Pneumatyka

1/2 (90/91) 2014
kwartalnik
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

magazyn.pneumatyka.com



Nowe sterowniki ALMiG Kompressoren str. 7

Systemy amortyzacji siłowników pneumatycznych str. 26

Możliwości wykorzystania sprężonego powietrza w inżynierii środowiska str. 32

Synchronizacja ruchu siłowników pneumatycznych str. 40

Jubileuszowe Międzynarodowe Targi str. 10
Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów

SPIS TREŚCI

7 Nowe sterowniki sprężarek śrubowych ALMiG Kompressoren

Nowe sterowniki sprężarek śrubowych ALMiG KompressorenSprężarki śrubowe ALMiG Kompressoren od wielu lat wyposażane są seryjnie w zaawansowane i niezawodne sterowniki procesorowe. W 2013 roku do oferty zostały wprowadzone nowe sterowniki: Air Control B i Air Control P.



8 Dzięki nowoczesnej technologii Atlas Copco zyskujesz potrójnie: oszczędzasz energię, pieniądze i zyskujesz więcej miejsca w sprężarkowni.

Minęło już 20 lat, odkąd firma Atlas Copco zaprezentowała pionierskie rozwiązanie własnej konstrukcji - sprężarkę zmiennoobrotową (Variable Speed Drive). Było to wówczas rozwiązanie, które myślą techniczną wybiegało daleko naprzód.

10 Jubileuszowe Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HaPeS

W dniach 21-23 października 2014r. w Katowicach odbędą się 10. Jubileuszowe Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HaPeS, zdaniem wystawców i odwiedzających jedyna tak specjalistyczna ekspozycja targowa w kraju.



12 Nowy siłownik znormalizowany DSBC z inteligentnym system amortyzacji PPS

Festo, wiodący międzynarodowy dostawca rozwiązań z dziedziny automatyki, wprowadził do sprzedaży nową serię siłowników znormalizowanych DSBC z samonastawną amortyzacją PPS dostępną w standardzie.

13 Manufacturing Awards 2014

EuropaProperty.com i CEO Manufacturing Magazine mają zaszczyt zaprosić Państwa na drugą doroczną galę wręczenia nagród CEE Manufacturing Excellence Awards oraz konferencję Strategy Summit.



14 ITM Polska: 9 pawilonów pełnych nowości

Już w czerwcu do Poznania zjadą firmy z kilkunastu krajów, by zaprezentować na targach ITM Polska najnowsze technologie dla wielu gałęzi przemysłu.

16 Pomiary ciśnieniowego punktu rosy w instalacjach sprężonego powietrza za pomocą przenośnego urządzenia testo 635

Jakość sprężonego powietrza zależy w dużej mierze od zawartości w nim śladowej ilości wilgoci.

17 Specjalne chwytaki do palet z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi
Ryszard Dindorf

22 Pneumatyczne poduszki podnoszące – badanie odporności na przebicie
Stanisław Kozioł, Krzysztof Matecki, Eugeniusz Matras, Tomasz Samborski

26 Systemy amortyzacji siłowników pneumatycznych
Stefan Dworzak

30 Premierowa edycja Międzynarodowych Targów Innowacji Energetycznych InEnerg
Jednym z najważniejszych wydarzeń w pierwszym tygodniu marca we Wrocławiu były I. Międzynarodowe Targi Innowacji Energetycznych InEnerg.

32 Możliwości wykorzystania sprężonego powietrza w inżynierii środowiska
Elżbieta Rybak-Wilusz



37 Wpływ warunków pracy instalacji pneumatycznej na współczynnik przepływu
Piotr Zaporski, Edward Maluszycki, Tomasz Kiczkowiak

40 Synchronizacja ruchu siłowników pneumatycznych
Karol Szostek, Łukasz Węsierski

Pneumatyka
magazyn.pneumatyka.com

Redaktor naczelny
mgr inż. Piotr Karcz
karcz@pneumatyka.com
(+48) 602 414 184

Pneumatyka Sp. z o.o.
ul. Szybowa 14c
41-808 Zabrze
redakcja@pneumatyka.com

Komitet naukowo-techniczny

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

prof. dr hab. inż.
Franciszek Siemieniako

prof. zw. dr hab. inż.
Tadeusz Mikulczyński

prof. nadzw. dr hab. inż.
Mariusz Olszewski

prof. dr hab. inż.
Ryszard Dindorf

dr inż. Kazimierz Dzierżek

dr inż. Janusz Pluta

Recenzenci wydania

prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako
dr inż. Tomasz Kuźmierowski
dr inż. Cezary Kownacki
dr inż. Kazimierz Dzierżek

Reklama / prenumerata

reklama@pneumatyka.com
prenumerata@pneumatyka.com

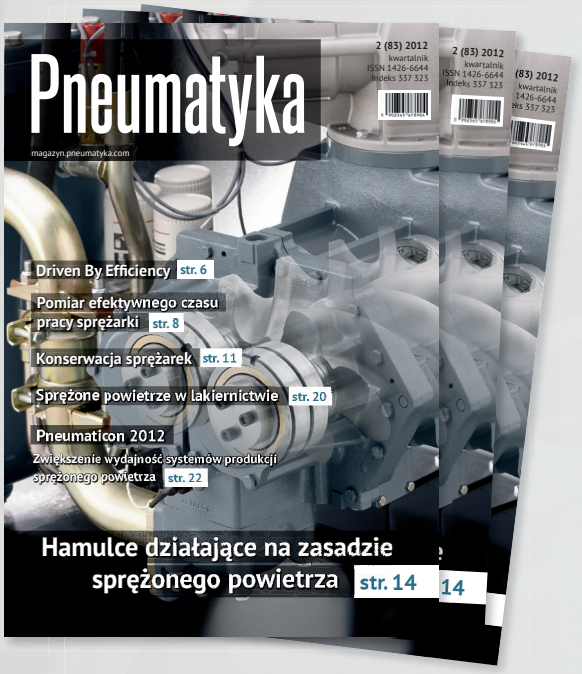
Na okładce wykorzystano zdjęcie z Międzynarodowych Targów HPS.
Redakcja nie odpowiada za treści zamieszczonych reklam.

Reklama w czasopiśmie

Pneumatyka

Pneumatyka jest czasopismem specjalistycznym, o zasięgu krajowym, ukazującym się od **1996 r.** Jako jedyne w Polsce w całości zajmuje się całokształtem zagadnień związanych z powietrzem.

Magazyn Pneumatyka stał się platformą mocnego powiązania nauki z instytucjami, które mogą ją wykorzystywać i stworzył silną więź między twórcą pomysłu a użytkownikiem. Jest również okazją do poznania technicznych problemów z którymi zmaga się przemysł.



Pragniemy zaprosić Państwa do publikacji artykułów oraz zamieszczania reklam w naszym kwartalniku branżowym.

więcej informacji:
http://magazyn.pneumatyka.com

Darmowa prenumerata

Magazyn Pneumatyka skierowany jest do osób zawodowo związanych z branżą pneumatyki.

Aby zamówić lub zaktualizować bezpłatną prenumeratę prosimy o przesłanie nazwy i adresu firmy, numeru telefonu, danych osoby zamawiającej na adres:
- Pneumatyka Sp. z o.o. ul. Mickiewicza 66 41-807 Zabrze
- lub elektronicznie pisząc na adres **prenumerata@pneumatyka.com**
(zachęcamy do skorzystania z formularza na stronie **http://magazyn.pneumatyka.com/prenumerata**)

Jeżeli potrzebują Państwo pomocy lub mają jakiekolwiek pytania to prosimy o kontakt:
redakcja@pneumatyka.com

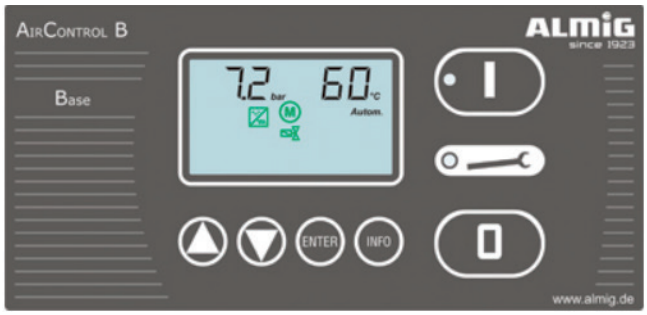
Prenumerata realizowana jest od następnego wydania czasopisma. Istnieje możliwość zamówienia w wersji cyfrowej lub drukowanej (redakcja zastrzega sobie prawo do odmowy przyznania prenumeraty drukowanej).

