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt) i firmę Lange Aviation z myślą o testowaniu potencjału ogniwa paliwowego w lotach powietrznych. „BASF uczestniczy w tym pilotażowym projekcie, gdyż wspiera innowacyjną

technologię energetyczną, która wkrótce będzie obecna nie tylko w samolotach” – podkreśla dr Carsten Henschel z BFC. „Ogniwo paliwowe w czasach kurczących się rezerw energetycznych może przyczynić się do zwiększenia bezpieczeństwa dostaw, bowiem wodór można pozyskiwać z wielu źródeł: z energii wiatrowej czy słonecznej, z gazu ziemnego i ropy naftowej. Poza tym jest ona dużo wydajniejsza niż tradycyjne technologie energetyczne, a jej jedynym produktem spalania jest para wodna”.

Aktualnie badacze stoją przed wyzwaniem minimalizacji rozmiarów i redukcji ciężaru systemów ogniw paliwowych na potrzeby ich praktycznego zastosowania. Decydujące jest to, aby system składał się z jak najmniejszej liczby komponentów. Tradycyjne, niskotemperaturowe systemy ogniw paliwowych pracują przy maksymalnie 80 stopniach Celsjusza. Wymagają wielu agregatów pomocniczych i wyrafinowanego sterowania, aby funkcjonować w samolocie zarówno na ziemi, jak i na dużych wysokościach. Opracowany przez firmę BASF zespół MEA daje twórcom systemu nowe możliwości: w jego skład wchodzi pierwsza na świecie dostępna komercyjnie membrana do



Fot. 1 Animacja ukazuje motoszybowiec „Antares DLR-H2” dolatujący do lotniska w Stuttgarcie. Pilotażowy samolot leci z napędem na ogniwa paliwowe

ogniwi paliwowych, pozwalająca na temperatury do 180 stopni Celsjusza. Innowacyjne systemy są dystrybuowane pod marką Celtec®. Ogniwa paliwowe wyposażone w ten materiał mogą być chłodzone powietrzem atmosferycznym i nie wymagają nawilżania wodą. Dzięki temu niepotrzebne są już nawilżacze powietrza, pompy wodne, zbiorniki, zawory i systemy czyszczenia.

Lepiej, taniej, bezpieczniej

Na pierwszy rzut oka trudno docenić szczególną efektywność membrany Celtec®: płaski prostokąt, mniej więcej wielkości dłoni, wygląda jak zwykła folia z tworzywa. Jednak badaczom z BASF udało się opracować membranę na bazie stabilnego temperaturowo polimeru o nazwie polibenzimidazol. Temu tworzywu, używanemu również np. do produkcji odzieży strażackiej, membrana BFC zawdzięcza swoją nadzwyczajną żaroodporność. Wysoka temperatura eksploatacyjna zapobiega także osadzaniu się zanieczyszczeń wodoru na pokrytej platyną elektrodzie (anodzie). Platyna wywołuje w MEA reakcję elektrochemiczną w charakterze katalizatora: zanieczyszczenia zablokowałyby jej katalizacyjne działanie. Ponieważ wysokotemperaturowe ogniwa paliwowe lepiej tolerują zanieczyszczenia w wodrze niż systemy niskotemperaturowe, proces przygotowania wodoru jest ułatwiony, a system ogniwi paliwowych jeszcze stabilniejszy, prostszy i tańszy w produkcji.

„W sumie systemy ogniwi paliwowych, dzięki membranie Celtec®, wymagają o jedną trzecią mniej komponentów. To obniża koszty o nawet 40 procent. Dzięki wynalazieniu membrany wysokotemperaturowej ogniwa paliwowe wreszcie stało się możliwe do sprzedaży komercyjnej” – wyjaśnia ekspert z BFC Henschel.

Aby ogniwo paliwowe mogło wygenerować wystarczającą ilość prądu do praktycznych zastosowań, takich jak napęd motoszybowca Antares, łączy się kilka ogniwi w stos (tzw.



stack), w jednym ogniwie można bowiem wygenerować jedynie napięcie rzędu 600 do 700 miliwoltów. Duńska firma Serenergy opracowała specjalnie dla Antaresa wyjątkowo lekki i chłodzony powietrzem system stack, składający się z kilkuset ogniwi z zespołami Celtec®. Podłączone są do niego MEA – każda w „gorsecie” przewodzących elektrycznie płyt grafitowych. Płytki łączą ze sobą poszczególne ogniwa, przekazując dalej prąd i kanałami przewodzącymi zopatrują MEA w wodór i tlen. Tak zjednoczonymi siłami udaje się ogniwu unieść samolot w przestworza.

„Po lotach testowych Antaresa chcemy wbudować nasze ogniwo paliwowe do Airbusa A320. Będzie tam udoskonalane pod kątem zastosowania w wielkich samolotach do efektywniejszego zaopatrzenia pokładu w energię” – objaśnia dr Josef Kallo z Centrum Lotnictwa w Stuttgarcie. Na pokładzie takiego samolotu ogniwo paliwowe będzie obecne dosłownie wszędzie: nie tylko prąd, który

wytwarza, może być wykorzystany do zaopatrzenia w energię, ale także produkty uboczne tego procesu, czyli ciepło i woda – na przykład jako ochrona przed zamrażaniem powierzchni nośnych czy do eksploatacji pralni.

W 2010 roku seria testów Centrum Lotnictwa w Antaresie ma być skończona i ogniwo po raz pierwszy ma wznieść do nieba maszynę „A320 ATRA”.

Obiecująca perspektywa

Już dziś istnieje duży popyt na produkty Celtec®. W związku z tym tego lata, oprócz zakładu BASF Fuel Cell we Frankfurcie, uruchomiony

Historia ogniwa paliwowego rozpoczęła się w 1838 roku w laboratoriach niemiecko-szwajcarskiego chemika Christiana Friedricha Schönbeina oraz walijskiego fizyka Williama Roberta Grove’a. Testowali oni formułę ogniwa paliwowego w ramach wspólnych doświadczeń. Jednak materiały do prób tak trudno było pozyskiwać, że ich wynalazek ugrzązł w podręcznikach do elektrochemii. Dopiero ponad sto lat później amerykańscy inżynierowie, pracujący nad technologiami kosmicznymi, wykorzystali go w praktyce: ogniwo paliwowe poleciało w kosmos na pokładzie statku „Apollo”.



Fot. 2 W BASF Fuel Cell we Frankfurcie produkuje się rdzeń innowacyjnej technologii: zespoły membrana-elektroda

zostanie kolejny – w Somerset (USA). BASF stworzył sobie solidną bazę klientów, a oprócz tego angażuje się w projekty badawcze finansowane przez Komisję Europejską oraz rząd RFN. Około 150 firm i instytucji stawia dziś na Celtec®.

Tendencja jest wzrostowa, ponieważ ogniwo paliwowe znajduje się aktualnie na etapie rozwojowym, poprzedzającym jego wyjście z laboratoriów i podbijanie światowych rynków.

Wysokotemperaturowe ogniwa paliwowe mogą być już wkrótce stosowane w formie przenośnej w turystyce campingowej, do zaopatrywania w energię i ciepło gospodarstw domowych czy – w nieco odleglejszej przyszłości – do napędzania pojazdów. Trwają gorące dyskusje na temat najnowszej technologii przemysłu elektronicznego, której twórcy obiecują ogniwo paliwowe o pięciokrotnie dłuższej trwałości, zasilające telefony komórkowe, odbiorniki radiowe i laptopy.

Elektrochemia umożliwia mobilność

Reakcja elektrochemiczna przebiega w polimerowo-elektrolitowo-membranowym (PEM) ogniwie paliwowym zespołu membrana-elektroda (MEA): wodór i tlen są następnie kierowane do dwóch elektrod MEA – wodór do tak zwanej anody, zaś tlen do katody.

Obie elektrody są od siebie oddzielone membraną polimerową. Za pomocą katalizatora wodór rozbijany jest na dodatnio naładowane protony i ujemnie naładowane elektrony.

Membrana polimerowa przepuszcza na drugą stronę tylko protony. Elektrony muszą szukać obejścia przez przewody elektryczne: płynie prąd elektryczny.

W końcu protony i elektrony łączą się na katodzie z tlenem, tworząc wodę.

Oksydant to tlen bogato występujący w naturze. Najczęściej jest on

doprowadzany do ogniwa paliwowego z powietrza, którego stanowi około 21 procent. Po reakcji elektrochemicznej w ogniwie paliwowym, podczas której tlen jest zużywany, pozostają inne składniki powietrza: azot, gazy szlachetne i dwutlenek węgla.

Tworzą one „gaz obojętny”, który jest oddawany przez ogniwo paliwowe na katodę. Podobnie jak inne produkty uboczne – ciepło i woda – gaz katodowy może być użytkowany na pokładzie samolotu: wprowadzany do zbiorników paliwa zmniejsza łatwopalność mieszanki paliwowo-powietrznej, a w następstwie zapobiega eksplozjom.

Artykuł promocyjny BASF

Wojciech Krzywicki

Telefon: + 22/570-97-40

wojciech.krzywicki@basf.com

Rewa na oddymianie

Rewa Sp. z o.o., zlokalizowana w miejscowości Wola Rafałowska koło Rzeszowa, istnieje od 1995 roku. Strategicznym celem powstania firmy była produkcja urządzeń oddymiających z przeznaczeniem na rynek Unii Europejskiej.

Doświadczenie oraz zasoby, jakimi dysponowali współdziaławcy spółki, doprowadziło firmę do dynamicznego wejścia na trudny rynek Unii Europejskiej – w szczególności francuski. Równocześnie Rewa rozpoczęła produkcję urządzeń oddymiających na dopiero co tworzący się rynek krajowy, niejako stając się na nim prekursorem. Spółka nawiązała współpracę ze znanymi firmami europejskimi, czego rezultatem jest opracowanie wielu nowatorskich rozwiązań.

Na przełomie października i listopada 2002 roku Rewa poszerzyła swoją ekspansję o rynki wschodnie. Zbyt na wyroby spółki jest obecnie bardzo rozległy: obejmuje całą Europę i Bliski Wschód. Prężnie rozwijająca się firma na dobre zadomowiła się w segmencie średniej wielkości przedsiębiorstw. Zatrudnia około 150 osób – zarówno mężczyzn, jak i kobiet. Posiada wykwalifikowaną kadrę kierowniczą i techniczną, złożoną z absolwentów renomowanych wyższych uczelni technicznych (takich jak Politechnika Rzeszowska oraz krakowska Akademia Górniczo-Hutnicza).

Od początku istnienia Rewa opatentowała szereg rozwiązań dających swoim klientom nie tylko produkty o najwyższej jakości, lecz także satysfakcję i poczucie bezpieczeństwa. Podstawowe grupy produktów, jakie firma posiada w ofercie, to m.in.: klapy dymowe ze sterowaniem pneumatycznym, elektrycznym, jak również mechaniczne za pomocą sprężyn gazowych, pasma świetlne (z klapami dymowymi lub bez klap) oraz wyłazy dachowe.

W przypadku sterowania pneumatycznego, każdy element wchodzący w skład tego systemu jest w większym lub mniejszym stopniu powiązany z pneumatyką. W zależności od rodzaju sterowania są to skrzynki lub szafy sterownicze z nabojami



Fot. 1 Punktowa klapa dymowa ze sterowaniem pneumatycznym



dwutlenku węgla CO_2 . Szafy i skrzynki sterownicze pełnią funkcję zaawansowanych centrów sterowniczych.

W przypadku obiektów wielkopowierzchniowych, gdzie występuje duża liczba stref dymowych, stosuje się szafy sterownicze – ze względu na mniejszą objętość, jaką zajmują w pomieszczeniu. W urządzeniach tych montowane są przebijaki z modułami pneumatycznymi lub elektrycznymi i naboje CO_2 . Moduły sterujące służą do uruchomienia przebijaka naboju dwutlenku węgla, którego zadaniem jest wyzwolenie sprężonego gazu z naboju. Efektem tego jest wzrost ciśnienia w instalacji sterowania. Wzrost ten powoduje nacisk na tłok siłownika i wysunięcie się tłoczyska, czego rezultatem jest otwarcie klap do grawitacyjnego oddymiania. Klapy dymowe montowane w dachu mają za zadanie odprowadzanie z wnętrza obiektu dymu, ciepła i substancji toksycznych powstających w czasie pożaru.



Fot. 2 Pasma świetlne umożliwiają doświetlenie światłem naturalnym niemal każdego miejsca w pomieszczeniu

Wszystkie wymienione wyżej urządzenia oddymiające spełniają następujące funkcje: ułatwienie ewakuacji dzięki utrzymaniu dolnej części pomieszczeń bez dymu, ułatwienie prowadzenia akcji ratowniczej, zapewnienie ochrony konstrukcji budynku dzięki odciążeniu termicznemu – a zatem zmniejszenie szkód powstałych w wyniku pożaru, spowodowanych dymem i gorącymi gazami.

Patrząc na funkcje, jakie spełniają urządzenia oddymiające i zastosowane w nich mechanizmy, cały system sterowania tymi urządzeniami musi być 100-procentowo niezawodny. W tym celu Rewa prowadzi nieustannie działania badawczo-rozwojowe. Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom klientów, spółka opatentowała szereg innowacyjnych rozwiązań.

Jednym z takich rozwiązań jest blokada tłoczyska siłownika pneumatycznego. Normatywnie firma zobligowana jest do produkcji siłowników z blokadą górną, jednak w zależności od potrzeb i wymagań klientów siłowniki pneumatyczne mogą być montowane w mechanizmach kłapy z blokadą dolną. Istnieje również możliwość równoczesnego zastosowania blokady górnej i dolnej w siłowniku pneumatycznym. Odblokowywanie tłoczyska może nastąpić automatycznie poprzez wprowadzenie medium roboczego, jakim jest dwutlenek węgla CO_2 , lub też ręcznie – poprzez obrót pierścienia odblokowującego (fot. 4).

Sposób odblokowywania ręcznego tłoczyska siłownika jest w znacznym stopniu wygodniejszy niż metody stosowane przez innych producentów siłowników tego typu. Rozpatrując proces produkcji siłowników pneumatycznych firmy Rewa można stwierdzić, że badania prowadzone nad doborem materiałów na siłowniki były trafne. Stosowane materiały pozwalają na pracę normalną w temperaturach od $-20^{\circ}C$ do około $80^{\circ}C$. W sytuacjach awaryjnych (np. zagrożenia pożarowego) siłowniki wytrzymują w temperaturze około $300^{\circ}C$ przez 30 minut.

Szeroka gama długości skoków oraz średnic tłoczysk, jakie Rewa posiada w swojej ofercie, pozwala na wykorzystywanie siłowników pneumatycznych do napędzania kłap o różnych gabarytach, i – co za tym idzie – stosowanie ich zarówno na obiektach małych, jak i dużych.

Jednym z wielu urządzeń współpracujących bezpośrednio z siłownikiem pneumatycznym jest termobezpiecznik alko-



Fot. 3 Siłownik pneumatyczny firmy Rewa i jego elementy. a) pokrywa przednia siłownika, b) pokrywa tylna siłownika c) połączenie w technologii zgrzewania tarcowego



Fot. 4 Pierścień odblokowujący siłownika pneumatycznego

holowy. Termobezpiecznik z ampułką alkoholową jest urządzeniem reagującym na temperaturę nominalną, niewymagającym dodatkowej energii zewnętrznej do zadziałania. Przeznaczony jest do

sterowania urządzeń, w których czynnikiem roboczym jest sprężony gaz CO_2 . W czasie pożaru, na skutek wzrostu temperatury otoczenia powyżej temperatury kalibracji elementu termoczułego, następuje zniszczenie ampułki alkoholowej. Zwalnia to blokadę mechanizmu sprężynowego, co powoduje przebiecie naboju CO_2 zamontowanego w termo-beezpieczniku. Przepływ sprężonego gazu prowadzi do nacisku na tłok siłownika, czego konsekwencją jest otwarcie kłapy do oddymiania na pełny wysuw tłoczyska.

Dynamiczny rozwój spółki i wynikająca z tego potrzeba zwiększenia powierzchni produkcyjnej i magazynowej spowodowała, że firma Rewa w ubiegłym roku złożyła wnioski o dofinansowanie z programu operacyjnego PARP – Innowacyjna Gospodarka. Wniosek został rozpatrzony pozytywnie i zajął czołowe miejsce w postępowa-

Nowoczesny park maszynowy firmy Rewa

Robot firmy Kawasaki współpracujący z obrabiarkami 4-osłowymi



Realizacje firmy Rewa

niu kwalifikacyjnym. W oparciu o uzyskane dofinansowanie Rewa rozpoczęła nową inwestycję w I kwartale bieżącego roku. Inwestycja ta dotyczyła innowacyjnej technologii produkcji siłowników pneumatycznych przez łączenie pokrywy przedniej i tylnej z cylindryczną tuleją, przy wykorzystaniu w miejscu styku zgrzewania tarciovego z mieszaniem materiału zgrzeiny.

Połączenie to charakteryzuje się wyższą wytrzymałością zmęczeniową w stosunku do tradycyjnych metod łączenia, co pozwoli na zastosowanie wyższych ciśnień roboczych (rzędu 10 MPa). Siłowniki produkowane w tej technologii gwarantują pewniejsze działanie napędu pneumatycznego klap dymowych, dzięki uzyskaniu większej siły przy takich samych wymiarach. Siłowniki wykonane w technologii zgrzewania tarciovego mogą pracować na unikatowych, najwyższych występujących parametrach pracy.

Klapy dymowe związane są bezpośrednio z ratowaniem życia ludzkiego, wobec czego bardzo istotne jest podnoszenie ich wytrzymałości i niezawodności. Dlatego Rewa stale prowadzi prace nad poprawą parametrów swoich produktów, mimo że produkowane przez nią elementy uzyskały wszelkie wymagane dopuszczenia. Wykonanie siłowników pneumatycznych w technologii zgrzewania tarciovego jest kolejnym etapem podnoszenia wytrzymałości i niezawodności mechanizmów otwierania siłownikami pneumatycznymi. Zaletą tej technologii jest zwiększenie bezpieczeństwa wyrobów, zmniejszenie zużycia materiałów i gabarytów pokryw, zmniejszenie pracochłonności oraz poprawa bezpieczeństwa pracy.

Innowacyjną metodę produkcji specjalnych siłowników pneumatycznych, polegającą na obwodowym zgrzewaniu tarciovym według technologii opracowanej i opatentowanej w Instytucie Spawalnictwa w Gliwicach, po raz pierwszy w Polsce wykorzystano do produkcji seryjnej. W tym celu Rewa wybudowała halę produkcyjno-magazynową o powierzchni użytkowej 1780 m². Hala została wyposażona w najnowocześniejszy park maszynowy w Polsce.

Inwestycja została zrealizowana w czasie 6 miesięcy od chwili wejścia na plac budowy. 26 września 2009 roku odbyło się uroczyste otwarcie nowo wybudowanej hali i rozpoczęcie produkcji siłowników pneumatycznych.

Artykuł promocyjny Rewa Sp. z o.o.

mgr inż. Jarosław Filip

biuro@rewa.com.pl

Centrum Handlowe Arkadia, Warszawa

Dach hali Górnośląskiego Parku Przemysłowego w Katowicach

Kłapa punktowa na CH Arkadia w Warszawie

Klapy punktowe na hali produkcyjnej w Pionkach

Klapy dwuskrzydłowe na obiekcie Procter&Gamble w okolicach Warszawy

Rewa – dach nowo wybudowanej hali produkcyjnej

Firma Rewa w swoim dorobku posiada wiele zrealizowanych projektów z wykorzystaniem siłowników pneumatycznych, służących do napędu klap dymowych. Powyższe fotografie przedstawiają tylko niektóre spośród tych projektów.

↓ Otwarcie nowej hali produkcyjnej

↓ Maszyna pomiarowa

↓ Uruchomienie produkcji siłowników pneumatycznych



Opis modelowy przepływu cieczy roboczej w długiej linii hydraulicznej

Wstęp

Napędy hydrauliczne są projektowane w następujący sposób:

- ♦ odbiornik hydrauliczny (siłownik lub silnik hydrauliczny) wraz z elementami sterującymi i układem zasilania stanowią jeden zwarty zespół,
- ♦ odbiornik hydrauliczny znajduje się w pewnej, często znacznej odległości od elementów sterujących i układu zasilającego.

W pierwszym przypadku układ hydrauliczny można potraktować jako układ stacjonarny o parametrach skupionych i opisać zachodzące w nim zjawiska fizyczne za pomocą modelu matematycznego nieliniowego lub zlinearyzowanego, deterministycznego albo probabilistycznego – w zależności od tego, czy sygnały wejściowe i zakłócające mają charakter zdeterminowany, czy stochastyczny. W drugim przypadku występuje konieczność potraktowania układu hydraulicznego jako układu o parametrach rozłożonych.

Zazwyczaj w praktyce projektowej traktuje się układ hydrauliczny jako układ stacjonarny o parametrach skupionych i nie uwzględnia się w obliczeniach jego właściwości dynamicznych. Właściwości dynamiczne układów hydraulicznych (szczególnie lotniczych instalacji hydraulicznych) powodują w obwodach pulsację ciśnienia i natężenia przepływu o charakterze ciągłym lub przejściowym, które są przyczyną niestabilnej pracy mechanizmów, zmęczenia wytrzymałościowego materiałów itp. szkodliwych zjawisk. Intensywność tych zjawisk zależy w dużej mierze od właściwości przepływu cieczy roboczej w liniach hydraulicznych łączących źródła zasilania z mechanizmami wykonawczymi. Właściwości linii hydraulicznej związane są z jej długością geometryczną i prędkością narastania sygnałów ciśnienia lub natężenia przepływu na wejściu lub wyjściu przewodu. Maksymalna prędkość narastania tych sygnałów odpowiada maksymalnej częstotliwości fal ciśnienia i natężenia przepływu występujących w układzie, a więc pasmu przenoszenia układu. Znajomość właściwości dynamicznych linii hydraulicznej jest niezbędna ze względu na możliwość analitycznej oceny intensywności pulsacji ciśnienia występującej w układzie hydraulicznym, a tym samym możliwość takiego projektowania układów, aby nie występowały w nich te szkodliwe pulsacje.

W niniejszym opracowaniu podjęto próbę opisu następujących, ważnych z praktycznego punktu widzenia, zagadnień:

Nowoczesne napędy hydrauliczne powinny charakteryzować się dużą szybkością działania, wysoką dokładnością i optymalnym wykorzystaniem energii. Dla zapewnienia tych własności niezbędne jest opracowanie metod projektowania uwzględniających – między innymi przy analizie i syntezie napędów – ich właściwości dynamiczne.

- 1) Rozwiązania równań falowych w formie zależności między czterema zmiennymi: ciśnieniem i natężeniem przepływu na wejściu linii oraz ciśnieniem i natężeniem przepływu na wyjściu z linii, przy czym dwie z ww. zmiennych należy traktować jako niezależne (wejściowe), a dwie pozostałe jako zależne (wyjściowe).
- 2) Porównania dokładności modeli o parametrach rozłożonych i skupionych pod kątem zakresu ich stosowności przy analizie układów hydraulicznych. Porównanie to ma istotne znaczenie ze względów czysto praktycznych, gdyż modele bardziej ściśle są bardziej skomplikowane obliczeniowo. Celowa jest więc znajomość zakresu stosowności modeli możliwie najprostszymi.
- 3) Tłumienia pulsacji ciśnienia i natężenia przepływu w układach hydrauliki siłowej.
- 4) Przebiegu ciśnienia w danym punkcie instalacji w odpowiedzi na gwałtowne przyspieszenie (odpowiedzi przejściowe) bądź otwarcie zaworu (zjawisko uderzenia hydraulicznego).

Modele przepływu cieczy roboczej w linii hydraulicznej

W przypadku gdy odbiornik hydrauliczny znajduje się w pewnej, często znacznej odległości od elementów sterujących i układu zasilającego (rozwiązania stosowane w lotniczych napędach hydraulicznych), linię hydrauliczną należy traktować jako linię, w której efekt bezwładności cieczy płynącej w przewodzie, efekt ściśliwości tej cieczy i efekt tarcia lepkiego mają istotny wpływ na dynamikę układu hydraulicznego.

Z analizy literaturowej [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15] wynika, że przyjmowane są różne modele matematyczne opisujące dynamikę linii hydraulicznych – uwzględniające efekt bezwładności cieczy płynącej w przewodzie, efekt ściśliwości tej cieczy i efekt tarcia lepkiego. Wspólną ich cechą jest założenie przepływu jednowymiarowego w przewodzie hydraulicznym. W przeważającej większości przypadków linia hydrauliczna opisywana jest cząstkowymi równaniami różniczkowymi, są to więc modele o parametrach rozłożonych. Najstarszym i bardzo często używanym modelem jest linia bez strat, tzw. linia Żukowskiego [1, 2, 3, 4]. W tym przypadku w równaniu ruchu i równaniu ciągłości (różniczkowych równaniach cząstkowych), opisujących dynamikę linii hydraulicznej, pomija się człony zależne od tarcia lepkie-

go. Założenie cieczy nielepkiej w sposób istotny upraszcza obliczenia, jednakże w wielu przypadkach prowadzi do błędnych wyników.

Drugim popularnym modelem jest tzw. linia o stałej rezystancji (oporności hydraulicznej) [5, 6, 7, 8]. W tym przypadku w równaniu ruchu uwzględniony jest dodatkowy człon proporcjonalny do prędkości cieczy w przewodzie, co sprowadza się do uwzględnienia efektu tarcia lepkiego w formie rezystancji. Wartość tej rezystancji określona jest z prawa Hagen-Poiseuille'a.

Innym modelem jest linia o parametrach skupiono-rozłożonych, zaproponowanym przez Cheng-Kuo Wenga [9]. W modelu tym użyto linii Żukowskiego, na której wejściu i wyjściu włączona jest skupiona rezystancja o wartości równej połowie całkowitej rezystancji przewodu. Tak więc efekt tarcia lepkiego uwzględniony jest jako parametr skupiony, natomiast efekt bezwładności i ściśliwości cieczy jako parametry rozłożone.

Jeszcze innym modelem dynamicznym przewodu hydraulicznego jest linia o rezystancji zależnej od częstotliwości [10, 11, 12]. W tym przypadku uwzględniona jest zmiana profilu prędkości w przekroju przewodu w zależności od częstotliwości fal ciśnienia i natężenia przepływu wzdłuż przewodu i wpływ tej zmiany na zmianę rezystancji (efektu tarcia lepkiego) w funkcji częstotliwości.