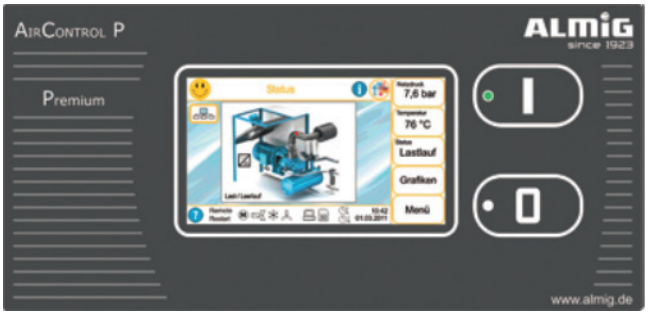
Zgodnie z ustawą z dnia 29 sierpnia 1997 r. o ochronie danych osobowych (Dz. U. Nr 133, poz. 883) wypełniając ten formularz wyrażasz zgodę na przetwarzanie Twoich danych osobowych i wykorzystywanie ich tylko do wewnętrznych celów statystycznych i marketingowych. Jednocześnie masz prawo wglądu do swoich danych, ich poprawienia lub usunięcia.

Nowe sterowniki sprężarek śrubowych ALMiG Kompressoren

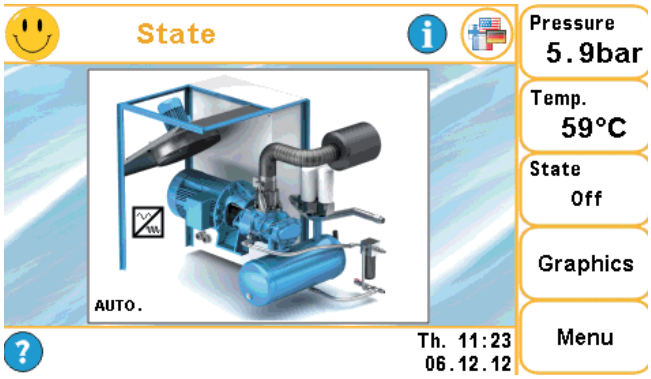
Nowe sterowniki sprężarek śrubowych ALMiG KompressorenSprężarki śrubowe ALMiG Kompressoren od wielu lat wyposażane są seryjnie w zaawansowane i niezawodne sterowniki procesorowe.W 2013 roku do oferty zostały wprowadzone nowe sterowniki: Air Control B i Air Control P.

Sterowniki są uważane za bardzo istotny element wyposażenia eksploatacyjnego sprężarki. Dobrze zaprojektowany sterownik umożliwia ustawienie optymalnych parametrów pracy przy jednoczesnym zachowaniu jak najniższego poboru energii elektrycznej i zapewnieniu właściwych dla urządzeń zasilanych sprężonym powietrzem wartości ciśnienia i wydajności.





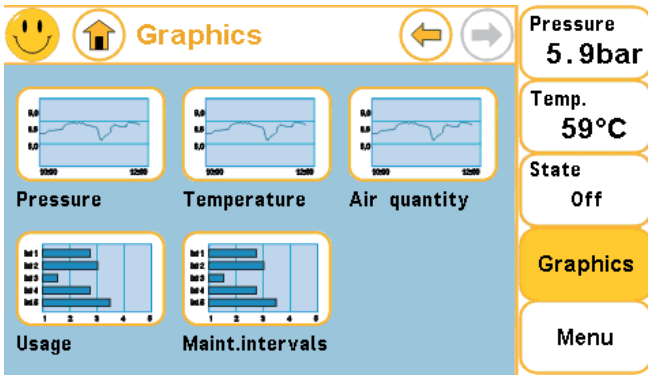
Optymalizacja zakresu ciśnień pracy przez Air Control P:
- te same wartości załączenia i wyłączenia dla wszystkich podległych sprężarek (do 4 sztuk),
- różnica ciśnienia wyłączania i załączania zminimalizowana do 0,2 bar,
- dzięki obniżeniu maksymalnego ciśnienia pracy znaczne oszczędności energetyczne nawet przy stosowaniu sprężarek starego typu jako podległe.



Air Control P – Premium

Sterownik Air Control Premium wyposażony został w kolorowy ekran dotykowy. Sterownik jest wysoko zaawansowanym układem diagnostyczno-sterowniczym, realizującym wiele dodatkowych funkcji sterowania i nadzoru systemu sprężonego powietrza. To rozwiązanie, które znacząco wyprzedzającym stosowane obecnie na rynku.

Sterownik Air Control P może także pełnić funkcję sterownika nadrzędnego zespołu 4 sprężarek. Podłączone sprężarki podległe będą kolejno załączane w taki sposób, żeby wypracować równą ilość godzin pracy dla każdej jednostki.



www.almig.pl

Dzięki nowoczesnej technologii Atlas Copco zyskujesz potrójnie: oszczędzasz energię, pieniądze i zyskujesz więcej miejsca w sprężarkowni.

Minęło już 20 lat,odkąd firma Atlas Copco zaprezentowała pionierskie rozwiązanie własnej konstrukcji - sprężarkę zmiennoobrotową (Variable Speed Drive). Było to wówczas rozwiązanie, które myślą techniczną wybiegało daleko naprzód. W swoich założeniach sprężarki o zmiennym wydatku miały dostosowywać ilość wytwarzanego powietrza do aktualnego zapotrzebowania. Zastosowanie takiej koncepcji wyeliminowało część energii zużywanej przez kompresor podczas pracy na biegu jałowym.



Wiosną 2013 roku firma Atlas Copco niespodziewanie zaskoczyła rynek nową sprężarką śrubową o mocy o 7-15 kW. Wydarzenie miało swoją inaugurację w na targach w Hanowerze, gdzie odwiedzający stoisko firmy Atlas Copco mieli przyjemność zobaczyć urządzenie GA 7-15 VSD+. Kilka miesięcy później, bo już w listopadzie zakres produkcji tych urządzeń powiększono o typoszereg GA18-37 VSD+ (od 18 do 37 kW). Charakterystyczną cechą najnowszych sprężarek z pewnością jest ich pionowa konstrukcja i kompaktowa, zwarta obudowa. Zajmowana przez nie powierzchnia jest nawet o 60% mniejszej niż w dotychczasowych urządzeniach. Sprężarki zapewniają nawet o 12% większy wydatek (Free Air Delivery) oraz niewyobrażalną wręcz efektywność energetyczną: sprężarka zużywa średnio do 50% energii mniej, niż porównywalny kompresor stałoobrotowy. Najnowsze sprężarki zmiennoobrotowe GA 7-37 VSD+ (sterowane zmienną prędkością obrotową silnika) stanowią rozwiązanie znajdujące zastosowanie w większości branż przemysłowych. Fakt, że urządzenie występuje również w wersji Full Feature (zintegrowany system uzdatniania powietrza i kondensatu) dostosowuje produkcję klientów Atlas Copco do wymagań ekologicznej gospodarki. Sprężarki GA 7-37 VSD+, to w 100% własna konstrukcja firmy Atlas Copco. Skupia w sobie całą wiedzę i know-how na temat energooszczędnej technologii sprężania. Dzięki zastosowanym innowacjom ponownie zostały ustanowione nowe wzorce obowiązujące w przemyśle sprężarkowym.

Palące potrzeby Klientów firmy Atlas Copco zostaną teraz zaspokojone dzięki nowemu typowi sprężarek, oferujących: lepszy wydatek (FAD) przy niższym



jednostkowym zużyciu energii, bardzo niski poziom hałasu oraz kompaktowe wymiary. Urządzenie GA 7-37 VSD+ (sprężarka sterowana zmienną prędkością obrotową silnika) osiąga zdecydowanie lepsze parametry, niż urządzenie stałoobrotowe tej samej mocy sterowane w systemie dociążenie/odciążenie. Chęć skorzystania z innowacyjnego rozwiązania, jakim są sprężarki GA 7-37 VSD+ pozwoli ich użytkownikom wykonanie ważnego kroku w kierunku bardziej zrównoważonego przemysłu.

Mała sprężarka, wielkie możliwości

Każda część sprężarki Atlas Copco GA 7-37 VSD+ została zmodernizowana : niezwykle wydajny wentylator, system wlotu powietrza, trwałe komponenty elektroniczne oraz nowy system przeniesienia napędu. Zmiany te w efekcie umożliwiły uzyskanie oszczędności energetycznych średnio nawet do 50% (w porównaniu do sprężarek stałoobrotowych tej samej mocy). Urządzenia te wykonywane są także w wersji Full Feature – zawierają zintegrowany osuszacz ziębniczy osuszający sprężone powietrze do temperatury ciśnieniowego punktu rosy +3oC.

Już w produkcji

Firma Atlas Copco na potrzeby wytwarzania nowych urządzeń zaadoptowała i zmodernizowała również linie produkcyjne: sprężarki GA VSD+ są obecnie produkowane w Antwerpii w Belgii, na linii produkcyjnej, która jest bardziej wydajna, bardziej ustandaryzowana i ulokowana na mniejszej przestrzeni. Produkcja nowych sprężarek została uruchomiona, a nowych aplikacji, w których te urządzenia znajdują zastosowanie przybywa z każdym dniem.



Jubileuszowe Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HaPeS

W dniach 21-23 października 2014r. w Katowicach odbędą się 10. Jubileuszowe Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HaPeS, zdaniem wystawców i odwiedzających jedyna tak specjalistyczna ekspozycja targowa w kraju. HaPeS regularnie - od dwudziestu lat budzi zainteresowanie profesjonalistów z Polski i zagranicy. Dwuletni cykl wystawienniczy w pełni umożliwia zaprezentowanie nowości i premier produktowych, pojawiających się w przemyśle budowy maszyn.

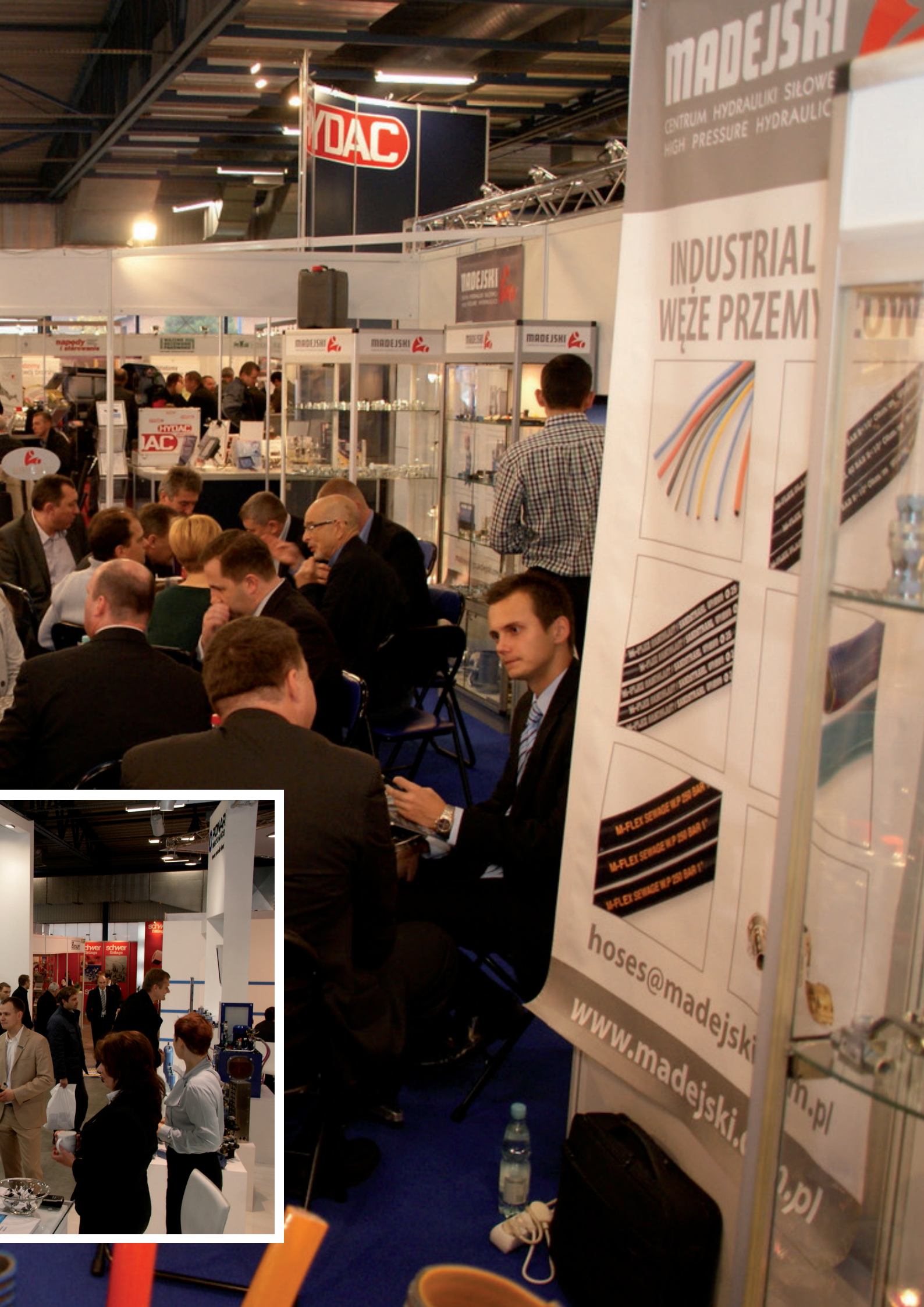
W Międzynarodowych Targach Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HaPeS każdorazowo uczestniczy grono firm tworzących nowoczesne rozwiązania z zakresu hydrauliki siłowej, pneumatyki, sterowania i napędów. Obecnie swój udział zgłosiło już ponad 100 wystawców z Belgii, Czech, Francji, Niemiec, Słowacji, Tajlandii, Wielkiej Brytanii, Włoch i Polski. Targom towarzyszyć będą liczne wykłady i seminaria, m.in. panel pt. "20 lat Targów HaPeS – istotnym czynnikiem rozwoju technologii i rynku techniki płynowej" zorganizowane i poprowadzone przez specjalistów Korporacji Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych z Wrocławia. Wydarzeniu przewodniczyć będzie Pan Henryk Chrostowski, który katowicki HaPeS wspiera od początku istnienia.

Organizator zaprasza przedstawicieli i dystrybutorów przedmiotowych branż oraz producentów olejów i smarów, płynów chłodzących, narzędzi hydraulicznych i pneumatycznych.

Szczegóły: www.hapes.fairexpo.pl
Kontakt: Eliza Kunikowska, tel. 327281553, 664080291, e.kunikowska@fairexpo.pl






HYDAC
MADEJSKI
CENTRUM HYDRAULIKI SIŁOWE
HIGH PRESSURE HYDRAULIC
INDUSTRIAL
WĘŻE PRZEMY
hoses@madejski
www.madejski

Nowy siłownik znormalizowany DSBC z inteligentnym system amortyzacji PPS

Festo, wiodący międzynarodowy dostawca rozwiązań z dziedziny automatyki, wprowadził do sprzedaży nową serię siłowników znormalizowanych DSBC z samonastawną amortyzacją PPS dostępną w standardzie. Seria DSBC oferuje konstruktorom i użytkownikom końcowym amortyzację pneumatyczną ze wszystkimi swoimi zaletami, ale bez związanych z nią trudnościami w zakresie instalacji i bez dodatkowych kosztów związanych z uruchomieniem czy eksploatacją napędu.

Siłownik znormalizowany DSBC z systemem amortyzacji PPS to gotowe rozwiązanie do wielu zastosowań, które pracuje automatycznie i w bezpieczny, kontrolowany sposób wytraca energię na końcu skoku stosownie do prędkości, z którą siłownik się porusza, oraz obciążenia, jakie przenosi. Dzięki temu łatwiej jest spełnić wymagania norm bezpieczeństwa i sporządzić instrukcje instalacji zgodne z dyrektywą maszynową.

Sercem systemu amortyzacji PPS firmy Festo jest innowacyjna konstrukcja tłoka z nakładką amortyzującą, w której znajdują się specjalne kanaliki o przekroju półokrągłym i w kształcie V, biegnące przez całą długość nakładki lub tylko przez jej część. Taka ich konfiguracja umożliwia wypychanie pewnej objętości powietrza, proporcjonalnej do inercji tłoka w momencie jego wsuwania się do zamkniętej komory w pokrywie końcowej. Dzięki temu uzyskiwane jest płynne i powtarzalne zwalnianie ruchu na końcu skoku.

Samonastawna amortyzacja PPS firmy Festo oznacza brak konieczności wielokrotnego korygowania ustawień , wymaganego zazwyczaj podczas regulowania amortyzacji standardowych siłowników pneumatycznych. System amortyzacji w siłownikach znormalizowanych DSBC ułatwia uruchomienie i pozwala zaoszczędzić czas. Zapewnia on, że amortyzacja w położeniach końcowych jest dynamiczna a zarazem łagodna i sprawia, że ręczna regulacja nie jest wymagana.Nowa seria siłowników DSBC daje korzyści także projektantom, gdyż mają oni do wyboru dużą liczbę modułowych wariantów umożliwiającą dostosowanie konfiguracji do specyficznych środowisk pracy i zastosowań przy jednoczesnym zachowaniu efektywności ekonomicznej.

Seria siłowników DSBC jest następcą sprawdzonych produktów DNC oraz DNCB. Dzięki wymiarom zgodnym z ISO 15552 siłowniki DSBC mogą bez problemu zastąpić produkty starsze – z wykorzystaniem znacznie bardziej uproszczonego procesu doboru komponentów. Siłowniki DSBC są dostępne w sześciu średnicach tłoka (do 125 mm) i ze skokami do 2,8 metra. Szeroki zakres wariantów uszczelnień zoptymalizowanych pod kątem specyficznych zastosowań obejmuje twarde pierścienie zgarniające chroniące przed pyłem, uszczelnienia do pracy bezsmarowej dla środowisk, w których występuje np. mycie tłoczysk, uszczelnienia przeznaczone do pracy w temperaturach do -40°C lub odporne na wysokie temperatury do +150°C, a także uszczelnienia kwasoodporne.

Opcjonalne warianty obejmują kwadratowe tłoczysko jako zabezpieczenie przed obrotem, opcje uszczelnień przeznaczone do eksploatacji przy małych stałych prędkościach bez efektu ruchu skokowego lub dla uzyskania bardzo niskiego tarcia, głowicę zaciskową i blokadę położeń końcowych mające na celu zapobieżenie ruchom siłownika nawet w przypadku przerwy w dostawie powietrza, a także wersję do obszarów zagrożonych wybuchem ATEX 2G wraz z odpowiednią dokumentacją.