W przypadku gdy pasmo częstotliwości przenoszonych przez układ hydrauliczny jest małe, stosowano również modele linii, w których wszystkie trzy efekty (tj. tarcia lepkiego, bezwładności i ściśliwości) uwzględniane są w formie parametrów skupionych odpowiednio: rezystancja, inertancja i pojemność [13, 14, 15].

Spośród metod obliczeniowych stosowanych przez poszczególnych autorów do rozwiązania równań falowych przewodu można wyróżnić trzy podstawowe: charakterystyk, rozdzielania zmiennych i rachunek operatorowy. Najczęściej do obliczeń stosowany jest rachunek operatorowy. Występujące w równaniach falowych funkcje hiperboliczne są powodem trudności obliczeniowych i dlatego też dla ułatwienia tych obliczeń używane są wyrażenia aproksymujące. Klasyczna aproksymacja polega na zastąpieniu funkcji hiperbolicznych ich rozwinięciami w szeregi, przy czym uwzględniane są tylko pierwsze wyrazy rozwinięcia. Metoda ta jest jednak niezadowolająca z dwóch względów: pierwiastki funkcji aproksymujących nie pokrywają się z pierwiastkami funkcji hiperbolicznych oraz określenie stabilności układu hydraulicznego na podstawie takiej aproksymacji jest niepewne, gdyż często w miejsce modeli niestabilnych otrzymuje się stabilne i na odwrót. Wad tych nie ma aproksymacja iloczynowa, polegająca na zastąpieniu funkcji hiperbolicznych w równaniach falowych przez nieskończone iloczyny czynników, których pierwiastki są równe pierwiastkom tych funkcji. Stopień dokładności aproksymacji zależy od liczby uwzględnionych w rozwinięciu czynników. Ilość czynników z rozwinięcia iloczynowego, jaka powinna być uwzględniana, zależy od pasma częstotliwości przenoszonego przez dany układ, od pasma częstotliwości sygnałów wejściowych oraz długości przewodów. W typowym układzie hydraulicznym dla określenia odpowiedzi na sygnały sterujące (o wąskim paśmie częstotliwości) wystarczy stosowanie aproksymacji stopnia $n = 0$ [11],

natomiast dla określenia odpowiedzi na pulsację natężenia przepływu generowanego przez pompę należy przyjmować przybliżenie stopnia $n = 2$ [11]. W transmitancjach, gdzie funkcje hiperboliczne występują tylko w mianowniku, powinno stosować się wyższy stopień aproksymacji niż w transmitancjach z funkcjami hiperbolicznymi – zarówno w liczniku, jak i w mianowniku.

Pełny opis zasad stosowalności aproksymacji iloczynowej w modelach o parametrach rozłożonych oraz ocenę stopnia dokładności tej aproksymacji w zależności od liczby czynników uwzględnionych w rozwinięciu przedstawiono w pracach [10, 11, 16].

Model obwodu jako linia hydrauliczna o parametrach rozłożonych

W celu wyprowadzenia równań ogólnych linii hydraulicznej o parametrach rozłożonych przyjęto następujące założenia:

- ♦ siły masowe działające na ciecz roboczą w linii są pomijalnie małe,
- ♦ wpływ końca wlotu i wylotu linii hydraulicznej na dynamikę układu jest pomijalny,
- ♦ przepływ w linii hydraulicznej jest laminarny i osiowo-symetryczny,
- ♦ stosunek ciepła właściwego cieczy roboczej przy stałym ciśnieniu do ciepła właściwego cieczy roboczej przy stałej objętości jest równy jedności,
- ♦ ciecz robocza jest cieczą newtonowską,
- ♦ temperatura cieczy roboczej jest stała na całej długości linii hydraulicznej,
- ♦ rozkład ciśnienia w przekroju przewodu jest stały,
- ♦ promień wewnętrzny przewodu jest stały,
- ♦ ścianki przewodu są sztywne.

Zgodnie z przyjętymi założeniami własności dynamiczne linii hydraulicznej są w pełni opisane przez następujący układ cząstkowych równań różniczkowych we współrzędnych walcowych [17]:

- ♦ równanie ciągłości płynu (zachowania masy)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \rho r V_r + \frac{\partial}{\partial x} \rho V_x = 0 \quad (1)$$

gdzie:

- ρ – gęstość cieczy roboczej,
- r – promień biegnący przewodu hydraulicznego,
- x – współrzędna osiowa linii hydraulicznej,
- V_r, V_x – odpowiednio składowe prędkości w kierunku promieniowym i osiowym;

- ♦ równanie zachowania ilości ruchu Naviera-Stokesa w kierunku przepływu (oś x)

$$\rho \left(\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_x}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial}{\partial x} \left[- \frac{2}{3r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{4}{3} \frac{\partial V_x}{\partial x} \right] + \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \left(\frac{\partial V_x}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial x} \right) \quad (2)$$

- ♦ równanie zachowania energii (stanu cieczy)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial p}{B} \quad (3)$$

$$Q = \pi r_w^2 F(x, s) \left[\frac{2}{j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}}} J_1 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right) - J_0 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right) \right] \quad (17)$$

gdzie: $\omega_0 = \frac{v}{r_w^2}$; $Q = 2\pi \int_0^{r_w} V r dr$

Wyznaczając $F(x, s)$ z równania (15) i podstawiając do równania (17), otrzymuje się

$$Z(s)Q(x, s) = -\frac{\partial P(x, s)}{\partial x} \quad (18)$$

gdzie:

$$Z(s) = \frac{L_0 s}{1 - \frac{2}{j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}}} \frac{J_1 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right)}{J_0 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right)}} \quad (19)$$

przy czym $L_0 = \frac{\rho}{\pi r_w^2}$.

Stosując do równania (7) przekształcenie Laplace'a względem czasu dla zerowych warunkach początkowych $p(x, 0) = 0$ i $V_x(x, r, 0) = 0$, a następnie mnożąc przez $2\pi r$ i całkując je względem r w granicach od 0 do r_w , otrzymuje się równanie

$$\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{s}{v} \left(V + \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \quad (20)$$

gdzie: $Y(s) = C_0 s$ (21)

przy czym $C_0 = \frac{\pi r_w^2}{a^2 \rho} = \frac{\pi r_w^2}{B}$.

Równania (18) i (20) są równaniami różniczkowymi linii hydraulicznej o zmiennej rezystancji. Równania te można zapisać w formie macierzowej

$$\frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} P(x, s) \\ Q(x, s) \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} 0 & Z(s) \\ Y(s) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(x, s) \\ Q(x, s) \end{bmatrix} \quad (22)$$

Przedstawienie równania linii hydraulicznej w formie macierzowej umożliwi bezpośrednie wykorzystanie tego równania do budowy schematu blokowego opisującego dynamikę układu hydraulicznego i pozwala wykorzystać do analizy i syntezy teorię automatycznej regulacji.

Całkując równanie (22) względem x w granicach od 0 do l , otrzymujemy rozwiązanie tego równania w płaszczyźnie zmiennej zespolonej

$$\begin{bmatrix} P(0, s) \\ Q(0, s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ch\Gamma(s) & Z_c(s)sh\Gamma(s) \\ \frac{1}{Z(s)}sh\Gamma(s) & ch\Gamma(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(l, s) \\ Q(l, s) \end{bmatrix} \quad (23)$$

gdzie: $\Gamma(s) = l\sqrt{Z(s)Y(s)}$ (24)

jest operatorem propagacji, a

$$Z_c(s) = \sqrt{\frac{Z(s)}{Y(s)}} \quad (25)$$

jest impedancją falową.

Podstawiając do zależności (24) i (25) zależności (19) i (21), otrzymuje się operator propagacji i impedancję falową o postaci

$$\Gamma(s) = \frac{T_0 s}{\sqrt{1 - \frac{2}{j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}}} \frac{J_1 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right)}{J_0 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right)}}} \quad (26)$$

$$Z_c(s) = \frac{Z_{c0}}{\sqrt{1 - \frac{2}{j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}}} \frac{J_1 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right)}{J_0 \left(j\sqrt{\frac{s}{\omega_0}} \right)}}} \quad (27)$$

gdzie:

$$T_0 = l\sqrt{L_0 C_0} = \frac{l}{a}$$

$$Z_{c0} = \sqrt{\frac{L_0}{C_0}} = \frac{a\rho}{\pi r_w^2}$$

W analizie układów hydraulicznych wykorzystywane są inne postacie równania (23). Równanie (23) można przedstawić również w formie macierzy transmitancji czwórnika w postaci:

♦ admitancyjnej

$$\begin{bmatrix} P(l, s) \\ Q(0, s) \end{bmatrix} = \frac{1}{ch\Gamma(s)} \begin{bmatrix} 1 & -Z_c(s)sh\Gamma(s) \\ \frac{1}{Z_c(s)}sh\Gamma(s) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(0, s) \\ Q(l, s) \end{bmatrix} \quad (28a)$$

♦ impedancyjnej

$$\begin{bmatrix} P(0, s) \\ P(l, s) \end{bmatrix} = \frac{Z_c(s)}{sh\Gamma(s)} \begin{bmatrix} ch\Gamma(s) & -1 \\ 1 & -ch\Gamma(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q(0, s) \\ Q(l, s) \end{bmatrix} \quad (28b)$$

Przedstawienie powyższych równań w formie macierzy transmitancji czwórnika pozwala wykorzystać do analizy i syntezy teorię automatycznej regulacji.

Wyrażenia (26) i (27), określające operator propagacji i impedancję falową, są analogiczne do otrzymanych przez F.T. Browna [10], jednak autor ten podaje rozwiązanie tylko dla przypadku szczególnego, tj. linii bez obicia.

W przypadku przepływu cieczy przez przewód o sprężystych ściankach ich sprężystość można uwzględnić, wprowadzając do równania (21) zastępczy moduł ściśliwości cieczy o postaci

$$\frac{1}{B_z} = \frac{1}{B} + \frac{1}{B_s}$$

gdzie:

B_z – zastępczy moduł ściśliwości cieczy,
 B_s – moduł ściśliwości ścianek przewodu.

W przypadku przewodu sztywnego (metalowego) moduł ściśliwości ścianek można zapisać w postaci

$$B_s = \frac{r_z - r_w}{2r_w} E$$

gdzie:

r_z – promień zewnętrzny przewodu,
 r_w – promień wewnętrzny przewodu.

HPS

VIII MIĘDZYNARODOWE TARGI HYDRAULIKI,
PNEUMATYKI, STEROWANIA I NAPĘDÓW

19-21.10.2010

KATOWICE, UL. BYTKOWSKA 1B

**NAJWAŻNIEJSZE SPOTKANIE BRANŻY
W CENTRALNEJ EUROPIE**

**ZAPRASZAMY DO KATOWIC,
STOLICY POLSKIEGO PRZEMYSŁU**

www.hps.mtk.katowice.pl

ORGANIZATOR



Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o.

40-955 Katowice, ul. Bytkowska 1B

tel. +48 32 78 99 101; fax +48 32 25 40 227

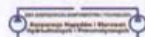
b.nowak@mtk.katowice.pl

PATRONAT HONOROWY

Wiceprezes Rady Ministrów
Minister Gospodarki
Rzeczypospolitej Polskiej



Europejski Komitet Hydrauliki
i Pneumatyki



Korporacja Napędów i Sterowań
Hydraulicznych i Pneumatycznych



Pneumatyka

napędy
i sterowanie



Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Hydrauliki i Pneumatyki

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Pneumatyki

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Hydrauliki

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Sterowania

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Napędów

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Napędów i Sterowań

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Napędów i Sterowań

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Napędów i Sterowań

Stowarzyszenie Inżynierów
i Techników Napędów i Sterowań

PATRONAT MEDIALNY



CONTROL
ENGINEERS



metak24.pl

MM

Magazyn
Przemysłowy

powder.bulk

Hydraulic &
Pneumatics

PAR

gdzie:

B – moduł ściśliwości cieczy.

Równania od (1) do (3) są nieliniowe. Biorąc pod uwagę, że długości fal ciśnienia w linii hydraulicznej (przewodzie) są znacznie większe od promienia wewnętrznego przewodu w zakresie częstotliwości występujących w układach hydraulicznych, równania powyższe można zlinearyzować. W celu linearyzacji parametry przepływu należy przedstawić w formie sum wartości ustalonych i odchyłek

$$\begin{aligned} \rho &= \bar{\rho} + \rho' \\ V_x &= \bar{V}_x + V_x' \\ p &= \bar{p} + p' \end{aligned} \quad (4)$$

gdzie:

$\bar{\rho}, \bar{p}, \bar{V}_x$ – gęstość cieczy, jej wartość ustalona i odchyłka od wartości ustalonej,
 V_x, V_x', V_x' – składowa prędkości w kierunku osiowym, jej wartość ustalona i odchyłka od wartości ustalonej,
 p, p, p' – ciśnienie, jego wartość ustalona i odchyłka od wartości ustalonej,

przy czym należy zastrzec, że $\bar{V}_x \ll |c|$ [10].

Równanie (1) po linearyzacji przyjmuje postać

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \bar{\rho} \frac{\partial V_x'}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

$$\text{dla } \frac{2\pi|c|}{\omega} \gg r_w \quad [10], \quad (6)$$

gdzie:

r_w – promień wewnętrzny przewodu hydraulicznego,
 c – prędkość rozchodzenia się fali w przewodzie.

Prędkość c rozchodzenia się fali w przewodzie, występująca w równaniu (6), jest wielkością zespoloną o module mniejszym niż prędkość dźwięku w cieczy idealnej.

Podstawiając do równania (5) wartość różniczki gęstości z równania stanu (3), otrzymuje się

$$\frac{\bar{\rho}}{B} \frac{\partial p'}{\partial t} + \bar{\rho} \frac{\partial V_x'}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

Przy zachowaniu warunku (6) równanie (2) upraszcza się do postaci

$$\bar{\rho} \frac{\partial V_x'}{\partial t} = -\frac{\partial p'}{\partial x} + \frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 V_x'}{\partial x^2} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_x'}{\partial r} \right) \quad (8)$$

Przyjmując, że w przewodzie rozprzestrzenia się sinusoidalna fala ciśnienia, wartość chwilowa ciśnienia w punkcie x wyraża się za pomocą zależności

$$p' = p_0 \sin \left(t - \frac{x}{c} \right) \quad (9)$$

Podstawiając do równania (7) $\sqrt{\frac{B}{\rho}} = a$, z powyższej zależności i z równania (7), otrzymuje się następujące wyrażenia:

$$\frac{\partial V_x'}{\partial x} = -\frac{p_0 \omega}{a^2 \rho} \cos \omega \left(t - \frac{x}{c} \right)$$

$$\frac{\partial^2 V_x'}{\partial x^2} = -\frac{p_0 \omega^2}{a^2 \rho c} \sin \left(t - \frac{x}{c} \right)$$

$$\frac{\partial p'}{\partial x} = -\frac{p_0 \omega}{c} \cos \omega \left(t - \frac{x}{c} \right)$$

Z powyższych wyrażeń wynika, że jeżeli przyjmiemy warunek

$$\frac{4}{3} \mu \frac{\omega}{a^2 \rho} \ll 1 \quad [10]$$

(akceptowalny dla cieczy hydraulicznych używanych w instalacjach hydraulicznych), to w równaniu (8) człon

$$\frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 V_x'}{\partial x^2} \ll \frac{\partial p'}{\partial x}$$

W rezultacie równanie (8) przyjmuje postać

$$\frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 V_x'}{\partial x^2} \ll \frac{\partial p'}{\partial x} \quad (9)$$

Stosując do równania (9) przekształcenie Laplace'a względem czasu przy zerowych warunkach początkowych $p(x, 0) = 0$ i $V_x(x, r, 0) = 0$, otrzymuje się

$$\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{s}{v} \left(V + \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \quad (10)$$

Wprowadzając do równania (10) nową zmienną

$$U = V + \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (11)$$

otrzymuje się równanie o postaci

$$\frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial r} - \frac{s}{v} U = 0 \quad (12)$$

Jest to zmodyfikowane równanie Bessela zerowego rzędu. Jego rozwiązaniem jest funkcja Bessela zerowego rzędu, przy czym rozpatrujemy tylko funkcję pierwszego rodzaju, która jest skończona dla $r = 0$ [11]:

$$U = F(x, s) \left[J_0 \left(jr \sqrt{\frac{s}{v}} \right) \right] \quad (13)$$

Podstawiając U z równania (13) do równania (11), otrzymuje się

$$V = F(x, s) \left[J_0 \left(jr \sqrt{\frac{s}{v}} \right) \right] - \frac{1}{\rho s} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (14)$$

Równanie (14) powinno spełniać warunek graniczny $V = 0$ dla $r = r_w$ [10]. Ma to miejsce, jeżeli

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho s F(x, s) \left[J_0 \left(jr_w \sqrt{\frac{s}{v}} \right) \right] \quad (15)$$

stąd

$$V = F(x, s) \left[J_0 \left(jr \sqrt{\frac{s}{v}} \right) - J_0 \left(jr_w \sqrt{\frac{s}{v}} \right) \right] \quad (16)$$

Mnożąc obie strony równania (16) przez $2\pi r$ i całkując względem r w granicach od 0 do r_w , otrzymuje się

W przypadku przewodów giętkich analityczne określenie B_i jest bardzo trudne z powodu złożonej struktury ścianek przewodu. Jednakże doświadczalne określenie zastępczego modułu ściśliwości dla konkretnego typu przewodu wypełnionego danym typem cieczy roboczej nie sprawia większych trudności.

Dążenie do minimalizacji ciężaru instalacji hydraulicznych przy jednoczesnym wzroście w nich ciśnień (wysokociśnieniowe źródła zasilania) powoduje, że w przewodach mogą wystąpić przepływy turbulენტne. Wystąpienie takiego przepływu powoduje zwiększenie statycznych strat ciśnienia w przewodzie. Zjawisko turbulencji można uwzględnić, przyjmując, że w równaniu (9)

$$2\pi\mu \int_0^{r_w} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V_x'}{\partial r} \right) dr = -\frac{8\mu}{r_w^2} q$$

co jest ściśle dla przepływu ustalonego cieczy nieściślnej (prawo Hagen-Poiseuille'a). Wówczas równanie (9) przyjmie postać uproszczoną o postaci

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = L_0 \frac{\partial q}{\partial t} + R_0 q \quad (29)$$

$$\text{gdzie: } R_0 = \frac{8\mu}{\pi r_w^4}$$

Jest to równanie ruchu modelu dynamicznego linii o stałej rezystancji. Impedancja szeregową otrzymana z równania (29) po zastosowaniu przekształcenia Laplace'a ma wartość

$$Z(s) = L_0 s + R_0 \quad (30)$$

Przyjmując w równaniu (29) $\mu = 0$ (ciecz nielepka), otrzymuje się model matematyczny linii bez strat, gdzie:

$$Z(s) = L_0 s \quad (31)$$

Podstawiając (30) lub (31) do wzoru (24) i (25) w miejsce (19), otrzymuje się:

$$\begin{aligned} \text{♦ dla linii o stałej rezystancji} \\ \Gamma(s) = T_0 s \sqrt{1 + \frac{R_0}{L_0 s}} = T_0 s \sqrt{1 + \frac{8\omega_0}{s}} \end{aligned} \quad (32)$$

$$Z_c(s) = Z_{c0} \sqrt{1 + \frac{R_0}{L_0 s}} = Z_{c0} \sqrt{1 + \frac{8\omega_0}{s}} \quad (33)$$

gdzie:

Z_{c0} jest nominalną impedancją charakterystyczną linii;

♦ dla linii bez strat

$$\Gamma(s) = T_0 s \quad (34)$$

$$Z_c(s) = Z_{c0} \quad (35)$$

Główny nacisk przy rozpatrywaniu modelu o parametrach rozłożonych położono na określenie odpowiedzi częstotliwościowych układów. Wynika to z następujących względów:

- ♦ rozwinięte w teorii automatycznej regulacji metody analizy i syntezy dynamicznej układów oparte są głównie na charakterystykach częstotliwościowych,
- ♦ charakterystyki częstotliwościowe dają pełną, aczkolwiek niebezpośrednią informację o własnościach dynamicznych układów,
- ♦ obliczenie charakterystyk częstotliwościowych w przypadku transmitancji, w których występują funkcje hiperboliczne, sprawia mniej kłopotów niż obliczenie odpowiedzi przejściowych,
- ♦ wiele sygnałów wejściowych (zakłóceń), działających na układy hydrauliczne, ma charakter sinusoidalny (w ogólnym przypadku jest sumą funkcji trygonometrycznych). Do tej grupy zakłóceń należą m.in. pulsacje natężenia przepływu generowane przez pompy hydrauliczne; w tych przypadkach charakterystyki częstotliwościowe dają bezpośrednią informację o zachowaniu się układu.

Charakterystyki częstotliwościowe otrzymujemy, podstawiając do transmitancji operatorowych $s = j\omega$, a więc zastępując przekształcenie Laplace'a przez przekształcenie Fouriera. Postaci widmowe operatora propagacji i impedancji falowej dla modelu o zmiennej rezystancji (26) i (27) są następujące:

$$\Gamma(j\omega) = \frac{jT_0\omega}{\sqrt{1 - \frac{2}{j^2 \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}} \frac{J_1\left(j^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right)}{J_0\left(j^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right)}}} = \alpha + j\beta \quad (36)$$

$$Z_c(j\omega) = \frac{Z_{c0}}{\sqrt{1 - \frac{2}{j^2 \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}} \frac{J_1\left(j^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right)}{J_0\left(j^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}\right)}}} = \gamma + j\delta \quad (37)$$

gdzie:

- ♦ część rzeczywista postaci widmowej operatora propagacji ma postać

$$\alpha = T_0\omega \frac{\sin\left(\frac{1}{2} \arctg \frac{b}{a}\right)}{\sqrt[4]{a^2 + b^2}}$$

- ♦ część urojona postaci widmowej operatora propagacji ma postać

$$\beta = T_0\omega \frac{\cos\left(\frac{1}{2} \arctg \frac{b}{a}\right)}{\sqrt[4]{a^2 + b^2}}$$

- ♦ część rzeczywista postaci widmowej impedancji falowej ma postać

$$\gamma = Z_{c0} \frac{\cos\left(\arctg \frac{b}{a}\right)}{\sqrt[4]{a^2 + b^2}}$$

♦ część urojona postaci widmowej impedancji falowej ma postać

$$\delta = -Z_{c0} \frac{\sin\left(\arctg \frac{b}{a}\right)}{\sqrt[4]{a^2 + b^2}}$$

$$a = 1 + \frac{2(ce - df)}{\sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}(c^2 + d^2)}}$$

$$b = \frac{2(cf + de)}{\sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}(c^2 + d^2)}}$$

$$c = ber \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}} + bei \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}$$

$$d = ber \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}} - bei \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}$$

$$e = ber \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}} - bei \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}$$

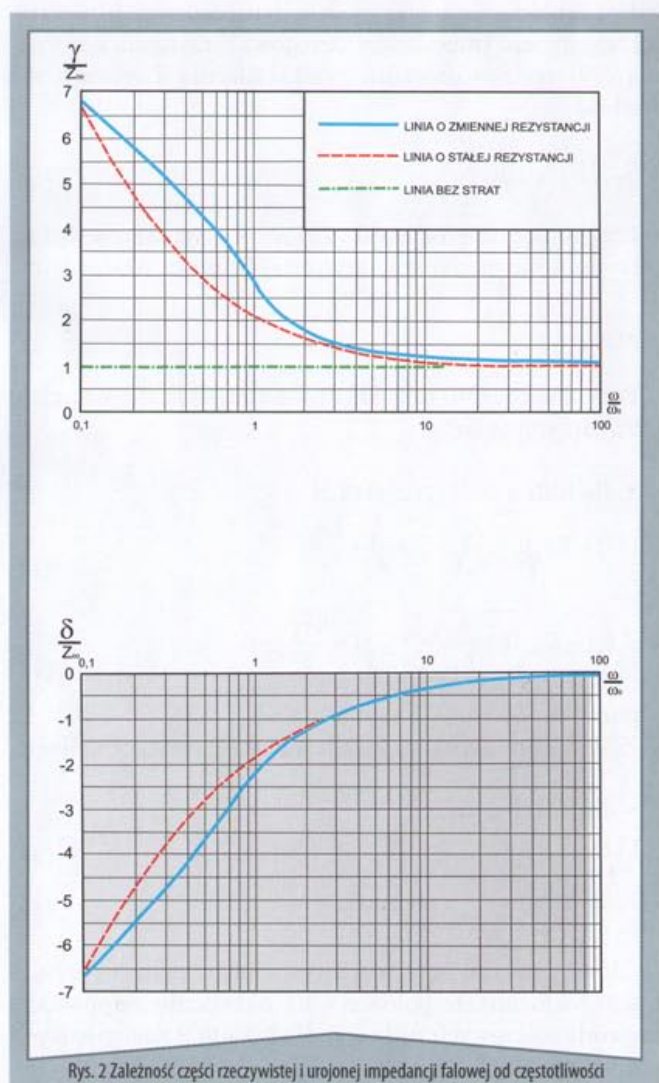
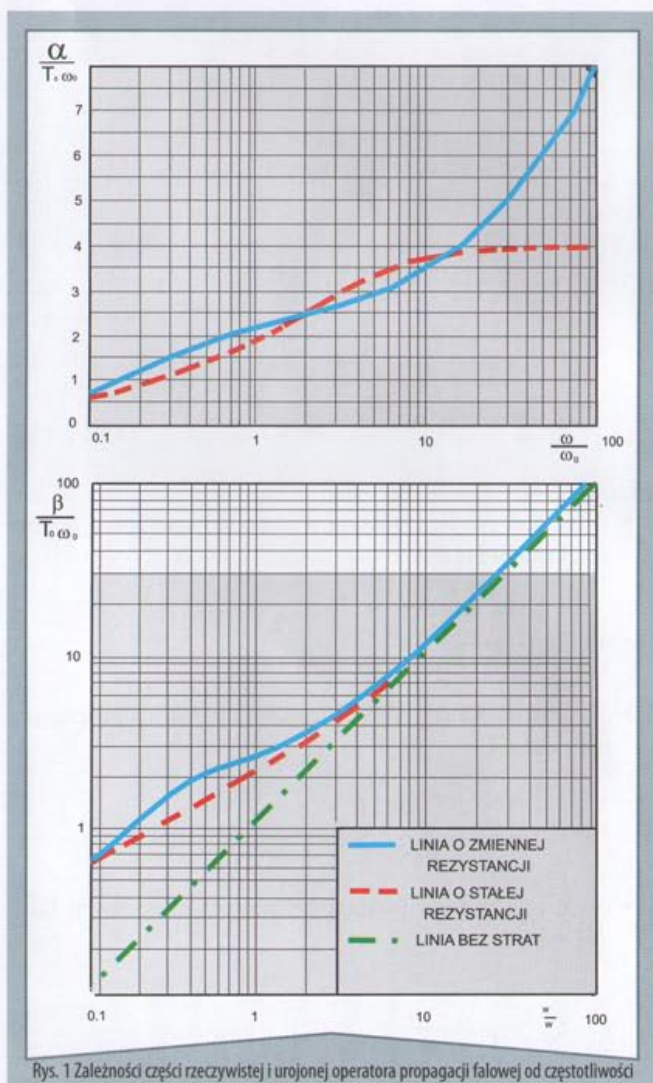
$$f = ber \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}} + bei \sqrt{\frac{\omega}{\omega_0}}$$

Posługiwanie się powyższymi zależnościami przy wysokich wartościach ω jest niewygodne, ponieważ amplitudy funkcji *ber*, *bei* i ich pochodnych szybko rosną do nieskończoności. Zachodzi stąd konieczność operowania przy obliczeniach bardzo dużymi liczbami. Trudność tę można ominąć, stosując w zakresie dużych częstotliwości aproksymację podaną przez F.T. Browna [10]:

$$\Gamma(j\omega) \approx jT_0\omega \left[1 + \left(\frac{\omega_0}{j\omega}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{\omega_0}{j\omega} + \frac{7}{8} \left(\frac{\omega_0}{j\omega}\right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (38)$$

$$Z_c(j\omega) \approx \frac{Z_{c0}}{1 - \left(\frac{\omega_0}{j\omega}\right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{8} \left(\frac{\omega_0}{j\omega}\right)^{\frac{3}{2}}} \quad (39)$$

Na rys. 1 i rys. 2 przedstawiono wykresy wartości rzeczywistych i urojonych operatora propagacji i impedancji falowej w funkcji częstotliwości. Wykresy te przedstawiono w współrzędnych bezwymiarowych.



Rys. 1 Zależności części rzeczywistej i urojonej operatora propagacji falowej od częstotliwości

Rys. 2 Zależność części rzeczywistej i urojonej impedancji falowej od częstotliwości

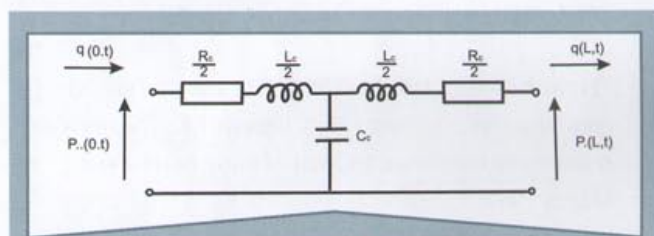
W celu uproszczenia obliczeń charakterystyk częstotliwościowych i odpowiedzi przejściowych autor zastosował aproksymację iloczynową. Aproksymacja ta sprowadza się do zastąpienia funkcji hiperbolicznej przez wielomiany względem operatora Laplace'a. Pierwiastki tych wielomianów są równe pierwiastkom funkcji hiperbolicznej. Stopień dokładności aproksymacji można dobrać, uwzględniając odpowiednią ilość czynników w rozwinięciu iloczynowym. Rozwinięcia iloczynowe funkcji hiperbolicznych i funkcji Bessela przedstawiono w [10, 11] i w związku z tym autor nie będzie ich tu przytaczał.

Model obwodu jako linia hydrauliczna o parametrach skupionych

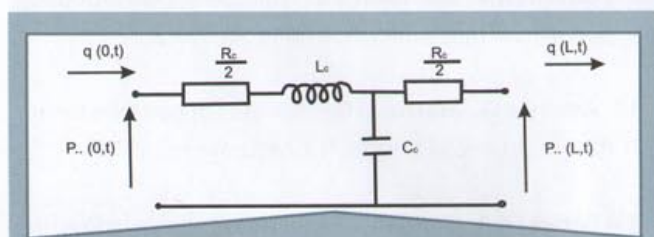
Przy opisie własności dynamicznych linii hydraulicznej przyjęto założenie, że wszystkie parametry przewodu są skupione, tj.

- ♦ rezystancja: $R_c = 1 R_0$
- ♦ inertancja: $L_c = 1 L_0$
- ♦ pojemność: $C_c = 1 C_0$

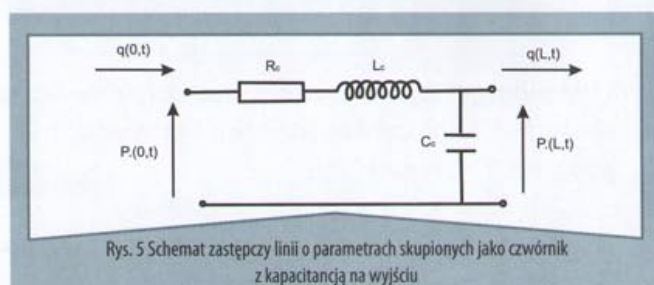
Możliwe są trzy schematy zastępcze linii o parametrach skupionych. Schemat zastępczy linii o parametrach skupionych jako czwórnik symetryczny przedstawiono na rys. 3. Schemat zastępczy linii o parametrach skupionych jako czwórnik z dzieloną rezystancją przedstawiono na rys. 4. Schemat zastępczy linii o parametrach skupionych jako czwórnik z pojemnością na wyjściu przedstawiono na rys. 5.



Rys. 3 Schemat zastępczy linii o parametrach skupionych jako czwórnik symetryczny



Rys. 4 Schemat zastępczy linii o parametrach skupionych jako czwórnik z dzieloną rezystancją



Rys. 5 Schemat zastępczy linii o parametrach skupionych jako czwórnik z pojemnością na wyjściu

Linii o parametrach skupionych jako czwórnik symetryczny o schemacie przedstawionym na rys. 3 odpowiada równanie zapisane ogólnie w formie macierzowej:

$$\begin{bmatrix} P(0,s) \\ Q(0,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{C_c L_c}{2} s^2 + \frac{C_c L_c}{2} s + 1 & \frac{C_c L_c^2}{4} s^3 + \frac{C_c L_c R_c}{2} s^2 + \left(\frac{C_c R_c^2}{4} + L_c \right) s + R_c \\ C_c s & \frac{C_c L_c}{2} s^2 + \frac{C_c L_c}{2} s + 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(L,s) \\ Q(L,s) \end{bmatrix} \quad (40)$$

Linii o parametrach skupionych jako czwórnik z dzieloną rezystancją o schemacie przedstawionym na rys. 4 odpowiada równanie zapisane ogólnie w formie macierzowej:

$$\begin{bmatrix} P(0,s) \\ Q(0,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_c L_c s^2 + \frac{C_c R_c}{2} s + 1 & \frac{C_c L_c R_c}{2} s^2 + \left(\frac{C_c R_c^2}{4} + L_c \right) s + R_c \\ C_c s & \frac{C_c R_c}{2} s + 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(L,s) \\ Q(L,s) \end{bmatrix} \quad (41)$$

Linii o parametrach skupionych jako czwórnik z pojemnością na wyjściu o schemacie przedstawionym na rys. 5 odpowiada równanie zapisane ogólnie w formie macierzowej:

$$\begin{bmatrix} P(0,s) \\ Q(0,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_c L_c s^2 + C_c R_c s + 1 & L_c s + R_c \\ C_c s & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(L,s) \\ Q(L,s) \end{bmatrix} \quad (42)$$

Modele linii hydraulicznej o parametrach skupionych, opisane równaniami (41) i (42), są niesymetryczne.

Podsumowanie

W rozważaniach autor potraktował linię hydrauliczną jako czwórnik o dwóch wejściach i dwóch wyjściach, charakteryzujący się określoną macierzą transmitancji. Takie ujęcie pozwala traktować linię hydrauliczną jako człon o określonej macierzy transmitancji, który łatwo można wprowadzić do schematów blokowych, opisujących dynamikę układu. Przedstawienie równań linii hydraulicznej w formie operatorowej pozwala bezpośrednio korzystać z praw teorii automatycznej regulacji przy analizie i syntezie układów hydraulicznych.

Główne rozważania przeprowadzono dla modelu o zmiennej rezystancji. Podano rozwiązanie ogólne w funkcji operatora Laplace'a oraz adaptację modelu dla przepływu turbulentnego i przepływu przez przewód o sprężystych ściankach. Linię hydrauliczną scharakteryzowano za pomocą składowych impedancji hydraulicznej (oporności zespolonej): impedancji szeregowej (składającej się z inertancji i rezystancji na jednostkę długości, która uwzględnia efekt bezwładności i tarcia lepkiego cieczy, oraz admitancji bocznikującej na jednostkę długości (scharakteryzowanej pojemnością), która uwzględnia efekt

ściślności cieczy. Po scałkowaniu równań falowych względem długości linii z kombinacji ww. parametrów otrzymano dwa podstawowe parametry charakteryzujące modele linii hydraulicznej o parametrach rozłożonych: operator propagacji i impedancję charakterystyczną. Pierwszy z tych parametrów opisuje czas opóźnienia w przekazywaniu sygnałów wzdłuż linii oraz tłumienie i rozproszenie fal ciśnienia i natężenia przepływu, natomiast drugi jest impedancją wewnętrzną linii widzianą od strony obciążenia.

Wprowadzając uproszczenia w modelu o zmiennej rezystancji, otrzymano model o stałej rezystancji i model linii bez strat.

Spośród modeli o parametrach rozłożonych najprostszy obliczeniowo jest model linii bez strat. Linię bez strat należy zalecać do stosowania przy analizie procesów przejściowych (tzw. uderzeń hydraulicznych) – ze względu na łatwość otrzymywania odwrotnego przekształcenia Laplace'a. Błąd wskutek pominięcia strat tarcia jest o tyle niegroźny, że popełnia się go w stronę bezpieczną.

Wydaje się, że model linii o zmiennej rezystancji w sposób najbardziej zadowalający odwzorowuje właściwości dynamiczne układu hydraulicznego. Potwierdzenie tej hipotezy wymaga porównania obliczeń teoretycznych z wynikami badań eksperymentalnych. Badania eksperymentalne należałoby przeprowadzić dla przypadku linii zakończonej dławikiem stałym bądź dławikiem i akumulatorem hydraulicznym oraz linii zasilanej ze źródła stałego ciśnienia zakończonej zaworem o regulowanym, zmiennym przekroju bądź zaworem i akumulatorem.

dr inż. Leszek Ulanowicz

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych
Zakład Samolotów i Śmigłowców

leszek.ulanowicz@itwl.pl

» Literatura

- [1] **Mostkow M.A.:** *Prikladnaja gidromechanika*. Gosenergoizdat 1963.
- [2] **Tarko L.M.:** *Udarnoje dawlenije pri ostanowkie gidropriwoda*. Stanki i instrument 1/1983.
- [3] **Tarko L.M.:** *Rascyiot dawlnija w gidropriwodzie pri nieustanowliennym reżimie*. Stanki i instrument 1/1969.
- [4] **Zacharow J.E., Baranow W.N.:** *O wlianii pulsacji dawlenija na dwizenie porsznia*. Pniewno i giwroawtomatika, Nauka 1984.
- [5] **Streeter V.L.:** *Waterhammer analysis with nonlinear frictional resistance*. Proceedings of the first Australian Conference „Hydraulics and Fluid Mechanics”, Pergamon Press 1964.
- [6] **Brodgett R.E., King R.E.:** *Hydraulic system simulation using time-daly elements*. Journal of Basic Engineering, June 1967.
- [7] **Walker M.L., Kirkpatrick E.T.:** *Viscous dispersion in waterhammer*. Journal of Basic Engineering, December 1966.
- [8] **Gelman A.S., Marczowa N.J.:** *Niestacjonarnyje kolebanija gidrawliczeskich linii*. Maszynostrojienie 1/1971.
- [9] **Change Kuo Weng:** *Transmission of fluid power by pulsating – flow concept in hydraulic system*. Journal of Basic Engineering, June 1975.
- [10] **Brown T.F.:** *The transient response of fluid lines*. Journal of Basic Engineering, December 1972.
- [11] **Brown T.F., Nelson S.E.:** *Step responses of liquid lines with frequency – dependet effects of viscosity*. Journal of Basic Engineering, June 1977.
- [12] **Holmboe E.L., Rouleau W.T.:** *The effect of viscous shear an transients in liquid lines*. **Brown T.F.:** *The transient response of fluid lines*. Journal of Basic Engineering, March 1967.
- [13] **Chorin A.J., Morsden J.E.:** *A mathematical introduction to fluid mechanics*. N.Y. Springer 1990.
- [14] **Astarita G., Marrucci G.:** *Principles of non-newtonian fluid mechanics*. London, N.Y. McGraw-Hill 1974.
- [15] **Serwach A., Zwolak E.:** *Analiza hydraulicznego zasilacza stalociśnieniowego z zaworem przelewowym*. IV Krajowa Konferencja Automatyki, tom VI, Kraków 1967.
- [16] **Oldenburger R., Goodson R.:** *Dynamika gidrawliczeskoj linii*. Techniczeskije Sriedstwa Awtomatiki, II Kongriess IFAC, Nauka 1965.
- [17] **PauChang Lu:** *Introduction to the mechanics of viscous fluids*. McGraw-Hill Book Comp. 1977.

➤ Zygmunt Szczerba

18 maja 2008 r. w Zakładzie Mechaniki Płynów i Aerodynamiki Politechniki Rzeszowskiej firma SMC zorganizowała seminarium pt. „Pneumatyka jako środek automatyzacji procesów produkcyjnych”, połączone z pokazem i ofertą stanowisk dydaktycznych.

Seminarium firmy SMC na Politechnice Rzeszowskiej

W pierwszej części seminarium udział wzięli studenci III roku Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej, a w drugiej pracownicy tego wydziału zainteresowani wyposażeniem laboratoriów w nowoczesne stanowiska laboratoryjne. Skoncentrowano się na specjalnych elementach oferowanych przez firmę SMC (jak miniaturowa pneumatyka, siłowniki z blokadą położenia czy też elementy podciśnieniowe) oraz zaprezentowano oprogramowanie wspomagające pracę inżyniera projektanta (interaktywny katalog elementów, programy doboru elementów pneumatyki oraz programy wspomagające rysowanie schematów).

Duże zainteresowanie studentów wzbudziła prezentacja wybranych układów pneumatycznych i symulacja ich działania; posypały się też pytania związane z aktualnie realizowanymi projektami z dziedziny automatyzacji procesów przemysłowych. Seminarium stanowiło doskonałą okazję do pokazania wdrożonych przez firmę SMC zastosowań pneumatyki w polskim przemyśle.

Przedstawiono również ofertę dydaktyczną, skierowaną na kształcenie studentów na kierunku mechatronika. Można było m.in. zobaczyć stanowiska badawcze z zakresu pneumatyki i elektropneumatyki (6 stanowisk), hydrauliki (1 stanowisko), techniki podciśnieniowej (6 stanowisk), automatyki i robotyki (5 stanowisk), sterowania procesami (3 stanowiska), elastycznych systemów montażu (10 stanowisk) oraz zautomatyzowanej produkcji (11 stanowisk). Prezentacja wykazała, jak wielką wagę firma SMC przykłada zarówno do produkcji stanowisk dydaktycznych, jak i samego kształcenia inżynierów mechatroników.

Było to drugie w ostatnich latach seminarium zorganizowane przez tę firmę na Politechnice Rzeszowskiej.

Udział w nim wzięli przedstawiciele SMC: mgr inż. Janusz Liszka z Krakowa i mgr inż. Rafał Sochacki z Rzeszowa.

dr inż. Zygmunt Szczerba

Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki



Fot. 1 Zainteresowanie wzbudziła prezentacja układów pneumatycznych



Fot. 2 Seminarium stanowiło doskonałą okazję do poznania zastosowań pneumatyki

➤ Ryszard Dindorf

Specjalne chwytaki do palet z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi

Chwytnie należy do podstawowych czynności stosowanych w różnych dziedzinach techniki, a szczególnie w procesach produkcyjnych przy wykorzystaniu automatycznych maszyn manipulacyjnych (pick and place), manipulatorów i robotów.

Wprowadzenie

Podczas czynności manipulacyjnych chwytaki realizują podstawowe funkcje związane z chwytaniem i manipulacją. Proces chwytania musi uwzględniać orientację i położenie środka ciężkości, kształt, wymiary, masę, rodzaju materiału i stan powierzchni obiektu chwytanego. Podczas manipulacji i chwytania istotne są parametry konstrukcyjne chwytaka, jego napęd i sterowanie. Właściwy dobór chwytaka ma duże znaczenie dla prawidłowego przebiegu procesu chwytania i manipulacji.

Ponieważ liczba rozwiązań konstrukcyjnych chwytaków jest ogromna, przyjmuje się różne kryteria ich podziału, np. ze względu na: rodzaj chwytania (siłowe, kształtowe, kształtowo-siłowe); sposób chwytania (zewnętrzne, wewnętrzne, mieszane); budowę (sztywne, elastyczne), liczbę końcówek chwytanych (z dwiema, trzema i wieloma końcówkami); sposób przemieszczania końcówek chwytanych (równoległe, kątowe nożycowe, kątowe szczypcowe, wieloprzegubowe, imadłowe, igłowe); kształt punktów styku (punktowy, liniowy, powierzchniowy); rodzaj napędu (elektryczny, hydrauliczny, pneumatyczny nadciśnieniowo i podciśnieniowo, magnetyczny, adhezyjny).

Oprócz przedstawionego podziału wyróżnia się także chwytaki specjalne (do specjalnego zastosowania), np. chwytaki do palet z aktuatorami pneumatycznymi. Chwytaki pneumatyczne mogą mieć napęd si-

łownikowy (siłowniki tłokowe i membranowe), strumieniowy z przyssawkami podciśnieniowymi oraz za pomocą elastycznych aktuatorów mieszkowych, przeponowych, palcowych i innych [1]. Zaletą chwytaków pneumatycznych jest chwytanie i manipulowanie przedmiotami o różnych kształtach i powierzchniach w środowisku o różnej temperaturze i wilgotności powietrza, w miejscach zagrożonych pożarem lub wybuchem.

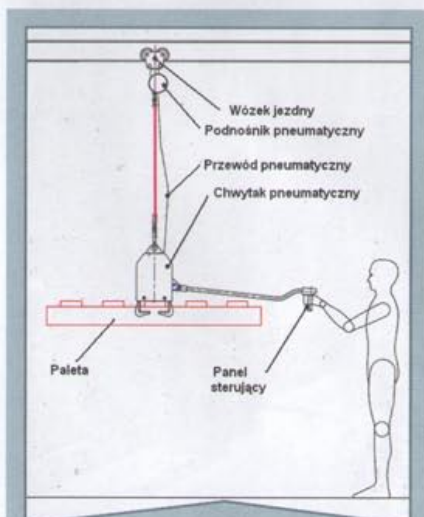
Nowymi elementami napędowymi i wykonawczymi, stosowanymi w różnych chwytakach pneumatycznych, są mięśnie pneumatyczne nazywane pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi (PMA – Pneumatic Muscle Actuators) lub sztucznymi mięśniami pneumatycznymi (PAM – Pneumatic Artificial Muscle) [2], [3]. W oparciu o mięśnie pneumatyczne tworzy się zarówno chwytaki przemysłowe, jak i bioniczne (sztuczne dłonie, protezy ręki).

Paletyzacja i chwytaki do palet

Paleta jest płaską, najczęściej drewnianą konstrukcją, służącą do transportu różnych towarów ułożonych w kilku warstwach. Najbardziej rozpowszechniona w Europie jest europaleta, oznaczana z boku napisem „EUR”. Wymiary europalet zostały ustandaryzowane do wymiarów 1200 × 800 × 144 mm i dostosowane są do obciążenia do 1000 kg. Spotyka się również tzw. skrzynio-palety, wykonane z tworzyw sztucznych lub aluminium, które oprócz sztywnego spodu mają również ściany i klapę zamykającą od góry. Istnieją także wersje izotermiczne, zapewniające utrzymanie określonej temperatury we wnętrzu.

Ręczne przenoszenie palet i paletyzowanie wyrobów jest wolne i niesie ze sobą ryzyko wielu błędów i niedokładności; jest także uciążliwą i ciężką czynnością, mogącą spowodować niebezpieczeństwo

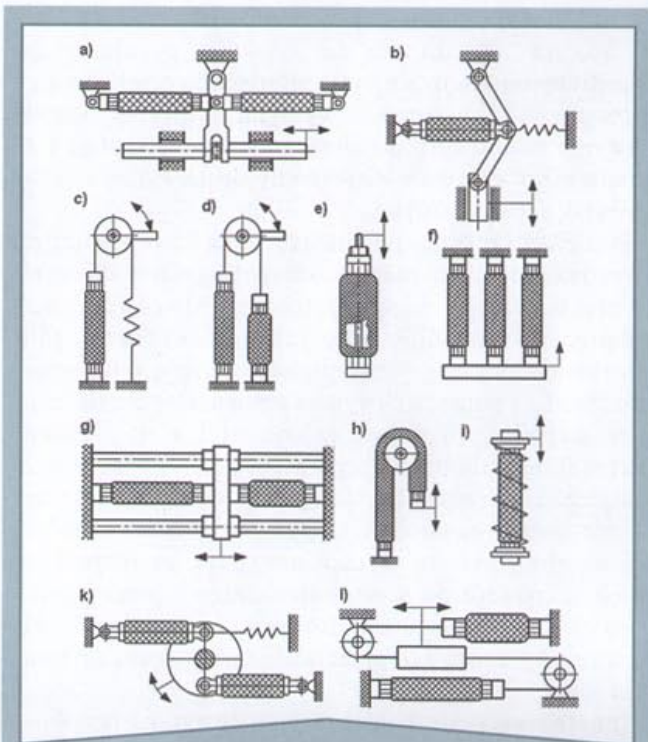
Ręczne przenoszenie palet i paletyzowanie wyrobów jest wolne i niesie ze sobą ryzyko wielu błędów i niedokładności; jest także uciążliwą i ciężką czynnością, mogącą spowodować niebezpieczeństwo



Rys. 1 Podnoszenie palety chwytakiem pneumatycznym przez operatora za pomocą panelu sterującego [10]



Rys. 2 Widok robota ABB, przenoszącego pustą paletę za pomocą chwytaka [9]



Rys. 3 Układy kinematyczne z aktuatorami mięśniowymi [6]:

a) napęd mięśniowy liniowy z suwakiem, b) napęd mięśniowy z mechanizmem jarzmowym, c) napęd kątowy jedumięśniowy, d) napęd kątowy dwumięśniowy, e) mięsień usztywniony prętem, f) równoległe połączenie mięśni do wzmocnienia siły, g) moduł mięśniowy z prowadnicami, h) moduł mięśniowy z rolką, i) moduł mięśniowy ze sprężyną powrotną, k) połączenie równoległe mięśni do wzmocnienia momentu, l) napęd mięśniowy liniowy z ciągnem

w pracy. Ze względu na duży ciężar przenoszonych towarów ręczna paletyzacja jest niemożliwa. Stosy pustych palet i pojedyncze, załadowane palety można łatwo podnosić za pomocą wózków widłowych lub chwytaków widłowych. Do podnoszenia palet na wyższe wysokości służą różne wózki podnośnikowe. Do chwytania, manipulacji i przenoszenia pustych lub załadowanych palet wykorzystuje się chwytaki mechaniczne, pneumatyczne i hydrauliczne.

Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych chwytaków do zewnętrznego chwytania pustych i załadowanych palet. Chwytaki pneumatyczne do palet są ekonomiczne w użyciu, ponieważ zużywają małą ilość powietrza przy ciśnieniu pracy od 4 do 6 barów. Na rys. 1 przedstawiono przykład zastosowania chwytaka pneumatycznego do

przenoszenia pustych palet [10]. Chwytnak zawieszony na linie jest podnoszony lub opuszczany za pomocą podnośnika pneumatycznego z silnikiem pneumatycznym łopatkowym.

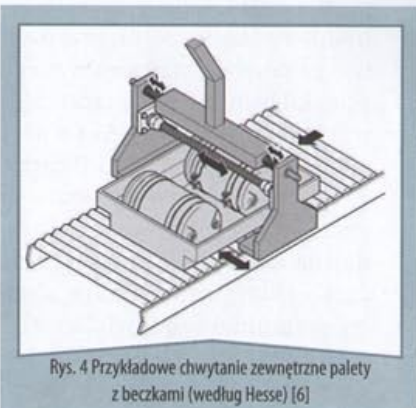
Podnośnik pneumatyczny zawie-

szony jest na wózku jezdnym poruszającym się po szynie. Chwytnakiem steruje operator za pomocą panelu sterującego. Przedstawiony przykładowy chwytak pneumatyczny stosowany jest do podnoszenia towarów o masie do 200 kg na wysokość 3 m.

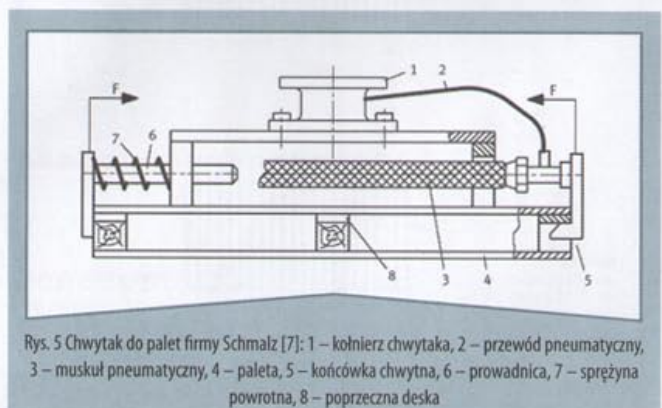
Paletyzacja to jedno z najbardziej powszechnych zastosowań robotów przemysłowych. Zastosowanie robotów w paletyzacji charakteryzuje się dużą dokładnością i powtarzalnością czynności przy przenoszeniu materiałów o różnej masie, pakowanych np. w workach, torbach, kartonach, skrzyniach, wiadrach, kanistrach czy beczkach. Robotyzacja umożliwia sprawną i skuteczną realizację zadań związanych z układaniem materiałów na paletach (paletyzacją) oraz przenoszenie pustych i załadowanych palet. Paletyzacja za pomocą robotów ma wiele zalet oraz oferuje większe możliwości w porównaniu z innymi systemami paletyzacji, np. przy zastosowaniu paletyzatorów [4].