Strategia wspólnych części stosowana przez Festo pozwala obniżyć koszty logistyki i produkcji, w wyniku czego klient może uzyskać krótszy czas realizacji serii produkcyjnej oraz konkurencyjne ceny. Dodatkowo w magazynach Festo znajduje się duża liczba siłowników o standardowych skokach, gotowych do dostarczenia następnego dnia, a siłowniki o skoku niestandardowym są dostępne na zamówienie. Ograniczanie kosztów jest możliwe dzięki zastosowaniu opatentowanej konstrukcji tłoka, w której jest wykorzystywana innowacyjna technika trójstopniowego formowania. Nowy tłok stanowi konstrukcyjnie jeden element, który składa się z uszczelnień, pierścienia prowadzącego oraz magnesu dla sygnalizacji położenia tłoka.

Więcej informacji na temat siłowników DSBC można znaleźć na stronie internetowej www.festo.pl.

Manufacturing Awards 2014

EuropaProperty.com i CEO Manufacturing Magazine mają zaszczyt zaprosić Państwa na drugą doroczną galę wręczenia nagród CEE Manufacturing Excellence Awards oraz konferencję Strategy Summit. To ważne wydarzenie w branży produkcyjnej jest okazją do wyrażenia uznania dla sukcesów przedsiębiorstw reprezentujących wszystkie gałęzie przemysłu.

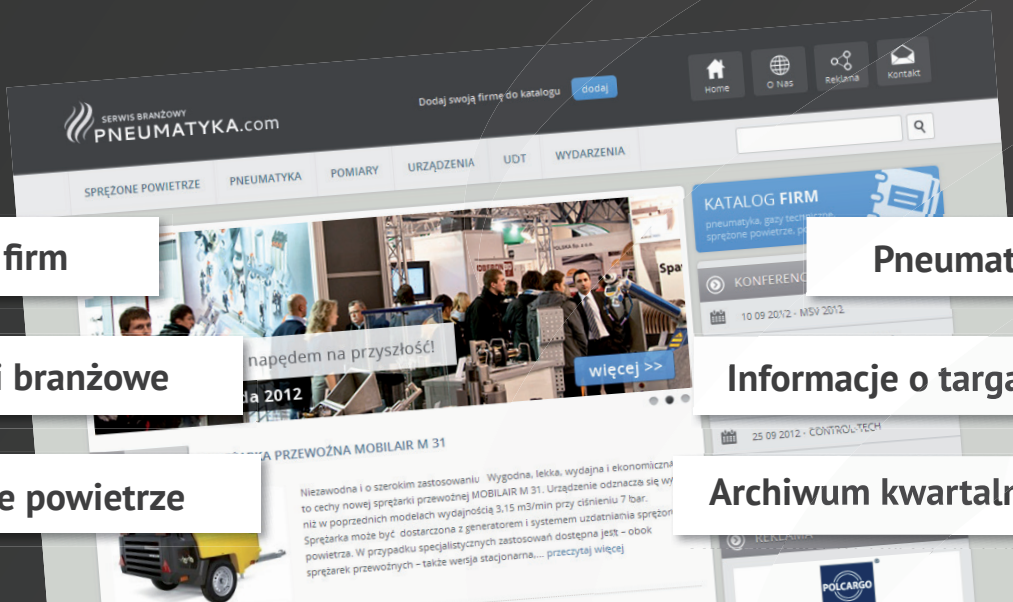
Nie ma większego zaszczytu dla lidera biznesu niż uznanie wyrażone przez innych liderów. Podczas jednego wyjątkowego wieczoru ponad dwieście osób piastujących stanowiska kierownicze w przedsiębiorstwach produkcyjnych weźmie udział w ceremonii uhonorowania tych, którzy wykazali się szczególnymi zasługami, zapewniając podległym sobie organizacjom spektakularne osiągnięcia. W gali wezmą udział osoby pełniące funkcje kierownicze w przedsiębiorstwach działających w regionie, a także przedstawiciele mediów, dostawcy i eksperci w dziedzinie technologii produkcji. Przewidywana liczba uczestników to około 400 gości VIP. EuropaProperty.com – przez ostatnie 12 lat zajmuje się regionem CEE Russia-CIS w zakresie nieruchomości komercyjnych z koncentracją w sektorze nieruchomości przemysłowych. CEO – Manufacturing Magazine – zajmuje się regionem CEE, dystrybuowany jest prezesom firm związanych z przemysłem i produkcją, a także dyrektorom wyższego szczebla zaangażowanym w regionie. Magazyn publikowany jest kwartalnie, jego ostatnia edycja została wydana w marcu, a kolejna już we wrześniu.

Doświadczenie uzyskane przy organizacji poprzedniej edycji pozwoliło nam na dalszy rozwój kategorii oraz konferencji, dzięki czemu spodziewamy się przybycia około 100 dyrektorów i kierowników, łącznie gromadząc ponad 300 profesjonalistów z branży przemysłowej. Nasi partnerzy, sponsorzy i sympatycy wywodzą się z wielu międzynarodowych korporacji, co dodatkowo podnosi rangę wydarzenia i przyczynia się do międzynarodowego sukcesu.

www.ManufacturingAwards.eu

SERWIS BRANŻOWY
PNEUMATYKA.com

Ugruntowana pozycja portalu daje Państwu możliwość dotarcia za jego pośrednictwem do osób mających wpływ na proces zakupów produktów z rynku **pneumatyki**, **sterowania** i **oprzyrządowania**.



Katalog firm

Pneumatyka i sterowanie

Nowości branżowe

Informacje o targach i szkoleniach

Sprężone powietrze

Archiwum kwartalnika Pneumatyka

ITM Polska: 9 pawilonów pełnych nowości

Już w czerwcu do Poznania zjadą firmy z kilkunastu krajów, by zaprezentować na targach ITM Polska najnowsze technologie dla wielu gałęzi przemysłu. Ekspozycja targów zajmie aż 9 pawilonów – będzie to doskonała okazja do sprawdzenia nowych trendów i produktów na rynku oraz wymiany doświadczeń.



Podczas targów ITM Polska (3-6 czerwca 2014 r.) wystawcy prezentują ofertę dla takich branż, jak maszynowa, motoryzacyjna, zbrojeniowa, energetyka, czy kolejnictwo. W poznańskich halach można oglądać maszyny i urządzenia w ruchu z zakresu obróbki metali, hydrauliki i pneumatyki, spawalnictwa i lakiernictwa, metalurgii, czy też roboty przemysłowe i manipulatory.

Międzynarodowe spotkanie branży

W tym roku na ITM Polska swoją ofertę zaprezentują wystawcy z takich krajów jak: Austria, Belgia, Chiny, Czechy, Dania, Francja, Hiszpania, Holandia, Indie, Niemcy, Polska, Rumunia, Słowacja, Szwajcaria, Szwecja, Tajwan, Turcja, Ukraina, Węgry, Wielka Brytania, Włochy. Wystąpienia narodowe (prawie 200 firm) zapowiedziały m.in.: Indie (Kraj Partnerski ITM Polska 2014), Szwajcaria, land Badenii Wirtembergii, Tajwan i Chiny. Ekspozycja salonów ITM Polska: Mach-Tool, Metalforum, Surfex, Welding, Hape, Nauka dla Gospodarki oraz Forum Odlewniczego FOCAST (odbywa się po raz pierwszy) zajmie powierzchnię 9 pawilonów.

Technologiczne nowinki

Targi ITM Polska będą dobrą okazją, by zapoznać się z nowościami rynkowymi z zakresu produktów, usług i technologii dedykowanych dla różnych gałęzi przemysłu. M.in. firma Abplanalp zaprezentuje nowe oprogramowanie CAD/CAM Esprit, które steruje obrabiarkami już w ponad 15 000 zakładach na całym świecie i jest dostępne w 15 językach. Nowością na tegorocznych targach będą wciągniki łańcuchowe Black-Series prezentowane przez Dolezych oraz systemy prowadnic GN 491 i GN 492 firmy Elesa.

Firma Fidi przedstawi natomiast nowe modele nitownic pneumatycznych i stacjonarnych (m.in. do montażu nitonakrętek, nitów pełnych, drążonych, zrywalnych). Firma PrimaPower na ITM Polska zaprezentuje w pełni serwo-elektryczną wykrawarkę zintegrowaną z gilotyną kątową Shear Genius SGe6. Będzie można też zobaczyć nowe modele pras krawędziowych firmy LVD Polska – Dyna-Press oraz ToolCell, a także zrobotyzowane stanowisko do obróbki profili i kształtowników firmy Stigal.

Na stoisku firmy Trupmf będzie można zapoznać się z nowymi wycinarkami laserowymi 2D. Na ekspozycji oznaczone jako „nowość" znajdziemy także nowe modele laseru włóknowego (stoisko IPG Photonics), mobilne urządzenia pomiarowe (stoisko firmy Pol-Welt), systemy do zarządzania produkcją konstrukcji stalowych czy gospodarką narzędziową (firma Stigo), nowe rodzaje przewodów typu Anaflex® (firma Mercator) czy nowy model honownicy cylidrów (firma Sunnen).