W porównaniu z urządzeniami paletyzującymi, stanowiska zrobotyzowane zajmują znacznie mniej miejsca oraz umożliwiają szybkie i łatwe dostosowanie do paletyzacji różnych materiałów. Przez zastosowanie robotów ogranicza się również do minimum ryzyko uszkodzenia opakowań podczas ich przenoszenia i układania na paletach. Roboty mogą pracować w trudnych warunkach, np. w niskich temperaturach (chłodnie) oraz w wysokich temperaturach (walcownie, huty, odlewnie). Zaletą robotyzacji paletyzacji jest duża wydajność i dokładność robotów, które mogą wykonywać wiele innych czynności, jak odbieranie i układanie palet lub różnych materiałów. Roboty zastosowane w paletyzacji pozwalają nie tylko zredukować koszty związane z zatrudnieniem pracowników do obsługi urządzeń transportowych, ale także zapewnić bezpieczeństwo pracy.

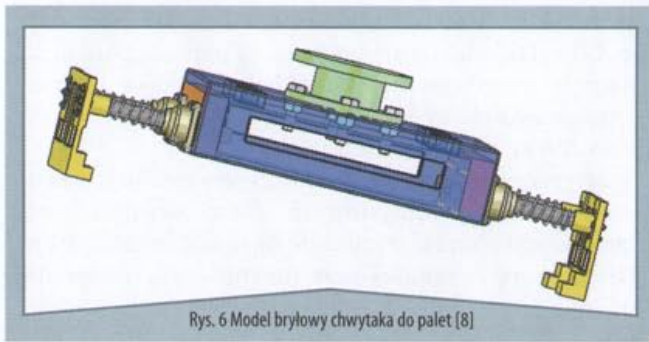
Idea zrobotyzowanych systemów paletyzacji polega na zastosowaniu robotów wyposażonych w głowicę manipulacyjną do mocowania różnych chwytaków, np. chwytaków do pustych palet, chwytaków do paletyzowanych materiałów oraz chwytaków do przenoszenia załadowanych palet. Manipulacja paletami może przebiegać według dowolnie zaprogramowanej sekwencji w układzie przestrzennym. Do paletyzacji wykorzystuje się różne roboty firm: ABB, Kawasaki, Kuka, Fanuc i innych. Przy wykorzystaniu napędów pneumatycznych firma Schmalz Vakuuum stworzyła inteligentny system Vacu-Grip FX, służący do chwytania powierzchniowego za



Rys. 4 Przykładowe chwytanie zewnętrzne palety z beczkami (według Hesse) [6]



Rys. 5 Chwytnak do palet firmy Schmalz [7]: 1 – kołnierz chwytaka, 2 – przewód pneumatyczny, 3 – mięsień pneumatyczny, 4 – paleta, 5 – końcówka chwytaka, 6 – prowadnica, 7 – sprężyna powrotna, 8 – poprzeczna deska



Rys. 6 Model brylowy chwytaka do palet [8]

pomocą chwytaków podciśnieniowych [9]. System ten może być zastosowany do chwytania pustych palet, pojedynczych kartonów oraz kilku kartonów jednocześnie. System czterech chwytaków podciśnieniowych FX-400/120 SV umożliwi paletyzację w 200 cyklach na godzinę przy przenoszeniu trzech kartonów po 8 kg każdy. Na każdej palecie układa się po 9 kartonów w 5 warstwach. System FX-600/80 SW służy natomiast do transportu załadowanych palet. Na rys. 2 przedstawiono robot ABB z chwytakiem podciśnieniowym VacuGrip FX firmy Schmalz Vakuum podczas przenoszenia pustej palety.

Chwytaki do palet aktuatorami mięśniowymi

Pneumatyczne aktulatory mięśniowe (muskuly pneumatyczne), ze względu na swoje właściwości statyczne i dynamiczne, znalazły szerokie zastosowanie jako elementy napędowe (uruchamiające) w urządzeniach do automatyzacji produkcji i robotach. Na rys. 3 przedstawiono różne rozwiązania kinematyczne napędów pneumatycznych z aktuatorami mięśniowymi, które mogą być stosowane także w chwytakach specjalnych [6]. W pra-

cach [2], [3] opisano różne konstrukcje chwytaków, w którym aktuatorami są muskuly pneumatyczne: przedstawiono m.in. chwytak siłowy trójścżkowy z gumowymi końcówkami chwytowymi, chwytak kątowy, chwytak równoległy do chwytania wewnętrznego i zewnętrznego, chwytak wielokrotny do chwytania cegieł, chwytak samocentryujący.

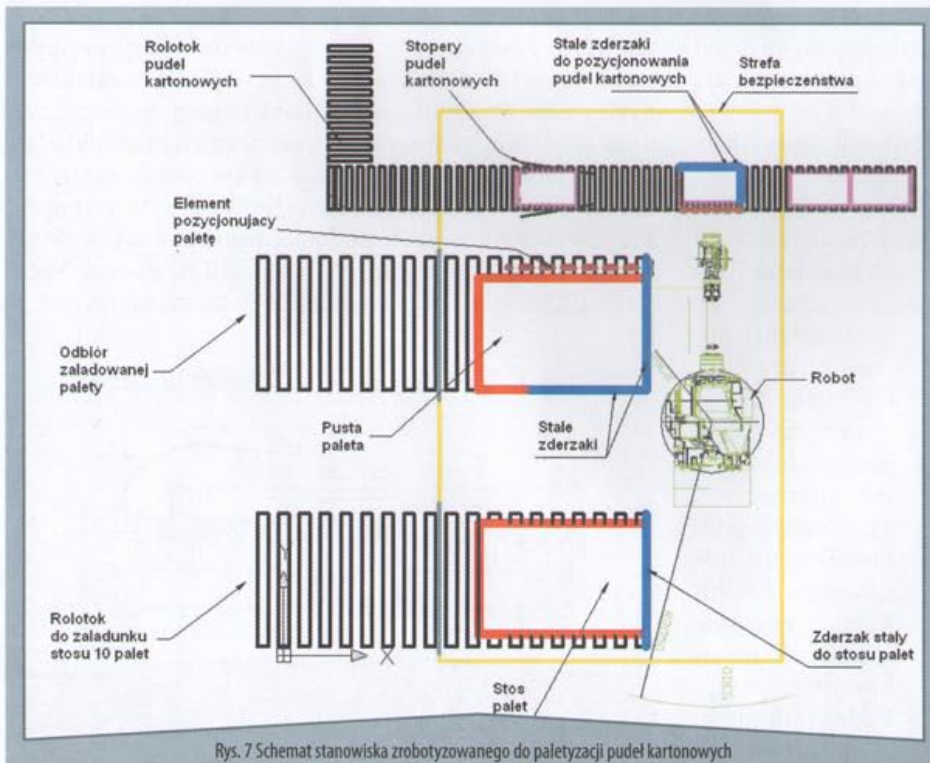
Ponieważ muskuly pneumatyczne są siłownikami elastycznymi o małej masie, różnej długości i dużej sile działania, dlatego mogą być stosowane do chwytania zewnętrznego elementów o dużych rozmiarach, np. palet. Przykład chwytania zewnętrznego palety załadowanej beczkami za pomocą chwytaka z pneumatycznym napędem mięśniowym przedstawiono na rys. 4. Skrócenie (skurcz) mięśnia pneumatycznego, pod wpływem wzrastającego ciśnienia powietrza, powoduje równoległe zaciśnięcie końcówek chwytanych pod paletą. Rozwarcie końcówek chwytanych chwytaka następuje po rozprężeniu mięśnia (powrót do stanu poprzedniego) przez zmniejszenie ciśnienia powietrza. Rozwarcie chwytaka ułatwiają sprężyny działające przeciwnie do muskułu pneumatycznego.

Inne rozwiązanie konstrukcyjne chwytaka przystosowanego do europalet przedstawiono na rys. 5. W chwytaku tym końcówki chwytne przesuwają się po prowadnicach, a do zamknięcia chwytaka (zaciśnięcia końcówek chwytanych pod paletą) zastosowano muskuł pneumatyczny. Po zmniejszeniu ciśnienia powietrza w muskule pneumatycznym następuje otwarcie chwytaka (odciągnięcie końcówek chwytanych) w wyniku zastosowania sprężyn umieszczonych po przeciwnej stronie muskułu. Chwytaki do palet z pneumatycznym napędem mięśniowym mogą zastąpić chwytaki podciśnieniowe firmy Schmalz Vakuum.

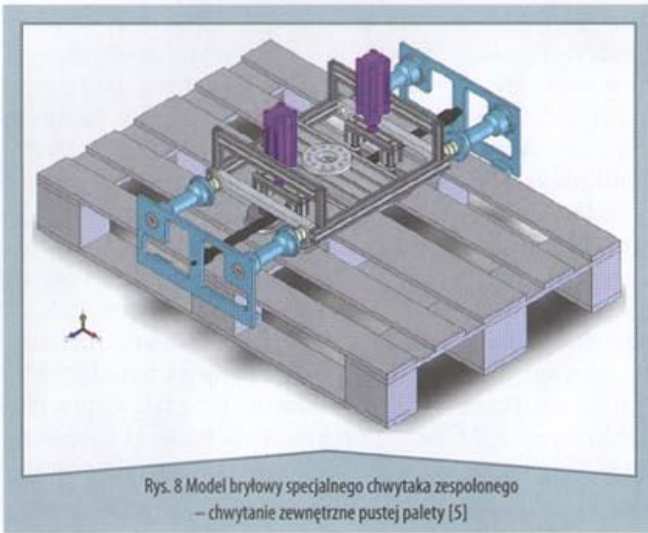
Projekty nowych chwytaków do palet

z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi

Projekty nowych konstrukcji chwytaków do palet z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi wykonane zostały w Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Działanie chwytaków do palet z muskulami pneumatycznymi można w pełni przedstawić za pomocą zaawansowanego projektowania w przestrzeni trójwymiarowej 3D CAD z użyciem programu SolidWorks. Program SolidWorks stanowi jednolite środowisko, w którym można modelować poszczególne części chwytaka, wykonywać jego skomplikowane, wielopoziomowe złożenia, dokonywać ich rozwinięć oraz tworzyć doku-



Rys. 7 Schemat stanowiska zrobotyzowanego do paletyzacji pudeł kartonowych



Rys. 8 Model bryłowy specjalnego chwytaka zespolonego – chwytanie zewnętrzne puste palety [5]

stał wykonany na zamówienie realizowane przez Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatycznych (OBREiUP) w Kielcach. Założono, że chwytak ma być mocowany do robota pracującego w zrobotyzowanym systemie paletyzowania opakowań kartonowych.

Projekt chwytaka musiał uwzględnić sposób podawania i odbierania palet, podawania i chwytania pudeł kartonowych oraz system bezpieczeństwa i strefy bezpieczeństwa na zrobotyzowanym stanowisku pracy. Schemat stanowiska zrobotyzowanego do paletyzacji pudeł kartonowych przedstawiono na rys. 7. Pudełka kartonowe mają wymiary gabarytowe $430 \times 307 \times 260$ mm i masę 20 kg, natomiast europalety wymiary $1200 \times 800 \times 166$ mm i masę 20 kg. Masa chwytaka do kartonu musiała być mniejsza od 10 kg ze względu na charakterystykę pracy robota. Po załadunku kartonami paleta będzie miała masę 600 kg. Zaprojektowano specjalny chwytak stanowiący zespoloną konstrukcję złożoną z chwytaka zewnętrznego do palet i chwytaka podciśnieniowego do pudeł kartonowych.

Model bryłowy 3D CAD chwytaka zewnętrznego z aktuatorami mięśniowymi w fazie chwytania europalety przedstawiono na rys. 8, a na rys. 9 przedstawiono model bryłowy 3D CAD chwytaka podciśnieniowego w fazie chwytania pudeł kartonowych. Jako aktuator chwytaka zewnętrznego do palet zastosowano jeden mięsień pneumatyczny Fluidic Muscle firmy Festo typu MAS 10-800 (o średnicy wewnętrznej 10 mm i długości 800 mm). Maksymalny ruch roboczy (skrócenie mięśnia) wynosi $\Delta L = 95$ mm. Mięsień pneumatyczny pracuje jak siłownik ciągnący, którego siła osiowa zależy od jego właściwości materiałowych, długości początkowej i stopnia skrócenia mięśnia, a bezpośrednio od sterowanego ciśnienia sprężonego powietrza. Do rozsunięcia chwytaka konieczne było zastosowanie czterech sprężyn. Do chwy-

mentację techniczną projektu chwytaka i jego napędu pneumatycznego z aktuatorami mięśniowymi. Poszczególne elementy projektu chwytaka są w pełni sparametryzowane i skojarzone ze sobą. Oznacza to, że jakkolwiek zmiana wymiarów chwytaka na dokumentacji wykonawczej powoduje automatyczną modyfikację modelu bryłowego lub złożenia i odwrotnie.

Na rys. 6 przedstawiono wstępne rozwiązanie konstrukcyjne chwytaka do palet w postaci modelu bryłowego 3D CAD, wykonanego w programie SolidWorks. Jest to chwytak z pneumatycznym napędem mięśniowym, przy użyciu mięśnia pneumatycznego typu Fluidic Muscle (Festo). Dalszym etapem prac konstruktorskich było wykonanie projektu modelu bryłowego 3D CAD w programie SolidWorks, złożonego z chwytaka z pneumatycznym napędem mięśniowym, służącego do chwytania i przenoszenia europalet oraz chwytania i paletyzacji pudeł kartonowych na tych paletach. Projekt ten zo-

➤ Streszczenie

We wstępie do artykułu przedstawiono ogólny podział i rodzaj chwytaków oraz opisano ich funkcje manipulacyjne. Wyszczególniono elastyczne chwytaki pneumatyczne oraz zamieszczono przykłady różnych chwytaków pneumatycznych do palet. Przedstawiono model bryłowy 3D CAD chwytaka do europalet, który jest uruchamiany mięśniem pneumatycznym. Opisano

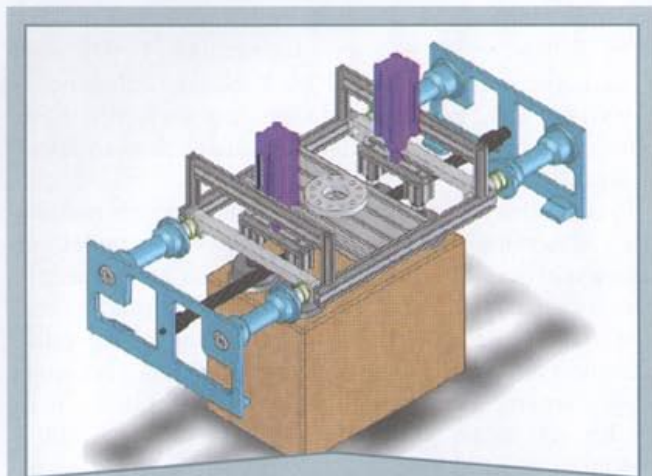
także model bryłowy 3D CAD specjalnego chwytaka zespolonego, składającego się z chwytaka do europalet z pneumatycznym napędem mięśniowym oraz chwytaka podciśnieniowego do opakowań kartonowych. Specjalny chwytak zespolony będzie stosowany w systemach zrobotyzowanych do paletyzacji opakowań kartonowych.

➤ Summary

Special palette grippers with pneumatic muscle actuators

In the introduction general classification and types of grippers are presented together with their manipulative functions. The flexible pneumatic grippers are detailed and the examples of various pneumatic palette grippers are given. A 3D CAD solid model of europa-

lette gripper actuated by pneumatic muscle is presented. In addition, a 3D CAD solid model of special combined gripper consisting of europalette gripper with muscular pneumatic driving system and vacuum gripper for carton boxes is demonstrated. A special combined gripper will be applied in robotized systems for palletizing of carton boxes.



Rys. 9 Model bryłowy specjalnego chwytaka zespolonego – chwytanie podciśnieniowe opakowania kartonowego [5]

tania i przenoszenia (paletyzacji) pudeł kartonowych zastosowano chwytak podciśnieniowy, który składa się z czterech ejektorów i przyssawek o średnicy $\varnothing 100$ mm. Do podnoszenia i opuszczania części chwytaka podciśnieniowego służą dwa siłowniki pneumatyczne krótkoskokowe o średnicy tłoka $\varnothing 50$ i skoku 50 mm. Szacowana masa specjalnego chwytaka zespolonego do europalet i opakowań kartonowych wynosi 14 kg. Wymagane ciśnienie sprężonego powietrza doprowadzonego do chwytaka wynosi 0,6 MPa.

Podsumowanie

We wstępie do artykułu przedstawiono ogólny podział chwytaków oraz wyszczególniono specjalne chwytaki pneumatyczne z elastycznym elementem zaciskowym. Przedstawiono chwytak pneumatyczny do chwytania i przenoszenia pustych palet, obsługiwany przez opera-

tora za pomocą panelu sterującego. Scharakteryzowano paletyzację różnych wyrobów w systemie zrobotyzowanym oraz opisano zasadę działania systemu podciśnieniowego VacuGrip FX firmy Schmalz Vakuuum, stosowanego do przenoszenia pustych i załadowanych palet. Podano przykłady chwytaków do palet z pneumatycznym napędem mięśniowym firmy Schmalz, w których elementami uruchamiającymi (aktuatorami) są muskuły pneumatyczne Fluid Muscle firmy Festo. Muskuły pneumatyczne znalazły zastosowanie w chwytakach pneumatycznych jako elementy napędowe uruchamiające, nazywane aktuatorami – ze względu na ich charakterystyki statyczne oraz dynamiczne. Przedstawiono model bryłowy 3D CAD w programie SolidWorks nowego, specjalnego chwytaka zespolonego służącego do chwytania europalet za pomocą chwytaka zewnętrznego z pneumatycznym napędem mięśniowym oraz do chwytania opakowań kartonowych za pomocą chwytaka podciśnieniowego. Specjalny chwytak zespolony będzie miał zastosowanie w systemach zrobotyzowanych do paletyzacji opakowań kartonowych. W przedstawionych rozwiązaniach konstrukcyjnych chwytaków specjalnych do zewnętrznego chwytania palet trudno sobie wyobrazić inny napęd pneumatyczny niż napęd z aktuatorami mięśniowymi.

dr hab. inż. Ryszard Dindorf
profesor nadzwyczajny

Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie
e-mail: dindorf@agh.edu.pl

Politechnika Świętokrzyska w Kielcach
e-mail: dindorf@tu.kielce.pl

» Literatura

1. **Dindorf R., Łaski P.:** *Chwytaki pneumatyczne*. „Pneumatyka”, nr 4, 2001.
2. **Dindorf R.:** *Chwytaki z muskułami pneumatycznymi*. „Pneumatyka”, nr 6, 2005.
3. **Dindorf R.:** *Specjalne chwytaki płynowe*. „Hydraulika i Pneumatyka”, nr 3, 2006.
4. **Dindorf R.:** *Modernizacja napędu płyt podawacza worków do paletyzatora*. „Napędy i Sterowanie”, nr 11, 2008.
5. **Dindorf R., Łaski P., Takosoglu J.:** *Badania modelowe i doświadczalne mechatronicznych układów płynowych – hydraulicznych i pneumatycznych*. Praca statutowa 1.42/7.09. Zakład Mechatroniki, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2008.
6. **Hesse S.:** *Fluid Muscle in applications*. Blue Digest on Automation. Esslingen 2003.
7. **Monkman G. J., Hesse S., Steinman R., Schunk J.:** *Robot Grippers*. WILEY-VCH Verlag GmbH&Co&KGaA, Weinheim 2007.
8. **Sobota M.:** *Chwytak do palet z muskułami pneumatycznymi*. Praca dyplomowa. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2008.
9. Artykuł: *Mehr Flexibilität durch intelligentes Greifersystem*. J. Schmalz GmbH, Glatten (Deutschland).
10. Katalog: *Pneumatic Pallet Gripper*. Chadwick Engineering Ltd., Norris Court, Kingston, USA.

➤ Karol Szostek, Łukasz Węsierski

Badania symulacyjne napędów pneumatycznych z siłownikami

Streszczenie

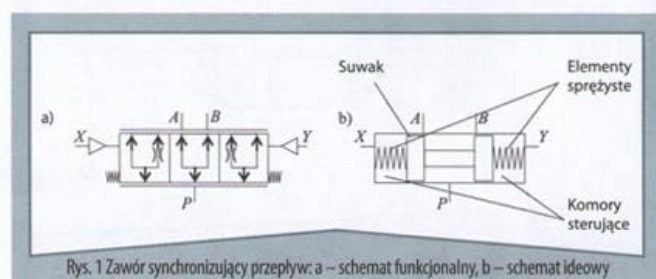
Zakładając, że konstrukcja elementu napędzanego jest sztywna i element porusza się w jednym kierunku, a wystąpią różne obciążenia siłowników, konieczne jest zagwarantowanie synchronizacji ruchu siłowników napędzających w celu uniknięcia zablokowania się elementów ruchomych w prowadnicach. W artykule przedstawiono wyniki badań modelowych w środowisku Matlab układu napędowego składającego się z dwóch siłowników pneumatycznych sterowanych specjalnym suwakowym zaworem synchronizującym przepływ medium. Celem przeprowadzonych badań modelowych było sprawdzenie skuteczności synchronizacji ruchu przy zastosowaniu różnych zaworów pracujących na zasilaniu lub na wypływie do atmosfery.

Wprowadzenie

Napędy siłownikowe są stosowane do napędu zautomatyzowanych maszyn i urządzeń, jak również mechanicznych układów pozycjonujących. Za tym rodzajem napędu przemawia ich wyjątkowo prosta konstrukcja, małe gabaryty w stosunku do uzyskiwanej siły oraz duża prędkość działania.

Przy równoległym przemieszczaniu elementów dwoma siłownikami należy zapewnić synchronizację ich ruchu. Takim typowym przykładem jest układ wysuwu podwozia w samolotach [10], napędzany w normalnych warunkach hydraulicznie, a w przypadku awarii – pneumatycznie. Aby przy nierównomiernym obciążeniu siłowników nie spowodować skoszenia przemieszczanych elementów i zablokowania ich ruchu, w układzie stosowane są specjalne zawory synchronizujące.

Zawór, którego jedna z wersji przedstawiona jest schematycznie na rys.1, składa się z kształtowego suwaka przemieszczającego się pomiędzy dwoma elementami sprężystymi pod działaniem różnicy ciśnień w komorach sterujących.



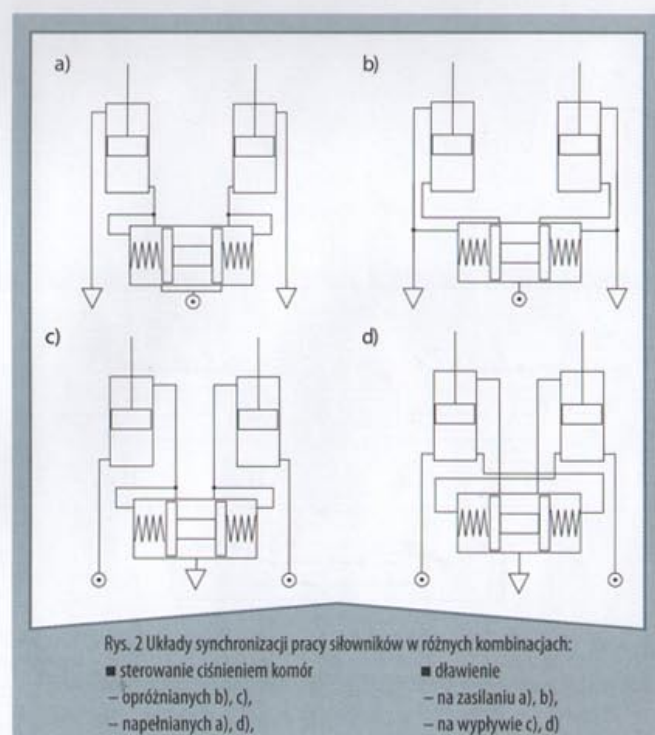
W konstrukcjach urządzeń mechanicznych często stosowanym napędem są siłowniki pneumatyczne lub hydrauliczne. W wielu przypadkach konieczne jest użycie kilku elementów napędowych pracujących równolegle.

sterujących. Zawór posiada przyłącza: A i B do siłowników, P do zasilania i atmosfery oraz X i Y do sterowania. Przemieszczenie suwaka powoduje zróżnicowane dławienie przepływającego przez niego medium w przyłączach A i B. Położenie przyłączy może być różnie usytuowane w korpusie, w zależności od realizowanej funkcji. Wartość dławienia przepływu jest funkcją położenia suwaka zaworu, na które wpływa ciśnienie w komorach sterujących.

Nierównomierne obciążenie siłowników powoduje wystąpienie różnicy ciśnień w komorach roboczych siłowników, która jest wykorzystywana do sterowania zaworem.

Można wyróżnić kilka rodzajów układów z zaworami synchronizującymi ruch siłowników. Zawór może dławić przepływ na zasilaniu lub wypływie siłowników. Sterowanie można realizować, wykorzystując różnicę ciśnień na zasilaniu lub na wypływie z siłowników, co przedstawiono na rys. 2.

We wszystkich tych przypadkach synchronizacja rozpoczyna się dopiero po rozpoczęciu ruchu, gdy wystąpi różnica przepływów w gałęziach zasilających (lub odpowietrzających) siłowniki oraz powstanie różnica ciśnień. W związku z tym pojawia się błąd położenia siłowników,



co jest pewną wadą tych układów, rekompensowaną prostotą realizacji bez zewnętrznego sprzężenia zwrotnego.

W artykule została porównana skuteczność synchronizacji ruchu układów z rys. 2a) oraz c). Zrealizowano to na modelach matematycznych, których symulację przeprowadzono w pakiecie Matlab Simulink. Najpierw przeprowadzono optymalizację wybranych parametrów konstrukcyjnych synchronizatora, a następnie przy określonym kryterium oceny porównano skuteczność synchronizacji ruchu. Optymalizacja układów została przeprowadzona ze względu na parametry: powierzchnia czynna suwaka synchronizatora A_s , charakterystyka sprężyn synchronizatora φ , powierzchnie dysz synchronizatora d_{s1}, d_{s2} , wartości dławiń zastępczych d_1, d_2 pomiędzy synchronizatorem a siłownikiem oraz dławiń d_3, d_4 na zasilaniu lub wypływie z siłownika, które zapewnią minimalną różnicę w przemieszczaniach siłowników przy różnych obciążeniach.

Model matematyczny

W modelu przyjęto, że temperatura $T = \text{const}$, co jest równoważne z założeniem idealnej wymiany ciepła z otoczeniem. Parametry poddane optymalizacji oraz zmienne stanu modelu matematycznego przedstawiono na schemacie obliczeniowym z rys. 3.

Przyjęto, że zmiennymi stanu dla siłowników są: masy powietrza $m_{11}, m_{12}, m_{21}, m_{22}$ w komorach siłowników, prędkości v_1, v_2 oraz położenia s_1, s_2 tłoczków siłowników. Zmiennymi stanu dla synchronizatora są: masy m_1, m_2 w komorach synchronizatora, prędkość v oraz położenie s suwaka synchronizatora. Przyjęto, że zwrot wektorów prędkości, położenia i zewnętrznej siły F jest skierowany w kierunku do komory z tłoczyskiem (jak na rys. 3).

Równania różniczkowe, opisujące dynamikę ruchu tłoczków siłowników, tłoczka synchronizatora oraz przepływ powietrza do komór, mają postać:

$$\begin{cases} \dot{m}_{ij} = q_{ij}, & i, j = 1, 2 \\ \dot{v}_i = a_i, \\ \dot{s}_i = v_i, \\ \dot{m}_i = q_i, \\ \dot{v} = a, \\ \dot{s} = v, \end{cases} \quad (1)$$

gdzie:

- q_{ij} – wydatek masowy powietrza napływającego do komory j siłownika i $[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
- q_i – wydatek masowy powietrza napływającego do komory i synchronizatora $[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
- a_i – przyspieszenie ruchu tłoka siłownika i $[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
- a – przyspieszenie ruchu tłoczka synchronizatora $[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$.

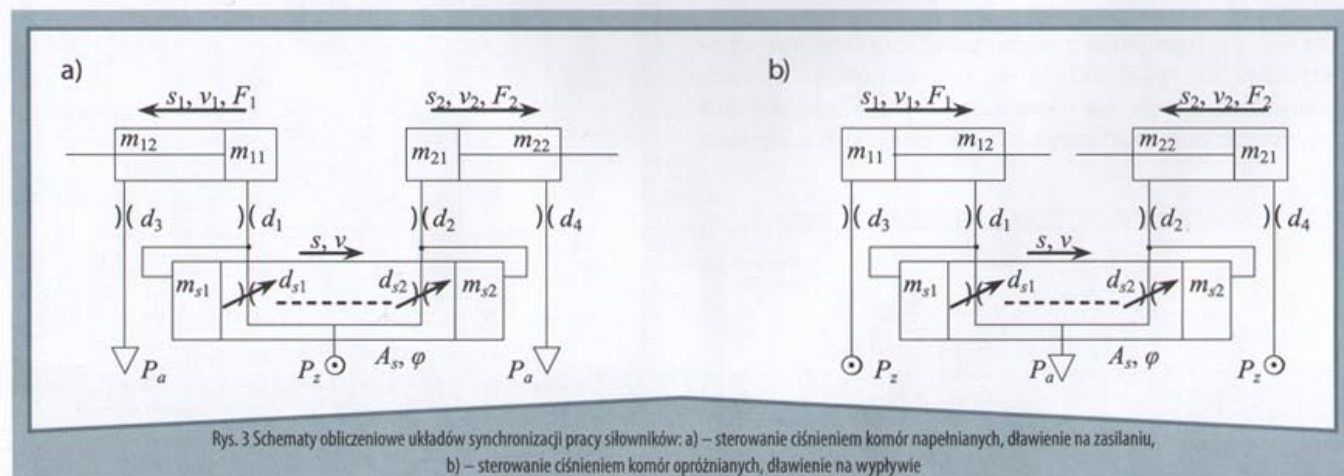
Przyspieszenia ruchu tłoczków siłowników określone są równaniami:

$$\begin{aligned} a_i &= F_i / m_i, \quad i = 1, 2 \\ \text{dla } v_i &= 0 \quad F_i = \text{sign}(F_{ni}) \max(0, |F_{ni}| - F_{vi}(v_i = 0)) \\ \text{dla } v_i &\neq 0 \quad F_i = F_{ni} - \text{sign}(v_i) F_{vi}, \\ F_{ni} &= P_{i1} A - P_{i2} A_i + F_{zi}, \\ F_{vi} &= F_{\varphi} + \gamma \frac{F_{\varphi}}{v_{gr} + |v_i|} + f_{\varphi} |v_i|, \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie:

- m – sumaryczna masa tłoka oraz części ruchomych dla siłownika i $[\text{kg}]$
- F_i – siła powodująca przyspieszenie ruchu tłoka siłownika i $[\text{N}]$
- F_{ni} – suma sił z różnicy ciśnień w komorach i siły zewnętrznej dla siłownika i $[\text{N}]$
- A, A_i – pola powierzchni tłoka
- F_{zi} – zewnętrzna siła obciążenia dla siłownika i $[\text{N}]$
- F_{vi} – siła tarcia dla siłownika i $[\text{N}]$
- F_{φ} – siła tarcia suchego $[\text{N}]$
- γ – współczynnik tarcia mieszanego $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
- f_{φ} – współczynnik proporcjonalności $[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$
- v_{gr} – prędkość graniczna $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
- v_i – prędkość ruchu tłoczka siłownika i $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$.

Przyspieszenie suwaka synchronizatora wyznaczone jest według tych samych wzorów, przy czym siły zewnętrzne zastąpiono siłami oddziaływania sprężyn:



Rys. 3 Schematy obliczeniowe układów synchronizacji pracy siłowników: a) – sterowanie ciśnieniem komór napełnianych, dławienie na zasilaniu, b) – sterowanie ciśnieniem komór opróżnianych, dławienie na wypływie

$$\begin{aligned}
 a &= F_s / m, \\
 \text{dla } v &= 0 \quad F_s = \text{sign}(F_{ns}) \max(0, |F_{ns}| - F_{vs} (v = 0)) \\
 \text{dla } v &\neq 0 \quad F_s = F_{ns} - \text{sign}(v) F_{vs}, \\
 F_{ns} &= (P_1 - P_2) A_s + \varphi (L_s - 2s), \\
 F_{vs} &= F_{tps} + \gamma_s \frac{F_{tps}}{v_{grs} + |v|} + f_{tps} |v|,
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Oznaczenia w równaniach (3) dla synchronizatora są analogiczne jak oznaczenia w równaniach (2) dla siłownika. Dla powtarzających się parametrów wprowadzono indeks „s”. Dodatkowo wprowadzono oznaczenia: $\varphi/2$ – współczynnik nachylenia liniowej charakterystyki sprężyny, A_s – pole powierzchni czynnej tłoczka synchronizatora.

Przyjęto, że siły tarcia nie zależą od ciśnień w komorach siłownika oraz ciśnień w komorach synchronizatora. Przyjęto także, że siły tarcia są takie same dla obu siłowników.

W modelu uwzględniono ograniczenia przemieszczeń elementów ruchomych w skrajnych położeniach dla $s_i \leq 0$, $s_i \geq L$, $i = 1, 2$ oraz $s \leq 0$, $s \geq L_s$,

gdzie:

- L – skok siłownika
- L_s – skok synchronizatora.

Objętości V_{ij} komory j siłownika i wyznacza się równaniem:

$$\begin{aligned}
 V_{ij} &= V_0 + [(-j+2)A + (j-1)A_s][(-1)^{j-1}L + (-1)^{j-1}s_i], \\
 i &= 1, 2
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Do wyznaczania ciśnienia P_{ij} w komorze j siłownika i , gdzie $i, j = 1, 2$, wykorzystuje się równanie stanu gazu doskonałego:

$$P_{ij} = \frac{x_{ij} r T}{V_{ij}}, \quad i = 1, 2
 \tag{5}$$

Położenie suwaka synchronizatora s ma bezpośredni wpływ na powierzchnie A_{si} , $i = 1, 2$ przekroju dysz ds_1 , ds_2 synchronizatora (rys. 3). Przyjęto, że przekroje A_{si} , $i = 1, 2$ dysz mają liniową charakterystykę w funkcji położenia suwaka s , stąd dla układu z rys. 2 a):

$$\begin{aligned}
 A_{s1} &= \frac{A_{\max} - A_{\min}}{L_s} s + A_{\min} \\
 A_{s2} &= -\frac{A_{\max} - A_{\min}}{L_s} s + A_{\max}
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

a dla układu z rys. 2 c):

$$\begin{aligned}
 A_{s1} &= -\frac{A_{\max} - A_{\min}}{L_s} s + A_{\max} \\
 A_{s2} &= \frac{A_{\max} - A_{\min}}{L_s} s + A_{\min}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Minimalne oraz maksymalne powierzchnie dysz synchronizatora są takie same dla obu dysz i zostały oznaczone przez A_{\min} , A_{\max} .

Wartości masowego natężenia przepływu powietrza q_{ij} , q_{ij} , $i, j = 1, 2$ przez opory zastępcze d_1, d_2, d_3, d_4 oraz dysze d_{s1} , d_{s2} wyznaczone są z zależności podanej układem (8). Zostały one zaczerpnięte na podstawie danych zawartych w pracach [5], [8].

$$q = q(P_1, P_2, A)$$

$$q(P_1, P_2, A) = \text{sign}(P_1 - P_2) A \sqrt{2 P_{\max} \rho_{\max}} \psi \left(k, \frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right),$$

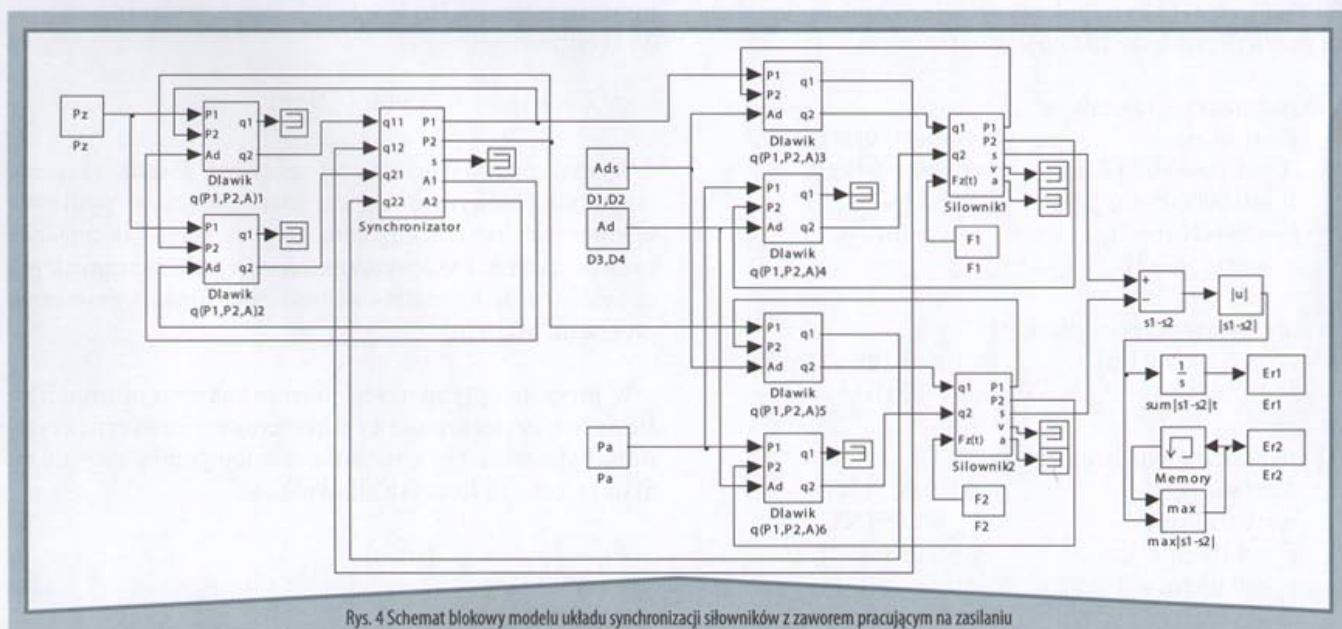
$$\text{dla } \frac{P_{\min}}{P_{\max}} > 0.527833,$$

$$\psi \left(k, \frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right) = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

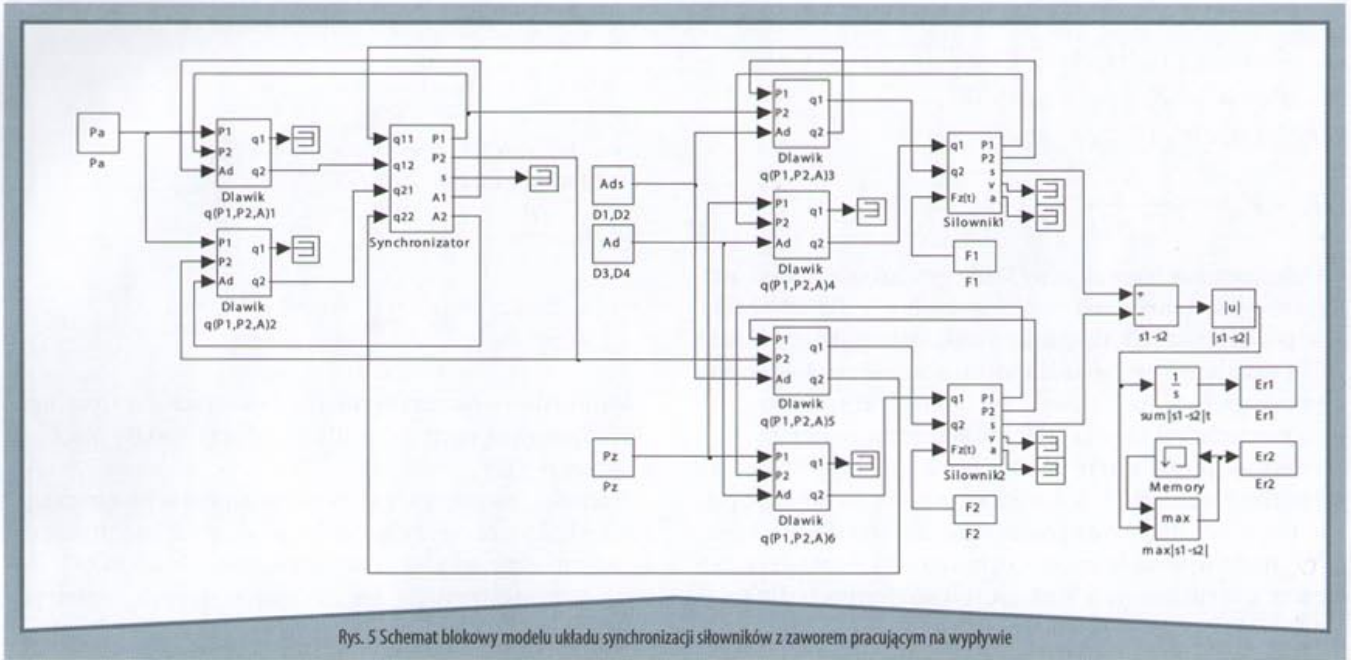
$$\text{dla } \frac{P_{\min}}{P_{\max}} < 0.527833, \quad \psi \left(k, \frac{P_{\min}}{P_{\max}} \right) = 0.484416,$$

$$P_{\min} = \min(P_1, P_2), \quad P_{\max} = \max(P_1, P_2),$$

$$\rho_{\max} = \frac{P_{\max}}{r T},
 \tag{8}$$



Rys. 4 Schemat blokowy modelu układu synchronizacji siłowników z zaworem pracującym na zasilaniu



Rys. 5 Schemat blokowy modelu układu synchronizacji siłowników z zaworem pracującym na wypływie

W modelu matematycznym przyjęto, że przepływ jest funkcją ciśnienia po obu stronach dyszy oraz jej przekroju. W celu zachowania symetrii układu przyjęto, że dławienia zastępcze d_3, d_4 oraz dławienia zastępcze d_1, d_2 pomiędzy komorami synchronizatora a siłownika są takie same. W modelu symulacyjnym powierzchnie dysz dławiających układu d_1, d_2 oznaczono przez A_d , a powierzchnie dysz dławiających d_3, d_4 oznaczono przez A_{ds} .

Model symulacyjny układów został zbudowany w pakiecie Matlab Simulink. Schemat blokowy modelu z zaworem pracującym na zasilaniu pokazany jest na rys. 4, natomiast schemat blokowy modelu z zaworem pracującym na wypływie pokazany jest na rys. 5.

Dobór parametrów układu

W modelu zostały ustalone wartości ciśnień: $P_a=100$ [kPa], $P_z=600$ [kPa]. Podczas symulacji oraz optymalizacji przyjęto poniższe parametry układu:

a) parametry siłowników:

$$L=0.4 \text{ [m]}, \quad A=(\pi/4) \cdot 0.042 \text{ [m}^2\text{]},$$

$$A_i=A \cdot (\pi/4) \cdot 0.012 \text{ [m}^2\text{]}, \quad m_1=m_2=5 \text{ [kg]},$$

$$V_o=0.000005 \text{ [m}^3\text{]}, \quad F_{ip}=1 \text{ [N]},$$

$$f_{rv}=200 \text{ [N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad \gamma=0.5 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]},$$

$$v_{gr}=0.03 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

oraz warunki początkowe:

$$s_1(0)=s_2(0)=0 \text{ [m]}, \quad v_1(0)=v_2(0)=0 \text{ [m}^3\text{]},$$

$$P_{11}(0)=P_{12}(0)=P_{21}(0)=P_{22}(0)=P_a \text{ [Pa]};$$

b) parametry synchronizatora:

$$L_s=0.02 \text{ [m]}, \quad A_s=0.0004 \text{ [m}^2\text{]},$$

$$m=0.05 \text{ [kg]}, \quad F_{ips}=0.05 \text{ [N]},$$

$$f_{rvs}=4 \text{ [N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad \gamma_s=0.01 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]},$$

$$v_{grs}=0.04 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

oraz warunki początkowe:

$$s(0)=L_s/2 \text{ [m]}, \quad v(0)=0 \text{ [m}^3\text{]},$$

$$P_1(0)=P_2(0)=P_a \text{ [Pa]}.$$

Zostały ustalone dopuszczalne przedziały dla powierzchni przekrojów A_d, A_{ds} dysz zastępczych oraz przekrojów dysz synchronizatora A_{min}, A_{max} : $0.5e-007 \leq A_d \leq 14e-006$ [m²], $0.5e-007 \leq A_{ds} \leq 14e-006$ [m²], $0.5e-007 \leq A_{min} \leq 5e-005$ [m²], $0.5e-007 \leq A_{max} \leq 5e-005$ [m²]. Zostały ustalone wartości początkowe parametrów poddanych optymalizacji.

Powierzchnia tłoczka synchronizatora A_s została ustalona na wartość $4e-004$ [m²] jak w pracy [9]; następnie została wyznaczona wartość współczynnika siły sprężyny $\phi/2$ z równania 9 dla założonej powierzchni A_s , tak aby przy maksymalnej różnicy ciśnień w komorach synchronizatora równej $\Delta P=500$ [kPa] suwak przemieszczał się do skrajnego położenia.

$$\phi/2 = \frac{A_s \cdot \Delta P}{L_s} = 20000 \text{ [N/m]} \quad (9)$$

Wyznaczona wartość stałej sprężyny została eksperymentalnie zmniejszona do wartości 5500 [N/m], ponieważ w komorach synchronizatora nie występują tak znaczne różnice ciśnień. Do optymalizacji wstępnie dobranych parametrów układu została zastosowana funkcja *fminsearch* programu Matlab.

W procesie optymalizacji przeprowadzono minimalizację dwóch kryteriów oceny parametrów. Pierwszym kryterium była całka Er_1 z modułu różnicy pomiędzy położeniami s_1 oraz s_2 tłoczków siłowników:

$$Er_1 = \int_0^t |s_1 - s_2|, \text{ [m} \cdot \text{s]} \quad (10)$$

Drugim kryterium oceny parametrów była maksymalna odległość Er_2 pomiędzy położeniami s_1 oraz s_2 tłoczek:

$$Er_2 = \max_t |s_1 - s_2|, \quad (11)$$

Siłowniki podczas optymalizacji zostały obciążone stałymi siłami: $F_{1z} = -5$ [N], $F_{2z} = -100$ [N].

Optymalizacja z wykorzystaniem funkcji *fminsearch* została przeprowadzona ze względu na parametry: A_d , A_{ds} , A_{min} , A_{max} .

Wyniki symulacji

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1 , s_2 , P_1 , P_2 , s , dla najlepszych znalezionych wartości parametrów modelu z zaworem pracującym na zasilaniu w wyniku optymalizacji dla kryterium oceny Er_2 przedstawione są na rys. 6 i 7.

Wartość kryterium oceny po optymalizacji wynosiła odpowiednio:

$$Er_1 = 0.00186417907230, \quad Er_2 = 0.00824801400397.$$

Uzyskano następujące parametry modelu:

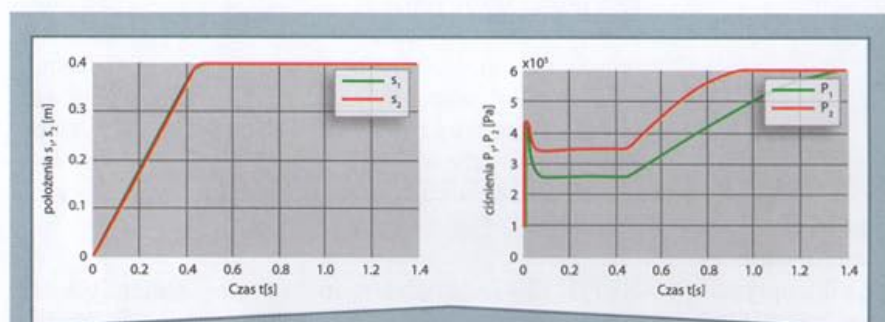
$$A_d = 9.058608458617014e-006,$$

$$A_{ds} = 1.399995925289562e-005,$$

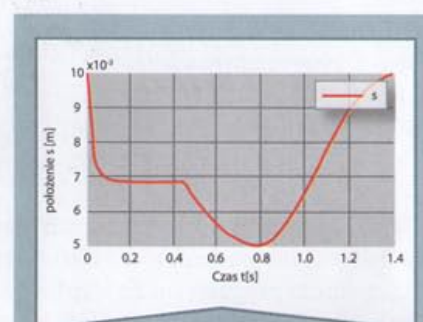
$$A_{min} = 1.371983156547922e-006;$$

$$A_{max} = 4.394449991731214e-006.$$

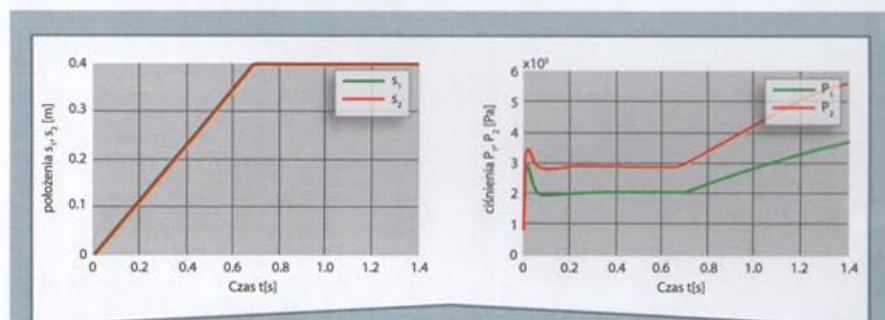
Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1 , s_2 , P_1 , P_2 , s , dla najlepszych znalezionych wartości parametrów modelu z zaworem pracującym na zasilaniu w wyniku optymalizacji dla kryterium oceny Er_2 przedstawione są na rys. 8 i 9.



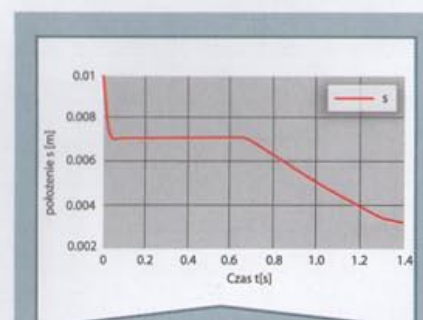
Rys. 6 Zależność położenia s_1, s_2 tłoczek siłowników od ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora modelu z zaworem pracującym na zasilaniu po optymalizacji dla kryterium Er_1



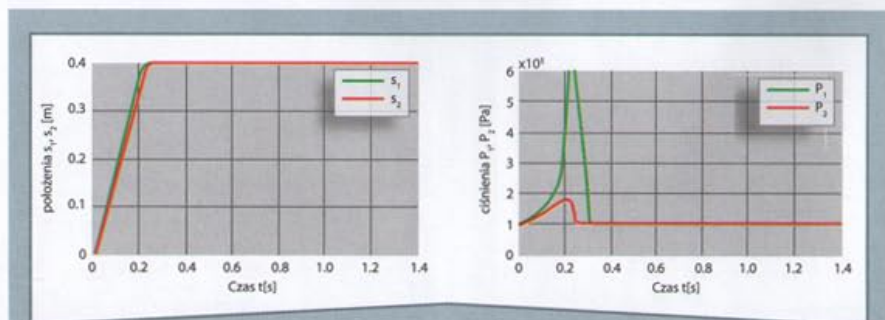
Rys. 7 Wykres położenia s suwaka synchronizatora modelu z zaworem pracującym na zasilaniu po optymalizacji dla kryterium Er_1



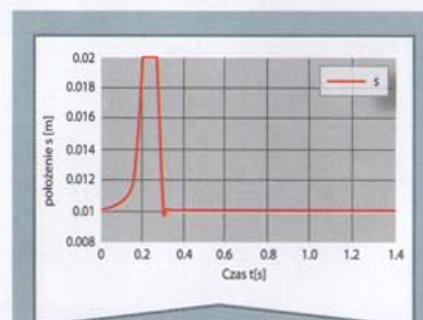
Rys. 8 Zależność położenia s_1, s_2 tłoczek siłowników od ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora modelu z zaworem pracującym na zasilaniu po optymalizacji dla kryterium Er_2



Rys. 9 Wykres położenia s suwaka synchronizatora modelu z zaworem pracującym na zasilaniu po optymalizacji dla kryterium Er_2



Rys. 10 Zależność położenia s_1, s_2 tłoczek siłowników od ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora modelu z zaworem pracującym na wpływie po optymalizacji dla kryterium Er_1



Rys. 11 Wykres położenia s suwaka synchronizatora modelu z zaworem pracującym na wpływie po optymalizacji dla kryterium Er_2

Wartość kryterium oceny po optymalizacji wynosiła odpowiednio:

$$Er_1 = 0.00241604925129, Er_2 = 0.00665128643088.$$

Uzyskano następujące parametry modelu:

$$\begin{aligned} A_d &= 5.884813918500947e-006, \\ A_{ds} &= 1.399716408179654e-005, \\ A_{min} &= 5.971425914428339e-007, \\ A_{max} &= 2.543862439413438e-006. \end{aligned}$$

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s , dla najlepszych znalezionych wartości parametrów modelu z zaworem pracującym na wypływie w wyniku optymalizacji dla kryterium oceny Er_1 przedstawione są na rys. 10 i 11.