Pełny opis nowości prezentowanych na tegorocznych targach ITM Polska na stronie www.machtool.mtp.pl


DMG

Pomiary ciśnieniowego punktu rosy w instalacjach sprężonego powietrza za pomocą przenośnego urządzenia testo 635

Jakość sprężonego powietrza zależy w dużej mierze od zawartości w nim śladowej ilości wilgoci.

Urządzenie testo 635 z sondą ciśnieniowego punktu rosy zostało opracowane specjalnie w celu kontrolowania i monitorowania wilgotności w sprężonym powietrzu aż do -600Ctpd.

Zapewnia ono wysoki poziom niezawodności podczas monitorowania wartości krytycznych w systemach sprężonego powietrza.

Sonda ciśnieniowego punktu rosy wyposażona jest w komorę pomiarową z szybkozłączem. Umożliwia szybki montaż w instalacji sprężonego powietrza, bez konieczności redukowania do zera ciśnienia w układzie. Szybki czas reakcji sensora zapewniony jest dzięki stałemu przepływowi powietrza przez komorę z sensorem dzięki zaworowi wyjściowemu. Sonda jednocześnie dokonuje pomiaru ciśnieniowego punktu rosy, wilgotności względnej oraz temperatury.

Miernik testo 635 umożliwia udokumentowanie wyników pomiarów bezpośrednio w miejscu ich przeprowadzania dzięki poręcznej drukarce bezprzewodowej lub na komputerze przy wykorzystaniu wygodnego oprogramowania. Pojedyncze pomiary, jak również serie pomiarowe są zapisywane w pamięci przyrządu (10 000 odczytów) a następnie prezentowane w formie graficznej, bądź tabelarycznej na PC.



Specjalne chwytaki do palet z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi

dr hab. inż. Ryszard Dindorf
profesor nadzwyczajny
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

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 muskułem 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.

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.

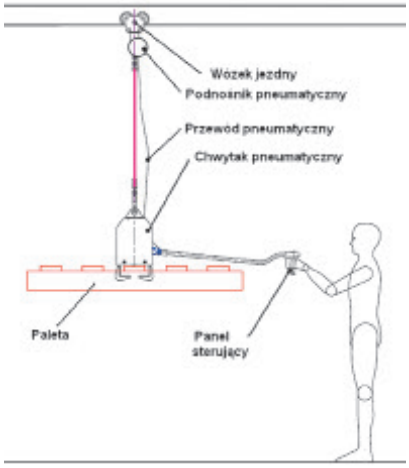
Ponieważ liczba rozwiązań konstrukcyjnych chwytaków jest ogromna, przyjmuje się różne kryteria ich podziału, np. ze względu na: rodzaj chwytania (siłowe, kształtowe, kształtowo-siłowe); sposób chwytania (zewnętrzne, wewnętrzne, mieszane); budowę (sztywne, elastyczne), liczbę końcówek chwytnych (z dwiema, trzema i wieloma końcówkami); sposób przemieszczania końcówek chwytnych (równolegle, 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 siłownikowy (siłowniki tłokowe i membranowe), strumieniowy z przyssawkami podciśnieniowymi oraz za pomocą elastycznych aktutorów 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.

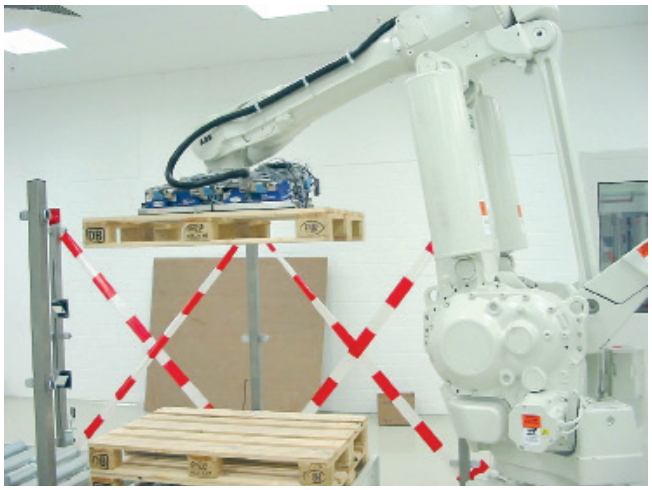
Nowymi elementami napędowymi i wykonawczymi, stosowanymi w różnych chwytakach pneumatycznych, są muskuły pneumatyczne nazywane pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi (PMA – Pneumatic Muscle Actuators) lub sztucznymi mięśniami pneumatycznymi (PAM – Pneumatic Artificial Muscle) [2], [3]. W oparciu o muskuły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

Paletyzacja i chwytaki do palet

Paleta jest płaską, najczęściej drewnianą konstrukcją, służąca 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 w pracy. Ze względu na duży ciężar



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



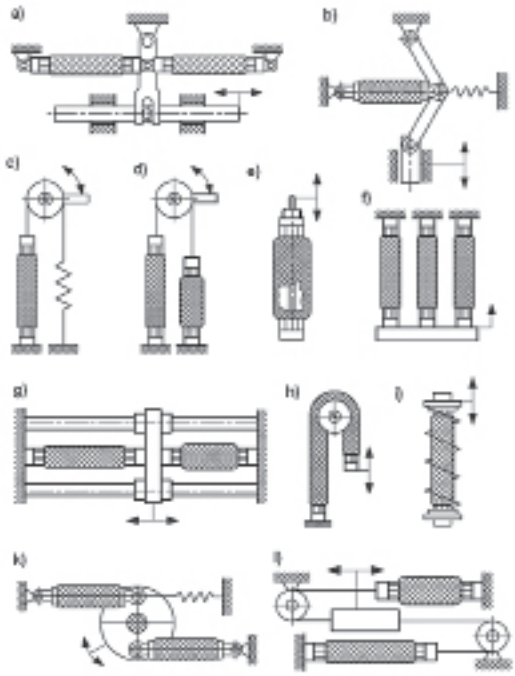
Rys. 2 Widok robota ABB, przenoszącego pustą paletę za pomocą chwytaka [9]

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.

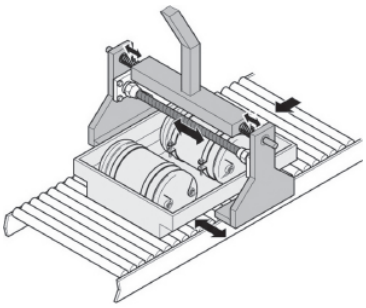
Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych chwytaków do zewnętrznego chwytania pustych i załadowanych palet. Chwytaki pneumatyczne do palet są ekonomiczne w użyciu, ponieważ zużywają małą ilość powietrza przy ciśnieniu pracy od 4 do 6 barów. Na rys. 1 przedstawiono przykład zastosowania chwytaka pneumatycznego do przenoszenia pustych palet [10]. Chwytak zawieszony na linie jest podnoszony lub opuszczany za pomocą podnośnika pneumatycznego z silnikiem pneumatycznym łopatkowym. Podnośnik pneumatyczny zawieszony jest na wózku jezdnym poruszającym się po szynie. Chwytakiem steruje operator za pomocą panelu sterującego. Przedstawiony przykład chwytaka pneumatycznego 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 Vakuum stworzyła inteligentny system VacuGrip FX, służący do chwytania powierzchniowego za 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 umożliwia 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.



Rys. 3 Układy kinematyczne z aktuatorami mięśniowymi [6]: a) napęd mięśniowy liniowy z suwakiem, b) napęd mięśniowy z mechanizmem jarzmowym, c) napęd kątowy jednomięśniowy, 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 cięgnem

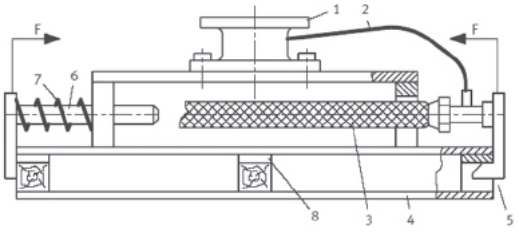


Rys. 4 Przykładowe chwytanie zewnętrzne palety z beczkami (według Hesse) [6]

Chwytaki do palet aktuatorami mięśniowymi

Pneumatyczne aktuatory mięśniowe (muskuły 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 rożne rozwiązania kinematyczne napędów pneumatycznych z aktuatorami mięśniowymi, które mogą być stosowane także w chwytakach specjalnych [6]. W pracach [2], [3] opisano różne konstrukcje chwytaków, w którym aktuatorami są muskuły pneumatyczne: przedstawiono m.in. chwytak siłowy trójszczękowy z gumowymi końcówkami chwytnymi, chwytak kątowy, chwytak równoległy do chwytania wewnętrznego i zewnętrznego, chwytak wielokrotny do chwytania cegieł, chwytak samocentrujący.

Ponieważ muskuły 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



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

(skurcz) mięśnia pneumatycznego, pod wpływem wzrastającego ciśnienia powietrza, powoduje równoległe zaciskanie końcówek chwytnych pod paletą. Rozwarcie końcówek chwytnych 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 chwytnych pod paletą) zastosowano muskuł pneumatyczny. Po zmniejszeniu ciśnienia powietrza w muskule pneumatycznym następuje otwarcie chwytaka (odciągnięcie końcówek chwytnych) 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 muskułami 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 dokumentację 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 jakakolwiek zmiana wymiarów chwytaka na dokumentacji wykonawczej powoduje automatyczną modyfikację modelu bryłowego lub złożenia i odwrotnie.

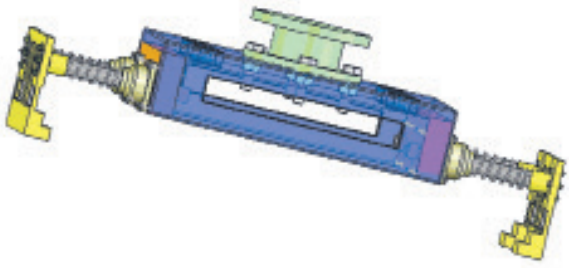
Na rys. 6 przedstawiono wstępne rozwiązanie konstrukcyjne chwytaka do palet w postaci modelu bryłowego 3D CAD, wykonanego w programie SolidWorks. Jest to chwytak z pneumatycznym napędem mięśniowym, przy użyciu muskułu pneumatycznego typu Fluidic Muscle (Festo). Dalszym etapem prac konstruktorskich było 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 został 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. Pudła kartonowe mają wymiary gabarytowe 430 × 307 × 260 mm i masę 20 kg, natomiast europalety wymiary 1200 × 800 × 166 mm i masę 20 kg. Masa chwytaka do kartonu musiała być mniejsza od 10 kg ze względu na charakterystykę pracy robota. Po załadowaniu 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 muskuł pneumatyczny Fluidic Muscle firmy Festo typu MAS 10-800 (o średnicy wewnętrznej 10 mm i długości 800 mm). Maksymalny ruch roboczy (skrócenie muskułu) wynosi ΔL = 95 mm. Muskuł pneumatyczny pracuje jak siłownik ciągnący, którego siła osiowa zależy od jego właściwości materiałowych, długości początkowej i stopnia skrócenia muskułu, a bezpośrednio od sterowanego ciśnienia sprężonego powietrza. Do rozsunięcia chwytaka konieczne było zastosowanie czterech sprężyn. Do chwytania i przenoszenia (paletyzacji) pudeł kartonowych zastosowano chwytak podciśnieniowy, który składa się z czterech ejektorów i przyssawek o średnicy Ø 100 mm. Do podnoszenia i opuszczania części chwytaka podciśnieniowego służą dwa siłowniki pneumatyczne krótkoskokowe o średnicy tłoka Ø 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.

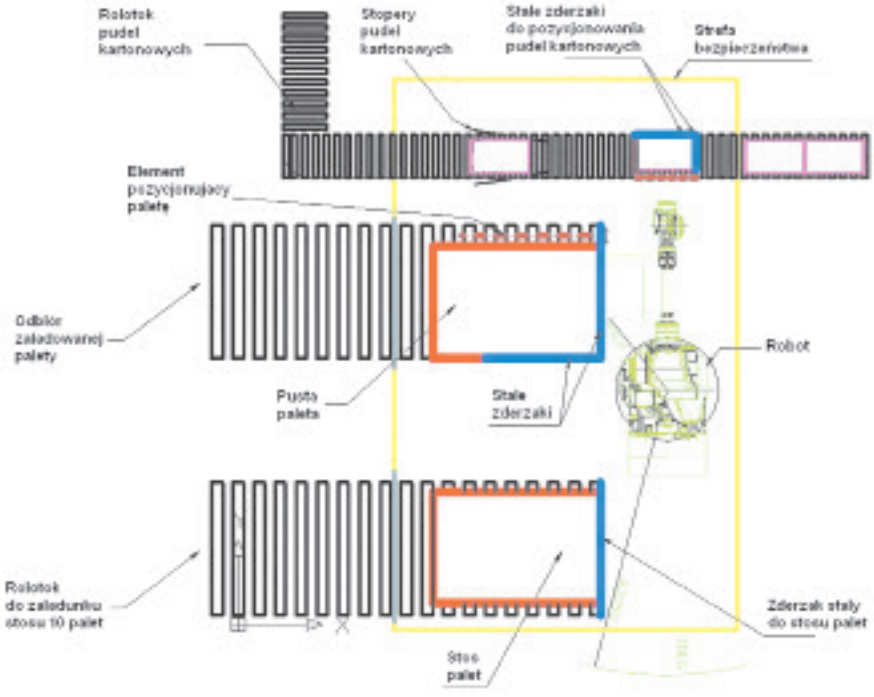
Podsumowanie

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 operatora za pomocą panelu sterującego. Scharakteryzowano paletyzację różnych wyrobów w systemie zrobotyzowanym oraz opisano zasadę działania systemu podciśnieniowego VacuGrip FX firmy Schmalz Vakuum,

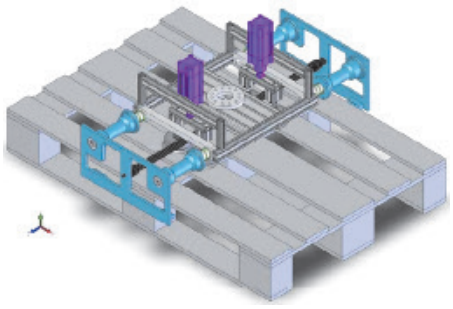


Rys. 6 Model bryłowy chwytaka do palet [8]

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.



Rys. 7 Schemat stanowiska zrobotyzowanego do paletyzacji pudeł kartonowych



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

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 europalette 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.

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.

OBR KIELCE EiUP

OŚRODEK BADAWCZO-ROZWOJOWY
ELEMENTÓW I UKŁADÓW PNEUMATYKI Sp. z o.o.
ul. Hauke Bosaka 15, 25-217 Kielce
Tel. 41 3615015, 41 3619101 **Fax** 41 3611751

SIŁOWNIKI PNEUMATYCZNE I UCHWYTY





BLOKI PRZYGOTOWANIA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ZAWORY ROZDZIELAJĄCE



www.pneumatykaOBR.pl

e-mail: marketing@obreiup.com.pl

Pneumatyczne poduszki podnoszące – badanie odporności na przebicie

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.

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 nienapełnionym 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),
- 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



Rys. 1 Poduszka wysokociśnieniowa z wyposażeniem roboczym [1]

(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



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

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., 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 napełniającego 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 Przeciwpożarowej 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.

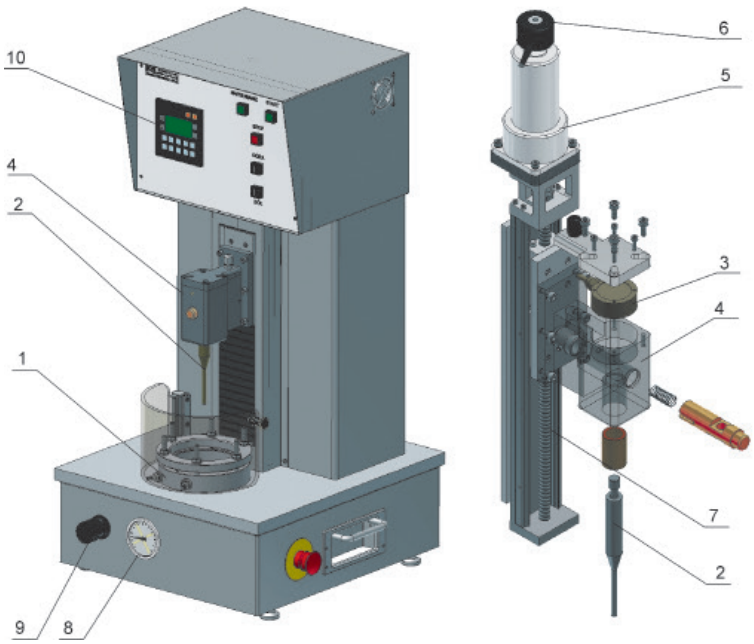
Stanowisko do badania odporności próbek materiałów na przebicie

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 Ø150 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.

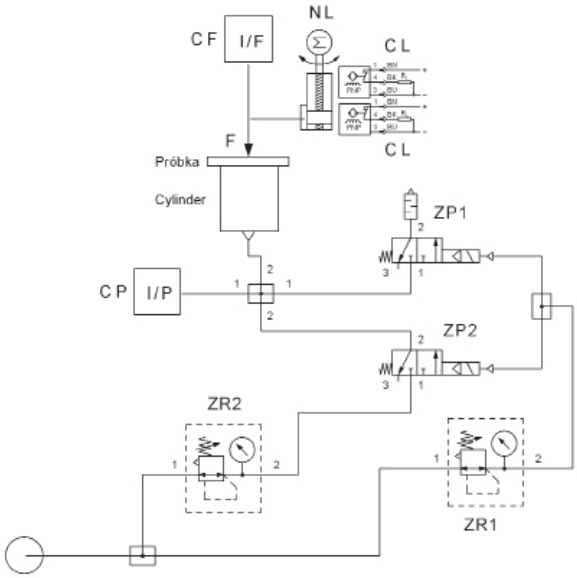
Próbka badanego materiału konstrukcyjnego (rys. 5) musi być wycięta z poduszki pneumatycznej przeznaczonej do badań



Rys. 3 Stanowisko do badania odporności próbek materiału konstrukcyjnego poduszek na przebicie:
A – widok ogólny, B – układ obciążający,
1 – cylinder z próbką badanego materiału, 2 – trzpień obciążający, 3 – przetwornik siły, 4 - głowica układu obciążającego, 5 – silnik z przekładnią, 6 – enkoder, 7 – śruba, 8 - manometr, 9 – regulator ciśnienia, 10 – panel sterujący

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).