Wartość kryterium oceny po optymalizacji wynosiła odpowiednio:

$$Er_1 = 0.00573453508137, Er_2 = 0.04088500941244.$$

Uzyskano następujące parametry modelu:

$$\begin{aligned} A_d &= 1.399999430744427e-005, \\ A_{ds} &= 1.399994516882595e-005, \\ A_{min} &= 1.400925648878894e-006, \\ A_{max} &= 1.268070040667487e-005. \end{aligned}$$

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s , dla najlepszych znalezionych wartości parametrów modelu z zaworem pracującym na wypływie w wyniku optymalizacji dla kryterium oceny Er_2 niewiele różnią się od przebiegów z rys. 8 i 9. Wartość kryterium oceny po optymalizacji wynosiła odpowiednio:

$$Er_1 = 0.00573454420430, Er_2 = 0.04088500283890.$$

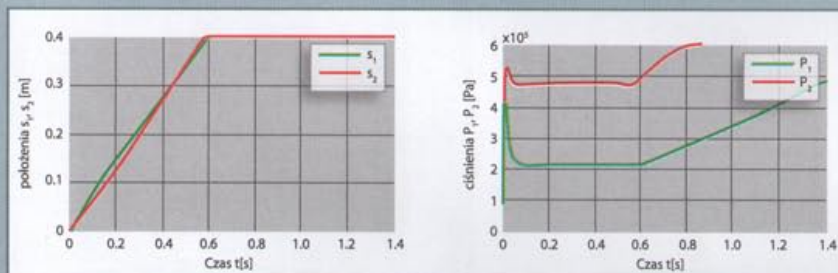
Uzyskano następujące parametry modelu:

$$\begin{aligned} A_d &= 1.399990885826026e-005, \\ A_{ds} &= 1.399997721215748e-005, \\ A_{min} &= 1.400928855343240e-006, \\ A_{max} &= 1.268072943049478e-005. \end{aligned}$$

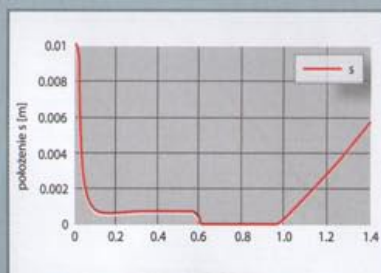
Z przeprowadzonych symulacji widać, że dla modelu z dławieniem na zasilaniu uzyskano znacznie lepsze wartości funkcji oceny. Pozycja tłoczka synchronizatora dla tego modelu ustala się w danym położeniu zależnym od obciążenia siłowników. Dla modelu z dławieniem na wypływie parametry A_d, A_{ds} przyjmują wartości krańcowe z dopuszczalnych przedziałów; podczas symulacji tłoczek synchronizatora przeskakuje w skrajne położenie.

Przeprowadzono również optymalizację modelu z zaworem pracującym na wypływie dla ciśnienia początkowego w komorach opróżnianych siłowników równych ciśnieniu zasilania P_z oraz optymalizację dla zmniejszonej wartości stałej sprężyny równej 2500 [N/m]. Zmiany tych parametrów nie dały lepszych wyników pracy w porównaniu z modelem, w którym zawór synchronizatora pracuje na zasilaniu.

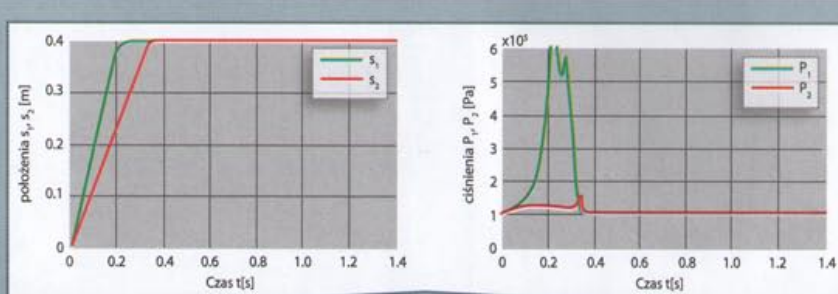
Na rys. 12 i 13 przedstawiono przebiegi zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s , uzyskane w wyniku symulacji modelu z zaworem pracującym na zasilaniu po zmianie obciążenia: $F_1 = -5$ [N] $F_2 = -300$ [N].



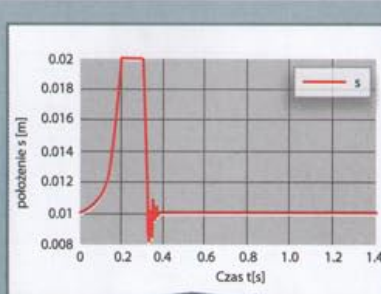
Rys. 12 Zależność położenia s_1, s_2 tłoczków siłowników od ciśnienia P_1, P_2 w komorach synchronizatora modelu z zaworem pracującym na wypływie po optymalizacji dla kryterium Er_1 i zmianie obciążenia



Rys. 13 Wykres położenia s suwaka synchronizatora modelu z zaworem pracującym na wypływie po optymalizacji dla kryterium Er_1 i zmianie obciążenia



Rys. 14 Zależność położenia s_1, s_2 tłoczków siłowników od ciśnienia P_1, P_2 w komorach synchronizatora modelu z zaworem pracującym na wypływie po optymalizacji dla kryterium Er_1 i zmianie obciążenia



Rys. 15 Wykres położenia s suwaka synchronizatora modelu z zaworem pracującym na wypływie po optymalizacji dla kryterium Er_1 i zmianie obciążenia

Po zmianie obciążenia uzyskano następujące wartości kryteriów oceny:

$$Er_1 = 0.00692116254993, Er_2 = 0.02580618571031.$$

Na rys. 14 i 15 przedstawiono przebiegi zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s , uzyskane w wyniku symulacji modelu z zaworem pracującym na wypływie po zmianie obciążenia: $F_1 = -5$ [N], $F_2 = -300$ [N].

Po zmianie obciążenia uzyskano następujące wartości kryteriów oceny:

$$Er_1 = 0.02660810853737, Er_2 = 0.14416749371421.$$

Z przeprowadzonych symulacji wiadomo, że dla modelu układu z zaworem pracującym na wypływie zmiana obciążenia w stosunku do obciążenia, przy którym układ został poddany optymalizacji, powoduje znaczne pogorszenie się wartości kryteriów oceny w porównaniu z modelem układu z zaworem pracującym na zasilaniu.

Podsumowanie i wnioski

W wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych obu modeli można stwierdzić, że układ z zaworem pracującym na zasilaniu działa poprawnie i daje zadowalające wyniki synchronizacji w różnych zakresach obciążeniach, natomiast układ z zaworem pracującym na wypływie daje gorsze wyniki, co jest szczególnie widoczne przy zmianach obciążeń siłowników.

Powodem występowania słabszej synchronizacji pracy układu z zaworem pracującym na wypływie jest silne

sprężenie między ciśnieniem na wyjściu i dławieniem na wejściu siłownika. Zwiększenie się ciśnienia w komorze opróżnianej, np. siłownika 1, czyli mniej obciążonego, powoduje znaczne zwiększenie oporu przepływu z tej komory przez synchronizator oraz zmniejszenie oporu przepływu z komory opróżnianej siłownika 2.

Takie działanie powoduje dalszy wzrost ciśnienia w komorze opróżnianej siłownika 1 oraz spadek ciśnienia w komorze siłownika 2 i przemieszczenie suwaka synchronizatora w skrajne położenie. Wpływ tego sprężenia można zmniejszyć poprzez zwiększenie sztywności sprężyn, ale w tym przypadku układ słabiej reaguje na zmianę obciążeń.

W związku z tym w dalszych badaniach zostanie sprawdzone działanie układu z zaworem pracującym na wypływie oraz sterowaniem z komór napełnianych (jak na rys. 2d). Można sądzić, że układ ten powinien lepiej synchronizować ruch tłoczków.

dr inż. Karol Szostek

prof. dr hab. inż. Łukasz Węsierski

Politechnika Rzeszowska

Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki

Literatura

- [1] **Balachandran P.**: *Fundamentals of Compressible Fluid Dynamics*. Prentice-Hall of India New Delhi – 110001, 2006.
- [2] **Geleževičius V., Grigaitis A.**: *Investigation of dynamic behavior of nonlinear electropneumatic acting system*, 2006.
- [3] **Richer E., Hurmuzlu Y.**: *A high performance pneumatic force actuator system – Nonlinear mathematical model*. ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, vol. 122 no. 3, February 2001.
- [4] **Savodny O., Hildebrandt A.**: *Aspects of the control of differential pneumatic cylinder*. In E. SM. Fujita, editors, Proc. of German-Japanese Seminar, Noto Hanto, 2002.
- [5] **Szostek K.**: *Sterowanie napędem siłownikowym przy zmiennych parametrach zasilania sprężonym powietrzem*. Pneumatyka 4, 2008.
- [6] **Węsierski Ł., Korcyl A.**: *Element do synchronizacji równoległej pracy dwóch siłowników*. Wzór użytkowy nr P-259073, Warszawa 1986.
- [7] **Węsierski Ł., Szostek K.**: *Element do synchronizacji przepływu medium w dwóch gałęziach układu plynowego*. Zgłoszenie patentowe nr P-3086544, Warszawa 2008.
- [8] **Olszewski M.J.**: *Sterowanie pozycyjne pneumatycznego napędu słownikowego*. Rozprawa habilitacyjna 102823, Politechnika Warszawska 2002.
- [9] **Szostek K., Węsierski Ł.**: *Synchronizacja ruchu siłowników pneumatycznych*. Pneumatyka 2, s. 22-28, 2009.
- [10] **Węsierski Ł.**: *Układy pneumo-hydrauliczne w samolotach*. Pneumatyka 3, s. 42-44, 2006.

➔ Wanda Mikołajewska

Normalizacja napędów płynowych. Aktualizacja i dalsze informacje

W poprzednim numerze „Pneumatyki” zamieściliśmy wykaz aktualnych norm ISO dla tzw. napędów płynowych, wraz z przeglądowym opisem bieżących prac normalizacyjnych w tym zakresie. W niniejszej publikacji zaprezentujemy kolejne normy międzynarodowe oraz normy europejskie dotyczące pneumatyki, rozpoczynając od krótkiej aktualizacji poprzednich danych.

Nowe wydania norm w ISO TC 131

W 2009 roku opublikowano nowe wydania dwóch norm ISO, dotyczących systemu mocowania siłowników pneumatycznych. Poprzednie wersje norm, z roku 1991, były przetłumaczone na język polski i opublikowane jako PN-ISO 8139:1995 i PN-ISO 8140:1996. Obecnie wydane normy międzynarodowe, które nie posiadają polskich odpowiedników, wymieniono poniżej.

- ♦ ISO 8139:2009 *Pneumatic fluid power – Cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series – Mounting dimensions of rod-end spherical eyes*;
- ♦ ISO 8140:2009 *Pneumatic fluid power – Cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series – Mounting dimensions of rod-end clevises*.

W br. opublikowano ponadto nowe wydanie normy ISO wspólnej dla hydrauliki i pneumatyki:

- ♦ ISO 6099:2009 *Fluid power systems and components – Cylinders – Identification code for mounting dimensions and mounting types*.

Normy dla pneumatyki w ISO TC 118

Prezentując normy międzynarodowe, dotyczące elementów i urządzeń wykorzystujących energię sprężonego powietrza, nie można pominąć prac komitetu technicznego ISO TC 118 *Compressors, pneumatic tools and pneumatic machines*. Zakres norm opracowywanych w podkomitetach SC3 *Pneumatic tools and machines* (narzędzia z napędem pneumatycznym) oraz SC4 *Quality of compressed air* (jakość sprężonego powietrza) ściśle związany jest z pneumatyką. Polska uczestniczy w tych pracach – zagadnieniami sprężarek i narzędzi z napędem pneumatycznym zajmuje się krajowy Komitet Techniczny 129 ds. Sprężarek. Natomiast dla producentów i użytkowników urządzeń pneumatycznych bardzo ważne są prace SC4, dotyczące jakości sprężonego powietrza stosowanego jako czynnik roboczy. Wynikiem tych prac jest arkuszowe wydanie normy ISO 8573. Norma ta jest powszechnie znana i stosowana, zwłaszcza je pierwsza część, w której określono klasy czystości sprężonego powietrza; kolejne części zawierają metody pomiaru poszczególnych rodzajów zanieczyszczeń.

Najwcześniejsze wydanie normy ISO z lat 90. ubiegłego wieku składało się z dwóch części: klasy czystości

i metody pomiaru. Później opublikowano normę 4-częściową. Aktualne wydanie jest znacznie rozszerzone: składa się z 9 części, w większości opublikowanych w ostatnich latach. Wymieniono je poniżej.

- ♦ ISO 8573-1:2001 *Compressed air – Part 1: Contaminants and purity classes*; z poprawką ISO 8573-1: 2001/ Cor 1:2002;
- ♦ ISO 8573-2:2007 *Compressed air – Part 2: Test methods for oil aerosol content*;
- ♦ ISO 8573-3:1999 *Compressed air – Part 3: Test methods for measurement of humidity* (polski odpowiednik: PN-ISO 8753-3:2001);
- ♦ 10ISO 8573-4:2001 *Compressed air – Part 4: Test methods for solid particle content*;
- ♦ 12ISO 8573-5:2001 *Compressed air – Part 5: Test methods for oil vapour and organic solvent content*;
- ♦ 13ISO 8573-6:2003 *Compressed air – Part 6: Test methods for gaseous contaminant content*;
- ♦ 14ISO 8573-7:2003 *Compressed air – Part 7: Test methods for viable microbiological contaminant content*;
- ♦ 15ISO 8573-8:2004 *Compressed air – Part 8: Test methods for solid particle content by mass concentration*;
- ♦ 16ISO 8573-9:2004 *Compressed air – Part 9: Test methods for liquid water content*.

Spośród tych dziewięciu części, w których podano metody pomiaru zanieczyszczeń, jedynie część trzecia, niezmienną od 1999 r., ma polski odpowiednik. Pozostałe były weryfikowane lub są to całkiem nowe dokumenty (opracowane po 2000 roku) i nie mają polskich odpowiedników.

Najważniejsza dla producentów i użytkowników pneumatyki, szeroko wykorzystywana, jest część 1: ISO 8573-1. Była kilkakrotnie zmieniana, a obecnie trwa jej kolejna nowelizacja. Ponieważ klasy czystości powietrza roboczego wg tej normy są zwykle podawane w dokumentacji wyrobów, dlatego ważne jest monitorowanie przebiegu prac i korzystanie z aktualnej tabeli klas, modyfikowanej w kolejnych wersjach.

Dla zobrazowania sytuacji, poniżej opisano najważniejsze zmiany wprowadzane w tej normie.

W ISO 8573-1:1991 (PN-ISO 8573-1:1995) określenie klasy czystości zawierało:

- ♦ zanieczyszczenia w postaci cząstek stałych; podano 5 klas czystości, charakteryzowanych największym

wymiarem cząstki (od 0,1 do 40 μm), a dla najwyższych klas stężeniem masowym mg/m^3 ;

- zawodnienie powietrza; podano 6 klas, określanych przy pomocy największego ciśnieniowego punktu rosy (od -70 do +100 C);
- zanieczyszczenie olejem jako sumaryczne, tj. w postaci kropli, par i aerozoli; podano 5 klas, charakteryzowanych stężeniem masowym (od 0,01 do 25 mg/m^3).

W kolejnym wydaniu normy **ISO 8573-1:2001** podano:

- kryteria zanieczyszczeń cząstkami stałymi; 7 klas czystości, charakteryzowanych największym wymiarem cząstki (od 0,1 do 40 μm); dla klas od 1 do 5 stężenie określono liczbą cząstek w 1 m^3 powietrza, a dla klas 6 i 7 także stężeniem masowym mg/m^3 ;
- zawodnienie powietrza; ogółem 9 klas, w tym 6 klas dla wilgotności, określanych największym ciśnieniowym punktem rosy (od -70 do +100 C); dla większych zawartości wody wprowadzono klasy 7, 8 i 9 i podano stężenie wody w stanie ciekłym Cw [g/m^3];
- zanieczyszczenie olejem (jak poprzednio określane sumarycznie); 4 klasy, charakteryzowane stężeniem masowym od 0,01 do 5 mg/m^3 .

Dodatkowo, w tabelach dodano klasę 0 – do wykorzystania w przypadku specjalnych wymagań.

W 2006 r., podczas 5-letniego przeglądu normy ISO 8573-1:2001, wpłynęły zastrzeżenia użytkowników odniesione w szczególności do kryterium dopuszczalnej liczby cząstek stałych. W oparciu o otrzymane uwagi opracowano nowy projekt normy, obecnie opiniowany jako ISO/DIS 8573-1. Utrzymano w nim klasę 0, która pozwala, aby użytkownik lub wytwórca urządzenia określił własne wymagania w zakresie zawartości zanieczyszczeń w sprężonym powietrzu – bardziej rygorystyczne niż w klasie 1. Znacząco zwiększono natomiast liczbę cząstek stałych w klasie 1 i kolejnych. Przykłady wprowadzonych zmian obrazuje tab. 1, w której podano liczby zanieczyszczeń stałych o wielkości cząstki od 1,0 do 5,0 μm , dopuszczone na 1 m^3 powietrza, wg ISO 8573-1:2001 oraz wg najnowszego projektu normy.

Ponadto, w nowym projekcie dodano klasę X (najniższą) – do określania powietrza w przypadku dopuszczenia większej zawartości zanieczyszczeń niż przewidziane w normie.

W kwietniu 2009 r. rozpoczęło się opiniowanie projektu ISO/DIS 8573-1. Jeżeli nie będzie propozycji istotnych zmian merytorycznych, to procedury głosowania zakończą się po 7 miesiącach, po czym nastąpi zatwierdzenie i publikacja nowej normy. **Do tego czasu klasy**

czystości powietrza należy określać wg ISO 8573-1 z 2001 roku.

W pracach komitetu ISO TC 118 warto zwrócić uwagę na dokumenty dotyczące filtrów sprężonego powietrza. W opracowaniu jest norma arkuszkowa ISO 12500. Prace te nie dublują norm opracowanych w TC 131: ISO 5782-1 i ISO 5782-2, w których podano dane techniczne i opisy filtrów. W **ISO 12500** podawane są metody oceny funkcjonalności filtrów, tj. stopnia filtracji w odniesieniu do różnych rodzajów zanieczyszczeń. W 2007 r. opublikowano dwie części dotyczące zanieczyszczenia olejem w postaci par i aerozoli. Część 3, odniesiona do cząstek stałych, została zatwierdzona i opublikowana w czerwcu 2009 r. Projekt czwartej części normy, dotyczący zanieczyszczenia cząstkami wody, został uzgodniony i zarejestrowany w lipcu 2009 r. jako ISO/FDIS 12500-4 (projekt finalny).

Bezpieczeństwo napędów płynowych w normach ISO i EN

Od kilku lat systematycznie rozwija się współpraca organizacji normalizacyjnej ISO i komitetów europejskich. Jej rezultatem jest widoczna tendencja do uznawania i bezpośredniego przyjmowania norm międzynarodowych ISO jako dokumentów europejskich, z oznaczeniem ich jako EN ISO. Taką procedurę zastosowano do norm bezpieczeństwa dla układów hydraulicznych i pneumatycznych (co będzie opisane w dalszej części artykułu), a obserwacja szerokiego współdziałania tych organizacji pozwala oczekiwać podobnego postępowania w stosunku do innych, ważnych norm międzynarodowych, dotyczących hydrauliki i pneumatyki.

Jednym z najważniejszych problemów dzisiejszego świata jest zapewnienie bezpieczeństwa, ochrony zdrowia i środowiska. Problem eliminowania zagrożeń związanych z projektowaniem i stosowaniem maszyn należy do zakresu prac międzynarodowej organizacji ISO, ale przede wszystkim prowadzonych w komitetach normalizacyjnych Unii Europejskiej. Dotyczy to również elementów i układów płynowych.

Obecnie w dziedzinie pneumatyki stosowana jest jedna norma międzynarodowa, ISO 4414:1998, wprowadzona w Polsce metodą tłumaczenia jako PN-ISO 4414:2004. W marcu 2006 r. norma ta została zgłoszona do nowelizacji. W wyniku prowadzonych uzgodnień w lipcu 2009 r. zarejestrowano projekt finalny: ISO/FDIS 4414 *Pneumatic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their components*.

Analogicznie przedstawia się sytuacja w obszarze hydrauliki. Nowy dokument międzynarodowy, ISO/FDIS 4413 *Hydraulic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their component*, zastąpi po opublikowaniu wcześniejszą normę międzynarodową ISO 4413:1998, której odpowiednikiem krajowym jest PN-ISO 4413:2005.

Sektor napędów płynowych stanowi stosunkowo bezpieczną sferę działalności, o niewielkim potencjale zagrożeń, co przenosi się na liczbę opracowanych norm. W normalizacji Unii Europejskiej, gdzie bezpieczeństwo

Tab. 1 Przykłady zmian wprowadzonych w normach ISO

wg dokumentu	klasa 1	klasa 2	klasa 3
ISO 8573-1:2001	0	500	20 000
ISO/DIS 8573-1	10	1 000	100 000

jest problemem priorytetowym, do końca 2008 r. ustanowiono tylko dwie normy – po jednej dla hydrauliki i pneumatyki, wymienione poniżej:

- ♦ EN 982:1996 *Safety of machinery – Safety requirements for fluid power systems and their components – Hydraulics* (w Polsce PN-EN 982:1998 Bezpieczeństwo maszyn – Wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i pneumatycznych i ich elementów – Hydraulika);
- ♦ EN 983:1996 *Safety of machinery – Safety requirements for fluid power systems and their components – Pneumatics* (w Polsce PN-EN 983:1999 Bezpieczeństwo maszyn – Wymagania bezpieczeństwa dotyczące układów hydraulicznych i pneumatycznych i ich elementów – Pneumatyka).

Przez kilka lat normy międzynarodowe ISO 4413 i ISO 4414 oraz wyżej wymienione normy europejskie funkcjonowały równolegle, jednak w ostatnich latach rosnące wymagania wymusiły procesy ich nowelizacji. Wzajemne powiązania i współpraca krajów członkowskich ISO i Unii Europejskiej pozwoliły podjąć kompromisową decyzję. W celu określenia jednolitych wymagań w Komitecie Technicznym ISO TC 131 przystąpiono do nowelizacji norm międzynarodowych ISO 4413 i ISO 4414. Po zakończeniu prac i uzgodnieniu znowelizowanych wersji normy te zostaną przyjęte w całości i bez żadnych zmian jako normy europejskie, oznaczone jako EN ISO 4413 i EN ISO 4414.

Ta procedura wynika z zastosowania porozumienia o współpracy komitetów normalizacyjnych ISO oraz UE i pozwala na szybkie zatwierdzanie i udostępnienie norm europejskich. Realizując przyjęty tok postępowania, jeszcze przed oficjalną publikacją ww. norm międzynarodowych wprowadzono do programu technicznego komitetu europejskiego CEN projekty norm europejskich przygotowane w procedurze akceptacji norm ISO, jako prEN ISO 4413 i prEN ISO 4414, z przewidywanym terminem udostępnienia w listopadzie 2009 r. Dokumenty są obecnie w trakcie formalnego głosowania. Po zatwierdzeniu, jako nowe normy EN, będą obowiązkowo wprowadzane przez członków Unii Europejskiej w wyznaczonym terminie (zwykle 6 miesięcy). Nastąpi również wycofanie dotychczas funkcjonujących dokumentów europejskich: EN 982:1996 i EN 983:1996.

Innych norm europejskich dla napędów płynowych dotychczas nie opracowano, nie prowadzi się także prac w tym zakresie.

Normalizacja w Unii Europejskiej

W poprzednim numerze „Pneumatyki” zamieściliśmy więcej informacji na temat działalności międzynarodowej organizacji normalizacyjnej ISO. Tym razem opiszemy podstawowe zasady i najważniejsze aspekty normalizacji prowadzonej w ramach Unii Europejskiej. W skali światowej działalność ta ma oficjalnie niższą rangę niż ISO. Jednak szczególna jej rola wynika z podstawowego zadania, jakim jest zapewnienie bezpieczeństwa i ochrony we wszystkich dziedzinach funkcjonowania krajów

zrzeszonych, poprzez określenie jednolitych wymagań oraz zasad i sposobów osiągnięcia zamierzonego celu.

Aby przybliżyć czytelnikom tę działalność, na zakończenie niniejszej prezentacji przedstawimy podstawowe procedury oraz warunki realizacji zadań w europejskich komitetach normalizacyjnych. Normalizacja w UE prowadzona jest poprzez następujące organizacje:

- ♦ CEN (www.cen.eu) Europejski Komitet Normalizacyjny – *European Committee for Standardization*;
- ♦ CENELEC (www.cenelec.eu) Europejski Komitet Normalizacyjny Elektrotechniki – *European Committee for Electrotechnical Standardization*;
- ♦ ETSI (www.etsi.org) Europejski Instytut Norm Telekomunikacyjnych – *European Telecommunications Standards Institute*.

Ich powstanie związane było z koncepcją stworzenia Jednolitego Rynku Europejskiego obejmującego kraje Wspólnoty Europejskiej oraz EFTA, a późniejsze zmiany następowały sukcesywnie, w miarę rozwoju współpracy i narastających potrzeb. Najwcześniej, w 1973 r., powołano Europejski Komitet Normalizacyjny Elektrotechniki CENELEC, w 1974 r. powstał Europejski Komitet Normalizacyjny CEN, a w roku 1988 Europejski Instytut Norm Telekomunikacyjnych ETSI. Wszystkie te organizacje stanowią stowarzyszenia prawa prywatnego, z siedzibami w Brukseli (CEN i CENELEC) i Sophia Antipolis (ETSI).

Podstawowe zasady normalizacji w UE

Jak zaznaczono, priorytetowe zadanie normalizacyjnych organizacji europejskich to ochrona zdrowia i eliminowanie zagrożeń w każdej płaszczyźnie działania. Ważnym aspektem w drodze do osiągnięcia tego celu jest zapewnienie bezpieczeństwa maszyn, poprzez określenie i przekazanie do stosowania, w prostej i przyjaznej formie, zbioru zasad i najlepszych środków. Stosując się do tych wymogów, należy uwzględnić aktualny stan techniki na danym terenie w momencie powstania maszyny, względy techniczne w obszarze projektowania, budowy i eksploatacji maszyn. Obowiązujące w krajach Unii Europejskiej zasady gwarantujące bezpieczeństwo, w skrótej formie, przedstawiono niżej.

1. Konstrukcja maszyn musi zapewnić, aby eksploatacja, montaż i obsługa techniczna przebiegały bez zagrożenia dla ludzi, a przedsięwzięte środki wykluczały ryzyko wypadku podczas przewidywanego okresu użytkowania maszyny, łącznie z czasem montażu i demontażu. Dotyczy to również powstania ryzyka w potencjalnie możliwych sytuacjach niezgodnego z przeznaczeniem stosowania maszyny.
2. Przy wyborze odpowiednich rozwiązań producent powinien kolejno realizować następujące działania:
 - ♦ wyeliminować lub zminimalizować zagrożenia (przy zachowaniu zasady nierozłączności bezpieczeństwa z projektowaniem i wykonaniem maszyn),

- ♦ przedsięwzięcie niezbędnych środków ochronnych przeciw niedającym się usunąć zagrożeniom,
- ♦ zaznajomienie użytkownika z zagrożeniami niewyeliminowanymi w wyniku zastosowanych środków ochronnych oraz wskazanie na ewentualną potrzebę użycia środków ochrony indywidualnej i specjalnego przeszkolenia użytkowników.

Podczas projektowania i produkcji maszyn oraz opracowywania instrukcji obsługi (dokumentacji techniczno-ruchowej DTR) producent musi uwzględnić nie tylko sytuacje normalnie występujące podczas użytkowania maszyny, ale również wszystkie inne, potencjalnie prawdopodobne sytuacje. Założeniem jest, aby konstrukcja maszyny całkowicie eliminowała dające się przewidzieć, nieprawidłowe użycia, które mogą powodować zagrożenie. Jeżeli nie jest to możliwe, w dokumentach technicznych wyrobu należy zasygnalizować niedozwolone sposoby użycia maszyny, które mogłyby mieć miejsce w praktyce.

Podsumowanie

Kończąc niniejszy artykuł warto podkreślić, że normalizacja jest narzędziem do jak najlepszej realizacji podstawowego zadania organizacji krajów UE, jakim jest zapewnienie bezpieczeństwa we wszystkich dziedzinach życia i działalności gospodarczej. W dążeniu do tego celu od 2004 roku uczestniczy również Polska. Aby możli-

we było przygotowanie się do nowych zadań, Polski Komitet Normalizacyjny stał się pełnoprawnym członkiem europejskich organizacji normalizacyjnych już w styczniu 2004 r. PKN zyskał prawo czynnego członkostwa w organach roboczych komitetów i udziału w realizacji prac, a także współwłasności wszystkich tworzonych dokumentów. Przywilej ten pozwala oddziaływać na sformułowania w późniejszych normach europejskich. Merytoryczna zawartość norm tworzona jest w grupach roboczych, zatem możliwość wpływania na treść norm istnieje tylko poprzez aktywny udział w pracach grupy.

Uczestnikiem prac grupy roboczej może być członek krajowego Komitetu Technicznego, ale także uznany ekspert – jako niezależny specjalista rekomendowany przez krajową jednostkę normalizacyjną. Dlatego warto włączyć się do tej działalności, ze świadomością znaczenia i korzyści płynących dla użytkowników oraz producentów maszyn i urządzeń.

Wanda Mikołajewska

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy
Elementów i Układów Pneumatyki
Sp. z o.o. w Kielcach

SPITZNAS NIEZAWODNOŚĆ I NISKI KOSZT EKSPLOATACJI



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



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



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



Do zakręcania
i odkręcania
śrub od M16 do M56



Do wiercenia
w miejscach
trudnodostępnych

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

Firma Transtools zapewnia autoryzowany serwis gwarancyjny i pogwarancyjny urządzeń Spitznas

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

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

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

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



» Sławomir Augustyn

Model decyzyjny pilota w systemie bezpiecznego użytkownika śmigłowców

W czasie eksploatacji śmigłowców występujące uszkodzenia powodują powstawanie zagrożeń dla bezpiecznego wykonywania lotów.

Wprowadzenie

Z danych przedstawionych przez Międzynarodową Organizację Lotnictwa Cywilnego ICAO (International Civil Aviation Organization) wynika, że w ciągu ostatnich 30 lat znaczący udział procentowy przyczyn wypadków lotniczych jest spowodowany błędem człowieka (tabela 1).

Jednym ze sposobów zmniejszenia strat w potencjale sprzętu lotniczego oraz personelu latającego, spowodowanych wypadkami lotniczymi, jest opracowanie modelu decyzyjnego pilota.

Model decyzyjny obejmuje cechy osobowe oraz poziom wyszkolenia pilota, które określają jego predyspozycje do podjęcia decyzji podczas wystąpienia uszkodzenia w czasie lotu. Pilot poprzez selekcjonowanie i analizowanie istotnych informacji o uszkodzeniu musi dokonać szybkiego i skutecznego działania w świadomości o deficycie czasu na podjęcie decyzji. Powyższy fakt pozwala na ustalenie dalszych niezbędnych przedsięwzięć profilaktycznych w szkoleniu pilotażowym oraz doskonaleniu konstrukcji śmigłowca, co bezpośrednio wpływa na bezpieczeństwo wykonywania lotów.

Model decyzyjny określa również zależność, że im większa żywotność śmigłowca – czyli odporność na uszkodzenia oraz dobra profilaktyka w szkoleniu lotniczym – tym dłuższy czas dyspozycyjności dla pilota do podjęcia przez niego decyzji w czasie lotu.

Wpływ wyszkolenia lotniczego oraz żywotności śmigłowców na zdolność decyzyjną pilota

W trakcie wykonywania zadania lotniczego pilot odgrywa niezwykle ważną i odpowiedzialną rolę. Zarówno pilot, jak i śmigłowiec tworzą nierozdzielny układ, który jest istotny z punktu widzenia bezpieczeństwa lotów. Śmigłowiec ma swoją dynamikę i ograniczenia użytkowania, które sprawiają, że nie stanowi przyjaznego środowiska pracy dla pilota. Dlatego pilot powinien cechować się du-

żą elastycznością, odpowiedzialnością i opanowaniem, aby w prawidłowy sposób wykonać lot śmigłowcem. Praca pilota nie polega jedynie na dynamicznej koordynacji elementami sterującymi śmigłowca, ale ponosi on również odpowiedzialność za pracę wszystkich systemów zamontowanych na pokładzie.

Zadaniem pilota jest bezzwłoczne odnalezienie odpowiednich przyrządów pilotażowo-nawigacyjnych i prawidłowe zinterpretowanie ich wskazań oraz informacji pochodzących z otoczenia dla podjęcia właściwej decyzji. Wykonanie zadania lotniczego wymaga od pilota ciągłej wymiany informacji przez zmysły, ich selekcji oraz przetwarzania. Ważne jest też opanowanie nawyków lotniczych oraz umiejętności podejmowania decyzji w danych warunkach środowiskowych, występujących poza kabiną śmigłowca, z którego pilot otrzymuje wszelkie informacje na temat wykonywanego lotu.

Ponadto na proces decyzyjny pilota oddziałują zagrożenia spowodowane nagłym wystąpieniem uszkodzenia śmigłowca lub oddziaływanie zmiennych, trudnych warunków atmosferycznych podczas lotu. Pilot, który się tego nie spodziewa i nie jest odporny na zakłócenia, może popełnić błąd, prowadzący nawet do katastrofy lotniczej. Powstałe zakłócenia mogą spowodować zmianę procesu postrzegania, uwagi, zapamiętywania i myślenia, a także ograniczać wytrzymałość oraz odporność na stres ze względu na deficyt czasu dla podjęcia przez pilota decyzji w trakcie niebezpiecznego lotu. Należy również pamiętać, że zdolności ludzkiego mózgu są ograniczone: pilot nie jest w stanie przyjmować do wiadomości kilku sygnałów jednocześnie i w tym samym czasie wypracować decyzję dotyczącą kilku czynności. Wynika z tego zatem, że w relacji pilot – śmigłowiec to człowiek stanowi słabsze ogniwo.

Rozwój technologiczny powoduje zwiększanie żywotności śmigłowca, przez co zwiększa się czas na podjęcie decyzji przez pilota podczas lotu. Żywotność śmigłowca oznacza jego odporność na destrukcyjne działanie otoczenia (wylądowania atmosferyczne, wilgotność, uszkodzenia itp.). Połączenie żywotności śmigłowca z procesem decyzyjnym pilota tworzy system między odpornością na porażenie (wystąpienie uszkodzenia) a wartością czasu dyspozycyjnego dla analizy dostarczonych informacji, co może gwarantować powodzenie wykonania zadania lotniczego.

Zinterpretowanie informacji otrzymanych od dużej liczby przyrządów pomiarowych w sytuacji stresowej, pod presją deficytu czasu, nie jest łatwe, a podział uwagi jest znacznie utrudniony, gdyż wbrew pozorom wcale nie ułatwia to pilotażu. Dlatego też określona żywotność śmigłowca wpływa na proces decyzyjny pilota. Pozwala to na dokonanie umiejętnej selekcji najważniejszych informacji,

Tab. 1 Przyczyny wypadków lotniczych (wg ICAO)

Przyczyna wypadku	Liczba wypadków (%)	
	Wszystkie rodzaje transportu	Transport lotniczy
Błędy człowieka	40-50	50-55
Uszkodzenie techniczne	10-30	15-20
Wpływ środowiska	8-10	10-15
Inne (nie wyjaśnione)	5-10	8-10

ciągle docierających z otoczenia, wspartych elementami konstrukcyjnymi zwiększającymi odporność śmigłowca (zdublowane systemy sterowania, nawigacji, napędu itp.).

Proces selekcji informacji polega na koncentrowaniu się i wyborze istotnych parametrów dla prawidłowego podjęcia decyzji, ponieważ mechanizm selekcji dopuszcza do świadomości tylko ograniczoną liczbę informacji. Należy jednak podkreślić, że nie pomija pozostałych danych, ale rejestruje je w poszczególnych rodzajach pamięci (krótkotrwałej, długotrwałej) ze względu na zmiany, które mogą dopiero zaistnieć. Oddziałuje to istotnie na parametr szybkości wykonywania prawidłowo procedur przez pilota podczas napływających informacji o porażeniu śmigłowca.

Na czas dyspozycyjny dla procesu decyzyjnego pilota wpływa:

- ♦ niezawodność śmigłowca w aspekcie jego odporności na uszkodzenia,
- ♦ poziom wyszkolenia pilotażowego.

Można to zdefiniować jako prawdopodobieństwo utraty zdolności wykonywania lotu przez śmigłowca od momentu wystąpienia uszkodzenia do chwili całkowitego braku możliwości jego pilotowania.

Wystąpienie uszkodzenia może spowodować utratę stateczności i sterowności śmigłowca, zmuszając pilota do przerwania lotu i awaryjnego lądowania.

Rozkład prawdopodobieństwa utraty stateczności i sterowności śmigłowca jednoznacznie wyznacza dystrybucja odporności na uszkodzenia systemu (QZ) jako funkcji rzeczywistej, która zawiera wszystkie istotne informacje dotyczące zaistniałego uszkodzenia w jego układzie:

$$Q_Z = P[(t_p + t_z) \leq t_0] \quad (1)$$

gdzie:

- t_p – czas realizacji zadania do chwili uszkodzenia śmigłowca
- t_z – czas żywotności po wystąpieniu uszkodzenia śmigłowca
- t_0 – czas realizacji zadania (zmienna losowa) śmigłowca.

Po uszkodzeniu systemu śmigłowca pilot wraz z załogą posiada do dyspozycji pewien czas (t_D) dla podjęcia decyzji, w celu właściwego zareagowania dla uniknięcia wypadku lotniczego. Warunkiem koniecznym z punktu widzenia żywotności śmigłowca oraz procesu decyzyjnego pilota dla bezpieczeństwa lotniczego jest więc spełnienie zależności:

$$t_D \leq t_z \quad (2)$$

gdzie:

- t_D – czas dyspozycyjny



Rys. 1 Wpływ odporności na uszkodzenie (żywotność) śmigłowca na proces decyzyjny pilota

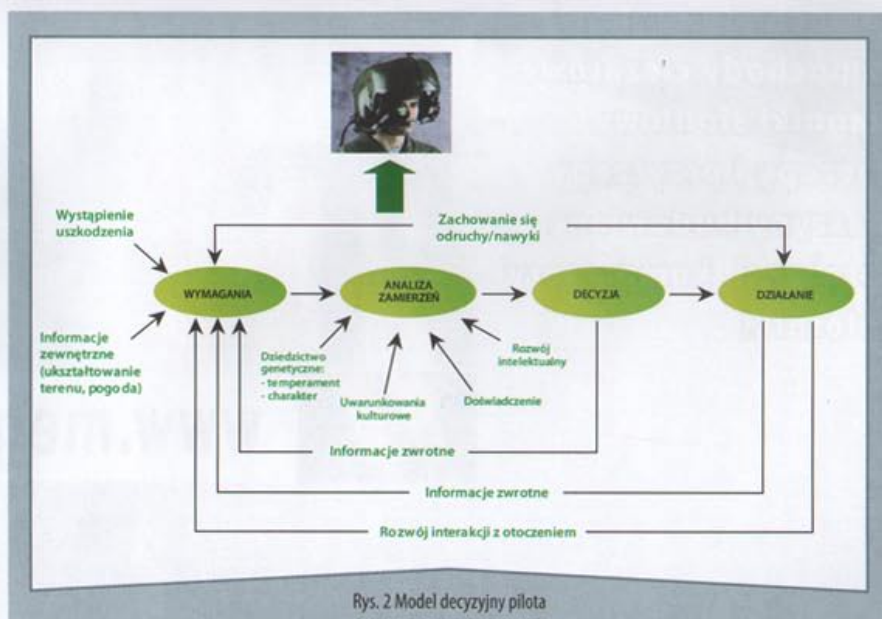
t_z – czas żywotności (czas od momentu wystąpienia porażenia do momentu utraty właściwości lotnych śmigłowca).

Analizę żywotności w funkcji procesu decyzyjnego pilota dokonuje się poprzez parametry (t_D , t_z) określające skutki porażenia lub uszkodzenia śmigłowca w czasie lotu (rys. 1).

W zależności od czasu dyspozycyjnego (t_D) dla podjęcia decyzji przez pilota oraz czasu żywotności (t_z) może zaistnieć jedna z dwóch sytuacji:

- kontynuowanie lotu śmigłowca będzie możliwe, gdy:
 - ♦ niektóre uszkodzone przyrządy awioniki są zdublowane
 - ♦ uszkodzenie konstrukcji (organów sterowania) można zastąpić sterowaniem trymetrycznym
 - ♦ dobór materiałów konstrukcyjnych przy zastosowaniu odpowiedniej technologii wykonania pozwala na dalsze użytkowanie po porażeniu lub uszkodzeniu (materiały żaroodporne oraz żarowytrzymałe, materiały kompozytowe itp.)
- czas na wykonanie prawidłowych czynności pilotażowych przez pilota jest wystarczający.

Powyższe parametry zależą nie tylko od własności konstrukcyjnych śmigłowca i jego wyposażenia, ale także od charakteru lotu i sytuacji manewrowej w momencie porażenia oraz rodzaju wystąpienia uszkodzenia, korelujące z indywidualnymi cechami osobowościowymi pilota oraz jego poziomem wyszkolenia wpływającym na proces decyzyjny w czasie wykonywania lotu.



Rys. 2 Model decyzyjny pilota

Model decyzyjny pilota w systemie bezpiecznego użytkownika śmigłowców

Mając na uwadze bezpieczeństwo wykonywania lotu, można określić model w postaci pętli decyzyjnej, wspomagający działalność pilota w procesie szkolenia lotniczego i użytkownika śmigłowców (rys. 2). Istotą procesu decyzyjnego pilota jest przedstawienie szeregu uwarunkowań dla prawidłowego pilotażu śmigłowca oraz podjęcie prawidłowych działań podczas wystąpienia uszkodzenia.

W modelu decyzyjnym pilota wszystkie procesy tworzą pętlę zwrotnych zależności:

1. Wymagania dotyczące uwarunkowań, do których pilot musi dostosować się w zmiennych warunkach otoczenia z uwzględnieniem posiadanych indywidualnych cech osobowości.
2. Analiza zamierzeń określa kontrolę poprawności i sensowności podejmowania decyzji przez pilota podczas wykonywania lotu z uwzględnieniem dziedzictwa genetycznego związanego z uwarunkowaniami biologicznymi, czyli osobowość pilota składającą się z jego temperamentu oraz charakteru. Temperament obejmuje:
 - a) zapotrzebowanie na stymulację – jako tendencje do reagowania na zdarzenia lotnicze

- b) unikanie wzmocnień negatywnych (stresu) – jako tendencje do zahamowania pilotażu w odpowiedzi na zaistniałe uszkodzenia podczas lotu
- c) uzależnienie od nagrody – dla podtrzymywania poziomu wyszkolenia lotniczego (indywidualne wyróżnienie nagrodą)
- d) wytrwałość w procesie szkolenia – jako zdolność do samodzielnego podtrzymywania umiejętności lotniczych.

Charakter pilota uwzględnia cechy osobowości nabywane w trakcie jego rozwoju poprzez:

- a) umiejętność do samoukierunkowania, polegająca na zachowaniu pilota przez własne kontrolowanie, regulowanie i dostosowanie podczas wystąpienia różnorodnych lotniczych sytuacji
- b) umiejętność do współpracy – jako umiejętność pilota do identyfikacji i akceptacji zachowań składu załogi lub innych (postronnych) osób
- c) umiejętność do autotranscendencji – jako poczucie pilota, że jest częścią wszechświata (związane z odczuciami duchowości)
- d) uwarunkowania kulturowe
- e) doświadczenie
- f) rozwój intelektualny.

PORTAL SPRZEDAŻY MASZYN UŻYWANYCH



- sprzęt agencji mienia wojskowego
- narzędzia i maszyny pneumatyczne
- samochody osobowe
- samochody ciężarowe
- ciągniki siodłowe
- naczepy i przyczepy
- maszyny budowlane
- sprężarki (kompresory)
- zbiorniki



www.megasklad.pl



Tab. 2 Parametry śmigłowców

Parametr	AH-64 Apache	SA 341 Gazelle	KA-50 Hokum	Mi-24 Hind
OŚIĄGI				
Prędkość maksymalna	335 km/h	280 km/h	350 km/h	335 km/h
Prędkość przelotowa	280 km/h	240 km/h	260 km/h	280 km/h
Prędkość wznoszenia	13 m/s	9 m/s	13 m/s	11 m/s
Pułap zawisu z wpływem ziemi	4500 m	1600 m	4000 m	2000 m
Pułap zawisu bez wpływu ziemi	3000 m	600 m	1500 m	1500 m
MOŻLIWOŚCI TAKTYCZNE				
Zasięg	680 km	650 km	450 km	450 km
Zasięg do przebazowania	1500 km	650 km	1300 km	1100 km
Masa własna/startowa	0,625	0,51	0,68	0,707
Zapas paliwa	1600	800	2000	2100
Liczba członków załogi	2	1	1	3
Długość lotu	190 min	130 min	180 min	155 min
MOŻLIWOŚCI MANEWROWE				
Zakres przeciężeń (Δ)	3,5	2,5	3,5	2,3
Średni pilotaż	Tak (1)	Tak (1)	Nie (0)	Nie (0)
Obciążenie powierzchni WN	45,45 kg/m ²	32,9 kg/m ²	47,6 kg/m ²	50 kg/m ²
Obciążenie mocy silników	2,35 kg/KM	2,95 kg/KM	2,27 kg/KM	2,65 kg/KM
MOŻLIWOŚCI OGNIOWE				
Masa uzbrojenia	1200 kg	500 kg	2000 kg	2400 kg
Ilość KPR p-z	6	6	12	4
Zasięg KPR p-z	6 km	5 km	6,5 km	4 km
Grubość pancerza przebijanego	1,2 m	1 m	1,3 m	0,9 m
Ilość KPR p-p	2	0	2	0
Ilość NPR	76	0	20	128
BEZPIECZEŃSTWO				
Wskaźnik żywotności k_z (wg wzoru 13)	0,49	0,47	0,45	0,43

3. Decyzja pilota polega na ostatecznym postanowieniu wykonania określonego działania (czynności) podczas wykonywania lotu śmigłowcem. Działanie to zespół czynności podejmowanych przez pilota dla bezpiecznego wykonywania lotu śmigłowcem.

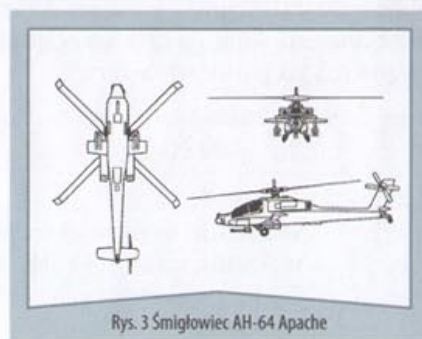
Proces dotyczący podjęcia decyzji oraz działania pilota jest sprzężony z informacjami zwrotnymi w formie interakcji do wymagań powstałych w wyniku wystąpienia zdarzenia w czasie lotu. Należy więc mieć na uwadze korelacje wpływu wymagań oraz analizę zamierzeń na decyzje i działanie pilota z uwzględnieniem informacji zwrotnych o wystąpieniu zdarzenia lotniczego. Im większy poziom umiejętności pilotażu oraz odporność śmigłowca na uszkodzenia (żywotność), tym dłuższy czas dyspozycyjności dla podjęcia decyzji przez pilota.

Wpływ konstrukcji śmigłowca na proces decyzyjny pilota

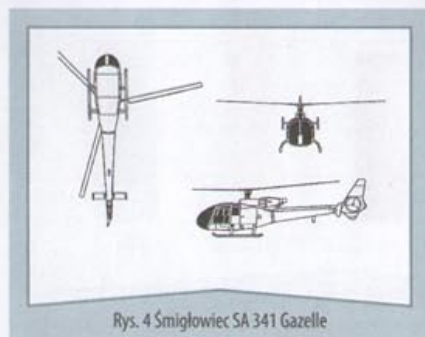
Mając na uwadze określenie możliwości operacyjnych śmigłowca dla przedstawienia jego walorów taktyczno-technicznych, będących wsparciem w procesie decyzyjnym pilota, można zastosować metody, które:

- wykorzystują, jako kryterium oceny, jeden ze wskaźników przy ograniczeniu pozostałych (np. współczynnik żywotności)
- łączą wszystkie wskaźniki cząstkowe charakteryzujące poszczególne cechy ocenianego śmigłowca (np. osiągi użytkowania, możliwości taktyczne, manewrowe i ogniowe)
- wykorzystują kilka miar wielkości ustalonych na podstawie różnych kombinacji wartości wskaźników.

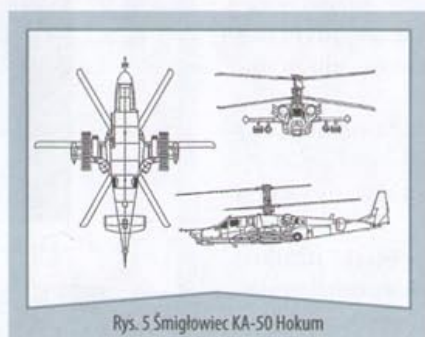
Najczęściej stosowaną metodą jest wykorzystywanie uogólnionego kryterium dla ustalenia jednego wskaźnika poprzez połączenie kilku wskaźników cząstkowych wraz z doбором odpowiednich współczynników wagowych. Wartość oceny za pomocą uogólnionego kryterium zależy w szczególności od właściwego doboru współczynników wagowych, których wartości ustalane są na ogół metodami eksperckimi.



Rys. 3 Śmigłowiec AH-64 Apache



Rys. 4 Śmigłowiec SA 341 Gazelle



Rys. 5 Śmigłowiec KA-50 Hokum



Rys. 6 Śmigłowiec Mi-24 Hind

Tab. 3 Bezpieczeństwo porównywanych śmigłowców

Parametr	AH-64 Apache	SA 341 Gazelle	KA-50 Hokum	Mi-24 Hind
Wskaźnik żywotności k_z (wg wzoru 13)	1	0,97	0,91	0,87

Podczas analiz porównawczych nie należy jednak ograniczać się tylko do ocen ekspertów, ale również wykorzystywać istniejące dane zawarte w instrukcjach użytkownika i obsługiwanego śmigłowca. Uzyskanie jednoznacznej interpretacji oceny osiąga się za pomocą ogólnie przyjętych lub umownie uznanych wartości liczbowych.

Spośród wielu możliwości do wyrażenia oceny działania śmigłowca najlepiej nadają się liczby z przedziału (0, 1), gdzie doskonałość (niezawodność) wyrażana jest przez 1, a zawodność bezpieczeństwa wyraża cyfra 0. Ponadto przy metodzie porównawczej konieczne jest wydzielenie takiej samej liczby parametrów, gdyż ich zmienna liczba spowoduje zniekształcenia wyników.

Dla każdego z wydzielonych obszarów buduje się macierz opisującą dany obszar. Kolumny macierzy odpowiadają konkretnym śmigłowcom, natomiast wiersze związane są z jednym z wybranych wskaźników. Każdy wiersz takiej macierzy poddany zostaje procesowi normalizacji oraz dokonana jest ocena sumaryczna każdego śmigłowca na podstawie wzoru:

$$W_{Ok} = \frac{\sum w_i}{n_{iw}} \quad (3)$$

gdzie:

- W_{Ok} – ogólny wskaźnik dla danego śmigłowca w k-tym obszarze
- w_i – i-ty wskaźnik danego śmigłowca (po znormalizowaniu)
- n_{iw} – liczba wszystkich wskaźników z k-tego obszaru.

Po przeprowadzeniu oceny sumarycznej dokonuje się obliczenia całościowego wskaźnika możliwości operacyjnych danego śmigłowca z uwzględnieniem wskaźników wagowych na podstawie wzoru:

$$W_C = \frac{\sum (a_k W_{Ok})}{m_k} \quad (4)$$

gdzie:

- W_C – wskaźnik możliwości operacyjnych
- a_k – wskaźnik ważności k-tego obszaru
- m_k – liczba wyznaczonych obszarów charakterystycznych.

Śmigłowiec, który uzyskuje wskaźnik równy 1, posiada największe możliwości operacyjne z grupy rozpatrywanych śmigłowców. Pozostałe wskaźniki są względny odniesieniem możliwości bojowych śmigłowców do watorów najlepszego śmigłowca.