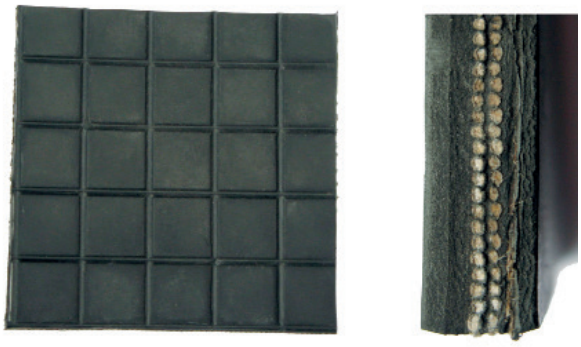
Próbka po sprawdzeniu szczelności jest obciążana trzpieniem 2 (rys. 3), który z odpowiednią prędkością jest dociskany od góry do jej powierzchni, aż do chwili osiągnięcia zadanej pionowej siły docisku. Ruch trzpienia jest realizowany za pomocą mechanizmu śrubowego 7 (rys. 3) napędzanego przez silnik 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



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

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 obciążeniu 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

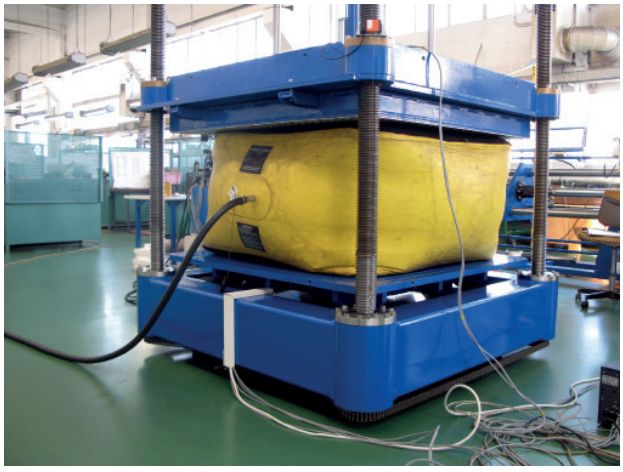


Rys. 5 Próbka materiału konstrukcyjnego poduszki pneumatycznej: A – widok od strony zewnętrznej powierzchni roboczej, B – przekrój w powiększeniu

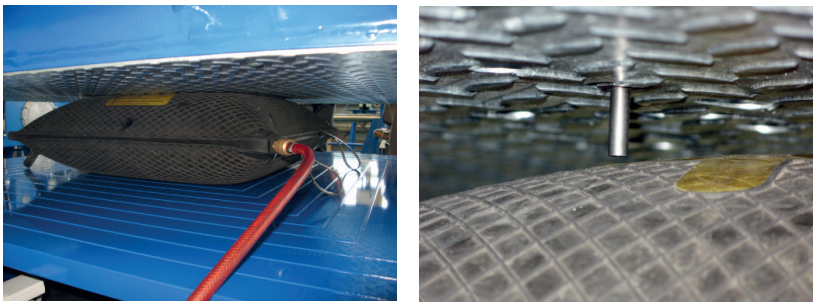
realizuje w cyklu automatycznym poszczególne etapy procedury badawczej oraz pozwala na ręczną regulację położenia głowicy obciążającej.

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.



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

W Instytucie Technologii Eksploatacji PIB w Radomiu zostało opracowane i wykonane stanowisko badawcze przeznaczone 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 urządzenia zostaną przedstawione w następnej publikacji.

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.

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.**, **Prasuła 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.

Systemy amortyzacji siłowników pneumatycznych

mgr inż. Stefan Dworzak
Festo Sp. z o.o.

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

Wprowadzenie

Energia zawarta w sprężonym powietrzu w siłowniku pneumatycznym zostaje przekształcona w ruch liniowy tłoka. Ten ruch następnie jest wykorzystany do przemieszczenia detali lub elementów maszyn i urządzeń. Podczas pracy siłownika jego ruchome części (tłok, tłoczysko) w powiązaniu z przemieszczanymi detalami zawierają w sobie energię kinetyczną (energię ciała związaną z jego ruchem) zgodnie z zależnością fizyczną:

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

gdzie:
m – przemieszczana masa
v – prędkość przemieszczanej masy.

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

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

Rodzaje amortyzacji siłowników

Odebranie energii kinetycznej na końcu skoku siłownika może nastąpić przy wykorzystaniu elementów konstrukcyjnie związanych z siłownikiem, takich jak:
- amortyzacja z wykorzystaniem elastycznych elementów w siłowniku – P (oznaczenia wg Festo)
- amortyzacja z wykorzystaniem tzw. poduszki pneumatycznej – PPV
- amortyzacja z wykorzystaniem dopasowującej się tzw. poduszki pneumatycznej – PPS.

Możliwe jest również wykorzystanie elementów zewnętrznych niezwiązanych konstrukcyjnie z siłownikiem, takich jak:
- amortyzator zewnętrzny – YSR lub YSRW
- elektroniczny układ sterowania siłownikiem – SPC 11
- amortyzacja elektroniczna – PPE.

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

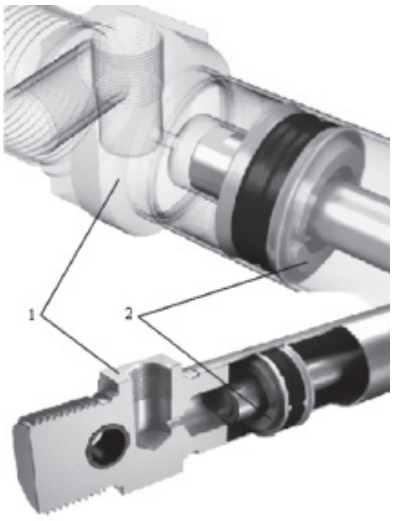
Amortyzacja typu P

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

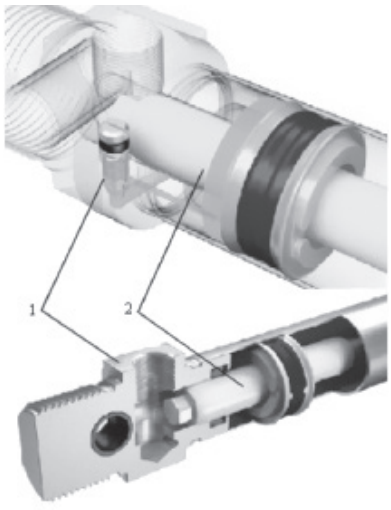
Amortyzacja typu PPV

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

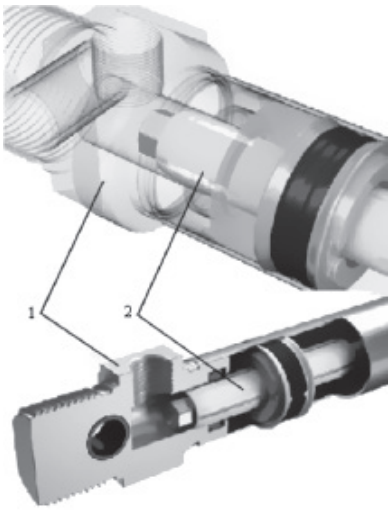
Droga amortyzacji jest związana ze średnicą siłownika i wynosi od 14 mm (dla siłownika o średnicy 16 mm), przez 42 mm (dla siłownika o średnicy 125 mm), do 66 mm (dla siłownika o średnicy 320 mm). W siłownikach z tego typu amortyzacją należy pamiętać o odpowiednim ustawieniu amortyzacji przy każdorazowej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



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



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



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

Ustawienie zbyt małej wartości dławienia może prowadzić do uderzania tłoka w pokrywę siłownika, co prowadzi do powstawania drgań i szybszego zużywania się urządzenia. Towarzyszy temu również wzrost hałasu.