Porównania żywotności śmigłowców dokonano przy następujących założeniach:

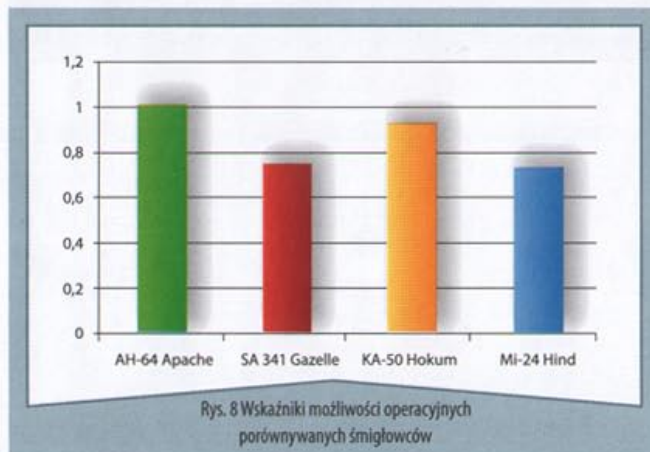
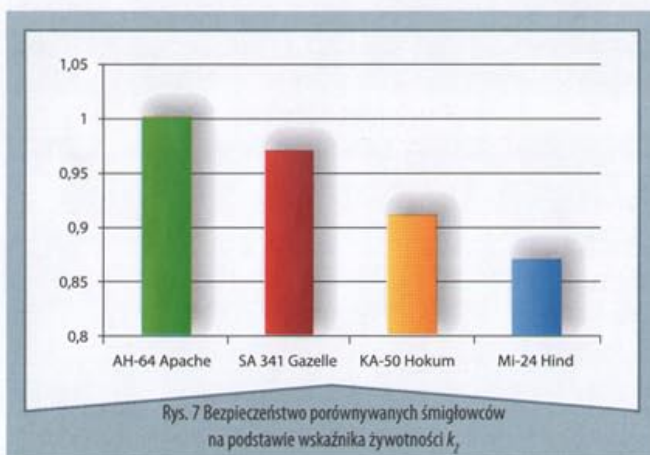
- ♦ śmigłowce posiadają podobny poziom zaawansowania technicznego
- ♦ obszar oceny śmigłowców uwzględnia osiągi użytkownika, możliwości taktyczne, manewrowe oraz ogniowe z uwzględnieniem współczynnika bezpieczeństwa

Tab. 4 Możliwości operacyjne porównywanych śmigłowców

Obszar	Ważność	AH-64 Apache	SA 341 Gazelle	KA-50 Hokum	Mi-24 Hind
Osiągi	1	1	0,58	0,87	0,76
Możliwości taktyczne	0,75	0,95	1	0,91	0,71
Możliwości manewrowe	0,75	1	0,94	0,73	0,58
Możliwości ogniowe	1	1	0,43	0,97	0,72
Możliwości ogniowe	1	1	0,43	0,97	0,72
Bezpieczeństwo	1	1	0,97	0,91	0,87
Σ	–	0,86	0,64	0,79	0,61
Normalizacja	–	1	0,74	0,92	0,73

- ♦ współczynniki jakościowe dotyczące czasu eksploatacji śmigłowców muszą być porównywalne
- ♦ współczynnik wagowy dla osiągnięć użytkownika, możliwości ogniowej i bezpieczeństwa wynosi $a = 1$
- ♦ współczynnik wagowy dla możliwości taktycznych i manewrowych śmigłowca wynosi $a = 0,75$.

Wielkości parametrów przykładowych śmigłowców, charakteryzujących poszczególne obszary, przedstawione zostały w tabeli 2.



Wyniki obliczeń dokonane za pomocą wzoru (3) przedstawione zostały w tabeli 3, rys. 7.

Po dokonaniu porównania możliwości operacyjnych śmigłowców w wyznaczonych obszarach można przystąpić do całościowego ich porównania, uwzględniając współczynniki wagowe.

Wyniki obliczeń dokonywanych za pomocą wzoru (4) przedstawione zostały w tabeli nr 4 oraz na rys. 8.

Dokonując analizy przy założonych parametrach techniczno-taktycznych oraz określeniu wielkości wagowych stwierdzono, że największymi możliwościami operacyjnymi dysponuje śmigłowiec AH-64 Apache. Uzyskuje on także najlepsze wyniki w obszarach osiągow, możliwości taktycznych i ogniowych. Powyższe zalety w konstrukcji śmigłowca pozwalają na zwiększenie czasu dyspozycyjnego do podjęcia decyzji pilota podczas wystąpienia uszkodzenia. Drugi w kolejności jest śmigłowiec KA-50 Hokum, którego całkowite możliwości operacyjne stanowią 0,92 możliwości operacyjne śmigłowca AH-64 Apache.

Śmigłowce SA 341 Gazelle i Mi-24 Hind dysponują możliwościami operacyjnymi wynoszącymi odpowiednio 0,74 i 0,73 względem możliwości operacyjnych śmigłowca AH-64 Apache. Powyższe sprawia, iż piloci śmigłowców SA 341 Gazelle i Mi-24 Hind mają krótszy czas dyspozycyjny na podjęcie decyzji podczas wystąpienia uszkodzenia niż piloci śmigłowców AH-64 Apache oraz KA-50 Hokum.

Należy jednak pamiętać, że odpowiednie wyposażenie śmigłowca może znacznie poprawić wskaźnik jego możliwości operacyjnych, co bezpośrednio wpływa na proces decyzyjny pilota.

Podsumowanie

Model decyzyjny określa proces działania pilota poprzez właściwe selekcjonowanie i analizowanie istotnych informacji o uszkodzeniu w funkcji czasu podczas wykonywania lotu. Powyższy fakt koreluje z poziomem wykształcenia pilota, parametrami taktyczno-technicznymi oraz odpornością śmigłowca na uszkodzenia, co bezpośrednio wpływa na bezpieczeństwo wykonywania lotów.

Wpływ żywotności – czyli odporności na uszkodzenie śmigłowców – na proces decyzyjny pilota ocenia się głównie na podstawie wartości czasu dyspozycyjnego po wystąpieniu porażenia w czasie lotu. Dlatego przy projektowaniu śmigłowca powinno uwzględniać się jego rzeczywiste warunki eksploatacji poprzez tworzenie wszystkich jego funkcjonalnych systemów, tak aby ewentualne uszkodzenia umożliwiały dalszy lot oraz minimalizowały czynniki zagrażające bezpieczeństwu załogi podczas lotu.

Ponadto odpowiedni poziom odporności śmigłowca na uszkodzenia zapewnia czas na podjęcie prawidłowej decyzji przez pilota, co ma duże znaczenie z ekonomicznego punktu widzenia.

mjr dr inż. Sławomir Augustyn

Wydział Zarządzania i Dowodzenia
Instytutu Lotnictwa i Obrony Powietrznej

↳ Literatura

- [1] *Air Force Doctrine Document 1*, Wyd. Air Force Doctrine Center, Maxwell AFB 1997.
- [2] **Augustyn S.**: *Decision process support for Leads of aircraft fleet user*. Międzynarodowe sympozjum im. prof. Konatojskiego. Politechnika Warszawska, Płock 2006.
- [3] **Błaszczak J.**: *Metoda analizy porównawczej samolotów*. Wyd. PWLOP, 1997, nr 9.
- [4] **Błaszczak J.**: *Analiza porównawcza manewrowości samolotów myśliwskich Mikojana*. Wyd. PWLOP, 1998, nr 7.
- [5] **Borkowska A.**: *Kształcenie dla przyszłości*. Wyd. Akademickie „Żak”, 2004.
- [6] **Lewitowicz J., Kustroń K.**: *Podstawy eksploatacji statków powietrznych t. 1, t. 2, t. 3*. Wyd. ITWL, Warszawa 2003.
- [7] **Lindstedt P.**: *Diagnostyka turbinowych silników odrzutowych*. Materiały ITWL, Warszawa 1996.
- [8] **Marszałek M.**: *Metoda określania możliwości bojowych wojsk OP*. Wyd. AON, Warszawa 2000.
- [9] *Ocena porównawcza samolotu wielozadaniowego dla Polskich Sił Powietrznych*. Wyd. AON, Warszawa 1998.
- [10] **Szajnar S., Wojtkowiak M.**: *Problemy bezpieczeństwa załogi statku powietrznego w sytuacjach awaryjnych*, wyd. Bil-Graf, Warszawa 1999.
- [11] **Szustek R., Cieślak E.**: *Lotnictwo wojsk lądowych w działaniach bojowych*, t. 1-2. Wyd. AON, Warszawa 2000.
- [12] **Urban M.**: *War in Afganistan*, Macmillan Press LTD, London 1991.
- [13] **Woropay M., Szubartowski M., Migawa K.**: *Model oceny i kształtowania gotowości operacyjnej podsystemu wykonawczego w systemie transportowym*. Wyd. Bydgoszcz-Radom 2003.
- [14] **Wykowska M.**: *Ergonomia*. AGH, Kraków 1994.
- [15] **Zagdański Z.**: *Stany awaryjne statków powietrznych*. Wyd. ITWL, Warszawa 1995.
- [16] **Żurek J., Kowalczyk G.**: *Niezawodność i bezpieczeństwo wdrażanych konstrukcji lotniczych*. Informator ITWL, Mrągowo 1994.
- [17] **Żurek J.**: *Żywotność śmigłowców*. Instytut Technologii Eksploatacji PiB, Warszawa 2006.
- [18] **Żółtowski B., Ćwik Z.**: *Leksykon Diagnostyki Technicznej*. Wyd. ATR, Bydgoszcz 1996.

➤ Tadeusz Kret, Ireneusz Madejski

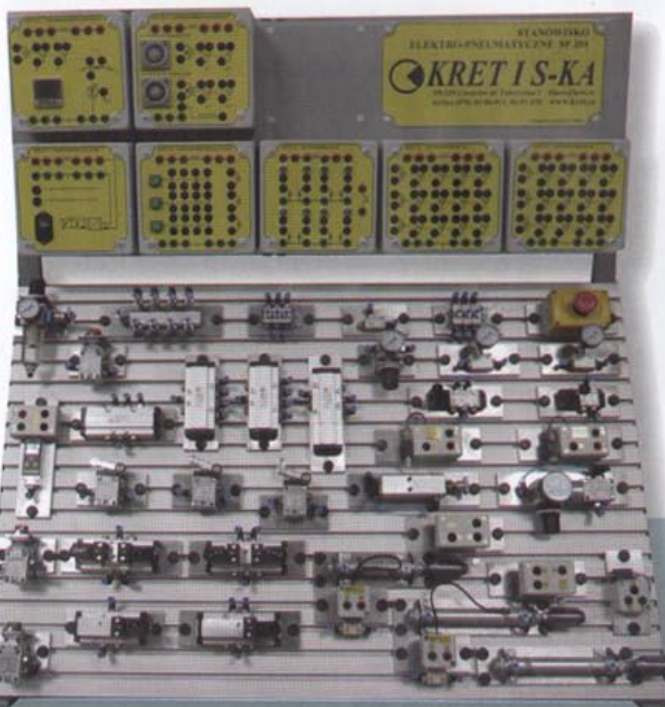
Mechatroniczne stanowisko dydaktyczne układów napędu i sterowania pneumatycznego

W artykule zaprezentowano stanowisko dydaktyczne przydatne w laboratorium mechatroniki i przeznaczone do szkolenia w zakresie pneumatycznych układów napędowych oraz sterowania elektronicznego, elektrycznego i pneumatycznego. Omówiono możliwości budowy takich układów z gotowych elementów katalogowych o różnej konfiguracji. Przedstawiono przykład układu elektropneumatycznego, możliwego do zrealizowania na tym stanowisku.

Wstęp

Mechatronika – nowa, dynamicznie rozwijająca się dziedzina nauki, techniki i przemysłu – wymaga specjalistów przygotowanych zawodowo do podjęcia nowatorskich wyzwań. Jedną z dziedzin wchodzących w zakres mechatroniki jest niewątpliwie pneumatyka, a dokładniej napędy pneumatyczne i elektropneumatyczne. Napędy te charakteryzują się bardzo szerokim spektrum zastosowań. Z techniką tą spotykamy się na co dzień pośrednio lub bezpośrednio, zupełnie tego nieświadomi. Pneumatyka ma powszechne zastosowanie w mechanizacji i automatyzacji wielu branż przemysłowych.

Wymagania stawiane nowoczesnym systemom i układom produkcyjnym – takie jak łatwość obsługi, wielofunkcyjność, łatwość komunikacji z otoczeniem, niezawodność, standardowość – powodują wzrost wymagań stawianych obsłudze i nadzorowi technicznemu, co skutkuje koniecznością podnoszenia kwalifikacji pracowników.



Opis stanowiska

Laboratorium mechatroniki ze stanowiskami dydaktycznymi umożliwia realizację programu nauczania i prowadzenia szkoleń w zakresie projektowania, budowy i eksploatacji modułów i podzespołów mechatronicznych urządzeń oraz systemów. Ćwiczenia przeprowadzane na stanowiskach pozwalają na praktyczne zapoznanie się ze sposobami realizacji budowy pneumatycznych układów napędu i sterowania.


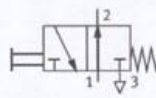

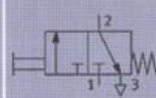

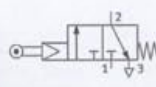



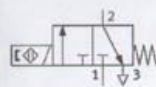

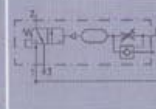

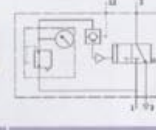

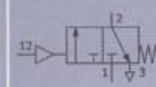

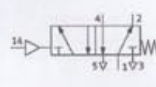

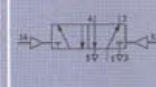

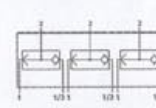
Prezentowany zestaw pozwala na zapoznanie się:


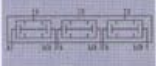

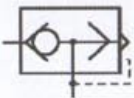

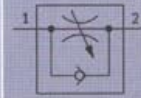



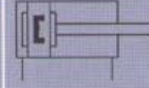

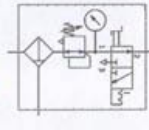

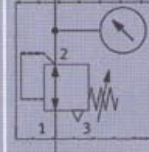



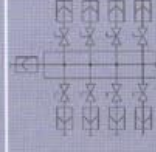
- ♦ z działaniem, budową oraz możliwościami wykorzystania elementów napędowych – pneumatycznych siłowników jednostronnego i dwustronnego działania
- ♦ ze sterowaniem bezpośrednim i pośrednim napędami pneumatycznymi
- ♦ z działaniem oraz możliwościami wykorzystania zaworów pneumatycznych i elektropneumatycznych do sterowania i realizacji funkcji logicznych
- ♦ ze sposobami sterowania zaworami rozdzielającymi
- ♦ ze sposobami pomiaru ciśnienia
- ♦ z metodami sterowania przepływem
- ♦ z budową elektropneumatycznych obwodów sterowania
- ♦ z pneumatycznymi elementami logicznymi
- ♦ z budową pneumatycznych układów kombinacyjnych
- ♦ z działaniem i wykorzystaniem czujników położenia
- ♦ z elementami i układami z zależnościami czasowymi.

Zaprezentowane stanowiska zawierają zestawy różnych przemysłowych elementów pneumatyki. Elementy te, dzięki specjalnym podstawom mocującym, mogą być w prosty sposób montowane na przeznaczonych do tego celu płytach profilowanych, umieszczonych na specjalnych stelażach lub stołach laboratoryjnych.

Rys. 1 Stanowisko dydaktyczne SP-201 napędu i sterowania pneumatycznego, które otrzymało wyróżnienie na II Targach Pneumatyki, Hydrauliki, Napędów i Sterowania – PNEUMATICON 2009 w Kielcach

Elementy składowe stanowiska SP-201

Lp.	Widok	Schemat	Element
1			Zawór 3/2 z przyciskiem (normalnie otwarty)
2			Zawór 3/2 z przyciskiem (normalnie zamknięty)
3			Zawór 3/2 dźwigniowy z rolką
4			Zawór 3/2 dźwigniowy (rolka uchylna)
5			Czujnik zbliżeniowy elektryczny, montowany na siłowniku, sterujący zaworem pneumatycznym
6			Czasowy zawór opóźniający (normalnie zamknięty)
7			Cięśniowy zawór przełączający
8			Zawór 3/2 sterowany pneumatycznie (monostabilny)
9			Zawór 5/2 sterowany pneumatycznie (monostabilny)
10			Zawór pneumatyczny 5/2 bistabilny (impulsowy)
11			3 elementy sumy logicznej (LUB)

Lp.	Widok	Schemat	Element
12			3 elementy iloczynu logicznego (I)
13			Zawór szybkiego spustu
14			Zawór zwrotno-dławicowy
15			Siłownik jednostronnego działania
16			Siłownik dwustronnego działania
17			Zespół przygotowania powietrza z filtrem 10 µm
18			Zawór redukcyjny ciśnieniowy
19			Manometr 0-10 barów
20			Blok rozdzielający

Elementy składowe stanowiska SP-201

Lp.	Widok	Schemat	Element
21			Zawór zwrotny sterowany
22			Przetwornik pneumoelektryczny (czujnik ciśnienia)
23			Zawór 3/2 elektropneumatyczny (monostabilny)
24			Zawór 5/2 elektropneumatyczny (monistabilny)
25			Zawór 5/2 elektropneumatyczny bistabilny (impulsowy)
26			Zestaw przycisków sterujących
27			Zestaw wskaźników
28			Zestaw przekaźników
29			Licznik impulsów elektrycznych

Lp.	Widok	Schemat	Element
30			Zestaw przekaźników z opóźnieniem
31			Zasilacz 24 V max 5 A DC
32			Wyłącznik awaryjny STOP
33			Elektryczny wyłącznik krańcowy, sterowany dźwignią rolką
34			Czujnik optoelektryczny
35			Czujnik indukcyjny
36			Czujnik pojemnościowy
37			Czujnik zbliżeniowy elektroniczny, montowany na siłowniku
38			Sprężarka powietrza 50 l/min, 8 barów, 230 V/50 Hz, 0.34 kW z wyposażeniem

Przykład realizacji ćwiczenia na stanowisku dydaktycznym

Na podstawie zadanego cyklogramu pracy układu dobrać elementy napędowe i sterujące pneumatyczne oraz odpowiednie do cyklu pracy sterowanie elektryczne.

Układ powinien mieć możliwość regulacji prędkości wysuwu i powrotu siłowników.

W układzie wykorzystać rozdzielacz ze sterowaniem pneumatycznym oraz elektrycznym.

Podsumowanie

Przedstawione stanowisko, zbudowane z pneumatycznych i elektropneumatycznych modułów elektronicznych, umożliwi przeprowadzenie ćwiczenia oraz symulację działania układów. Umożliwia również budowę różno-

rodnych konfiguracji pneumatycznych układów napędowych i elektropneumatycznych oraz układów sterowania: zarówno elektrycznych, jak i pneumatycznych.

Stanowisko ma konstrukcję modułową i można je uzupełniać o kolejne moduły elektroniczne (np. sterowniki), pneumatyczne oraz elektropneumatyczne (np. wyspy zaworowe) zgodnie z wymaganiami stawianymi przez użytkownika. Przy budowie napędowych układów pneumatycznych można także wykorzystać stosowane w Polsce oprogramowanie komputerowe. ■

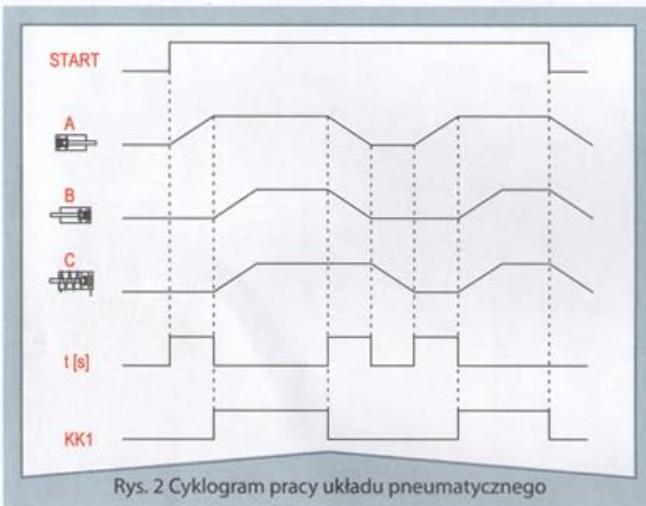
Tadeusz Kret, Ireneusz Madejski

Kret i S-ka Tadeusz Kret, ul. Fabryczna 1, 59-225 Chojnow

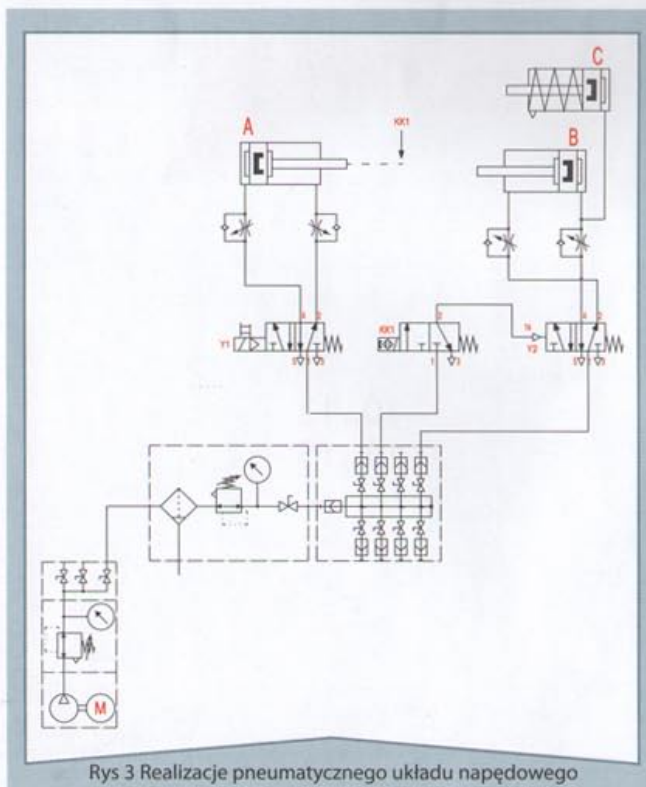
www.kret.cc

» Literatura

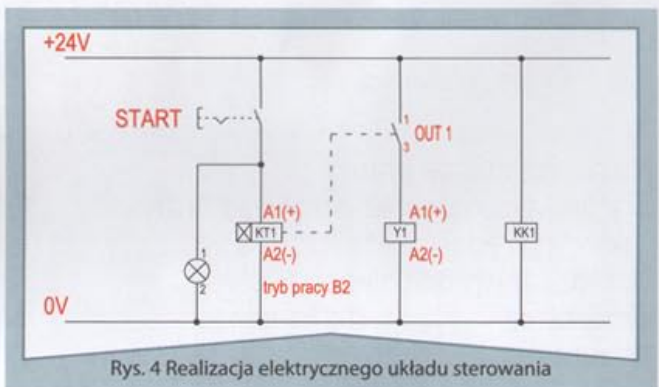
- [1] *Dydaktyczne stanowisko pneumatyczno-elektryczne DTR SP-201*. KRET i S-ka, Chojnow 2009.
- [2] *Katalog wyrobów 2008*, Pneumatyka, CPP PREMA SA.
- [3] *Katalog wyrobów 2008*, Pneumatyka, OBREIUP Kielce.
- [4] Praca zbiorowa pod red. R. Dindorfa: *Hydraulika i pneumatyka* – WPŚw., Kielce 2003.
- [5] **W. Szenajch**: *Napęd i sterowanie pneumatyczne*, WNT, Warszawa 1997 r.



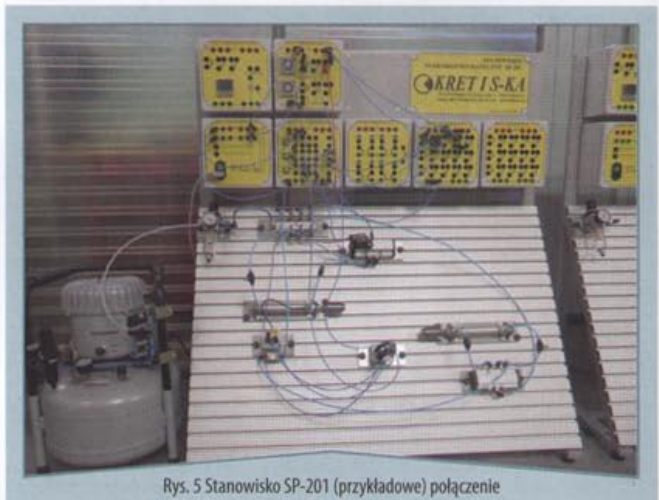
Rys. 2 Cyklogram pracy układu pneumatycznego



Rys. 3 Realizacja pneumatycznego układu napędowego



Rys. 4 Realizacja elektrycznego układu sterowania



Rys. 5 Stanowisko SP-201 (przykładowe) połączenie

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

Compressor	IV okł.
Marani	III okł.
Pneumatyka	II okł.
Rewa	I okł.

HPS Katowice	19
Megaskład	44
Pneumaticon	3
Transtools	41

Artykuły promocyjne

BASF	10..12
Rewa	13..15

marani
OUTSOURCING AIR COMPANY
OUTSOURCING

Zabrze 41-807
ul. Mickiewicza 66
tel. / 32 / 274-01-13 do 16

Stalowa Wola 37-450
ul. Kwiatkowskiego 1
tel. 664-461-749

Gorzów Wielkopolski 66-400
ul. Osadnicza 30
tel. / 95 / 720-26-66
tel. / 95 / 720-57-37

WWW.MARANI.PL

Marani – na zasadach outsourcingu budujemy nowe lub przejmujemy w zarządzanie stacje sprężarek Klienta. Podejmujemy się wytwarzać i dostarczać powietrze o gwarantowanych parametrach oraz stałej cenie w całym okresie współpracy.

Wprowadzając w stacjach sprężarek najnowsze technologie minimalizujemy koszty gospodarki sprężonym powietrzem.

outsourcing air company * outsourcing air company * outsourcing air company * outsourcing air company *

Sklep internetowy

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

zapraszamy

Rekomendowany przez polskich inżynierów i zespoły serwisowe.

COMPRESSOR.COM.PL

INTERNETOWY SKLEP - TECHNIKA SPRĘZONEGO POWIETRZA

ADRES SKLEPU INTERNETOWEGO:

<http://compressor.com.pl>

ADRES SKLEPU

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