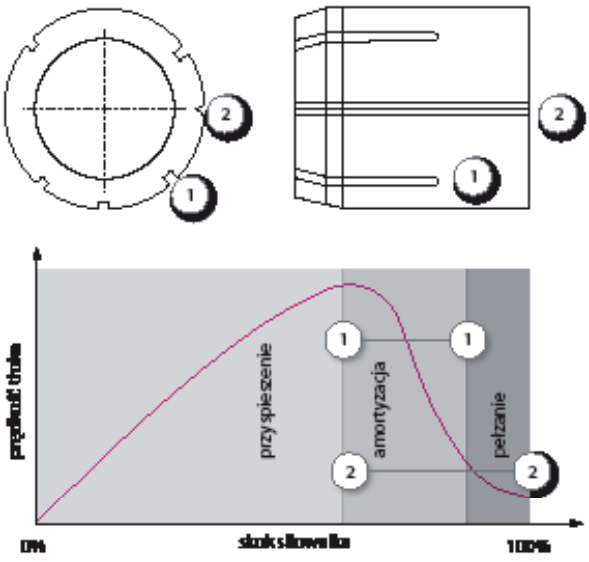
Ustawienie zbyt dużej wartości dławienia może prowadzić do trudności w osiągnięciu wydajności urządzenia oraz możliwość powstania kolizji mechanicznych i wzrostu występujących obciążeń, co powoduje zmniejszenie trwałości urządzenia.
W złożonych urządzeniach, gdzie występuje wiele napędów pneumatycznych, czas potrzebny na właściwe wyregulowanie tego typu amortyzacji stanowi już znaczącą wartość, zważywszy na fakt, iż czas regulacji jednego napędu (dla dwóch kierunków jego ruchu – wysuwu i powrotu tłoczyska) waha się w granicach od trzech do pięciu minut. Dla przykładu, w urządzeniu posiadającym 120 napędów czas potrzebny na jego właściwą regulację to około 120 x 5 minut = 600 minut, czyli 10 godzin. Należy zwrócić ponadto uwagę na fakt, iż tego typu regulacja powinna być wykonana przez dwóch pracowników. Na rysunku 2 przedstawiono widok amortyzacji typu PPV.

Amortyzacja typu PPS

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

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

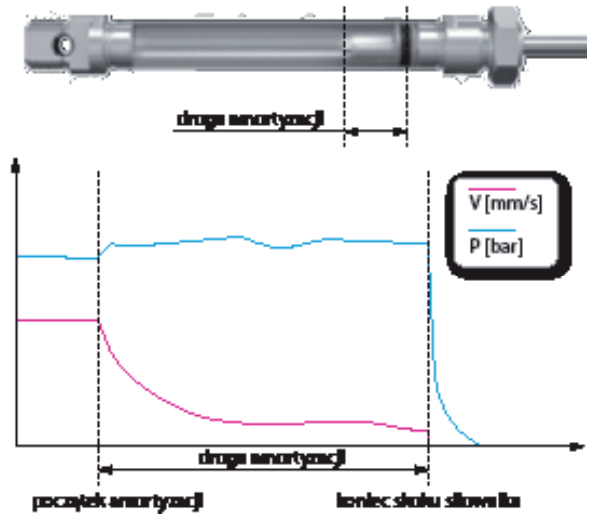
Wartość dławienia jest powiązana z wartością występującej energii kinetycznej, czyli jest zależna m.in. od prędkości przemieszczania się tłoka i masy powiązanych z nim elementów. Siłowniki z tego typu amortyzacją nie posiadają w swoich pokrywach wkrętów do regulacji tego dławienia, tak jak ma to miejsce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



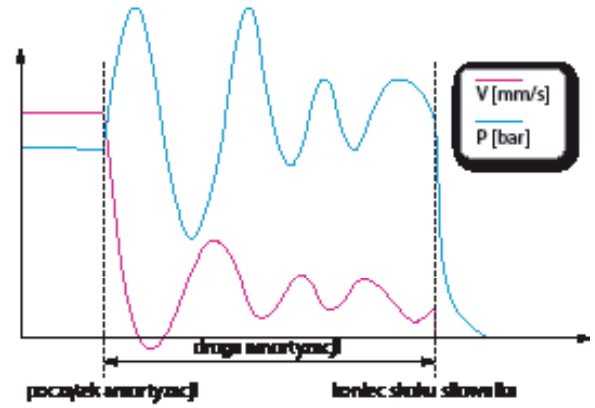
Rys. 4 Charakterystyka amortyzacji PPS:
1 – kanały wydechowe o zmiennym przekroju;
2 – kanał o stałym przekroju

Budowa i zasada działania samoczynnie regulowanej amortyzacji PPS

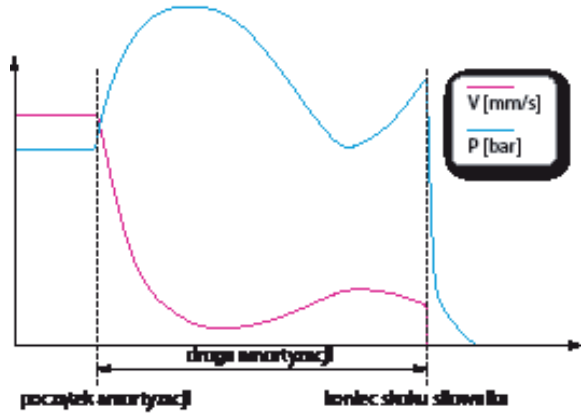
Zarówno budowa, jak i zasada działania systemu PPS jest zbliżona do systemu PPV. Najistotniejszym, a zarazem jedynym elementem amortyzacji typu PPS jest specjalnie skonstruowana tuleja amortyzująca z charakterystycznymi kanałami wylotowymi dwóch typów (rysunek 4). Zastrzeżone rozwiązanie tulei amortyzującej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



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



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

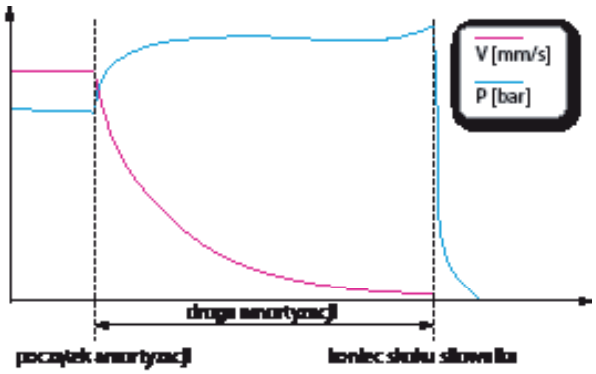


Rys. 7 Charakterystyka amortyzacji PPS przy niskiej prędkości tłoka

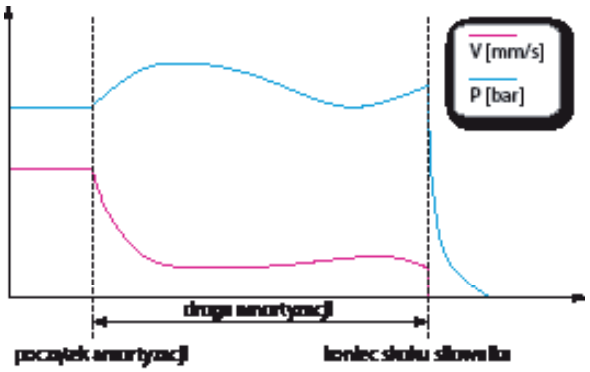
Do momentu gdy tuleja amortyzująca nie dotrze do pokrywy, przepustowość kanału wylotowego pokrywy jest największa. Amortyzacja zaczyna działać, gdy powierzchnia przekroju kanału wylotowego jest mniejsza niż powierzchnia przekroju kanałów dławiących 1 (rysunek 4). Wraz z „wnikaniem" tulei w pokrywę przekrój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

Porównanie amortyzacji PPV i PPS

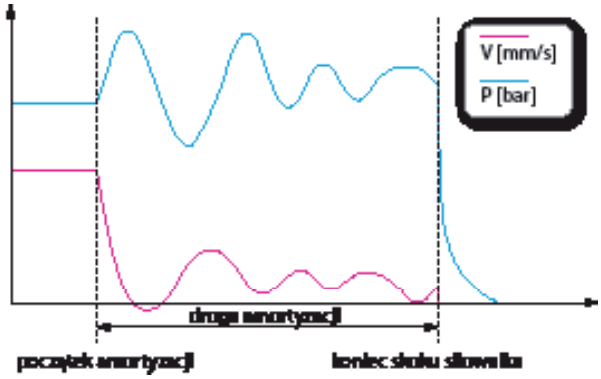
Dla uzyskania obiektywnej oceny rozpatrzmy dwa przypadki – pierwszy przy niskiej prędkości ruchu tłoka siłownika, drugi przy wysokiej prędkości ruchu tłoka siłownika. Dodatkowo dla każdego z powyższych przypadków rozpatrzymy sytuacje z dopasowaną wartością ustawionej amortyzacji PPV oraz z niedopasowaną wartością tej amortyzacji.



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



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



Rys. 10 Charakterystyka amortyzacji PPS przy wysokiej prędkości tłoka

Otrzymane wykresy zależności prędkości tłoka siłownika i ciśnienia powietrza w komorze wylotowej siłownika przedstawiono odpowiednio na rysunkach 5, 6, 8, 9, natomiast dla amortyzacji typu PPS odpowiednio na rysunkach 7 i 10.

Podsumowanie

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

Analizując różne systemy amortyzacji związanej konstrukcyjnie z siłownikiem należy stwierdzić, że najbardziej zaawansowanym obecnie systemem amortyzacji jest, wykorzystujący układ dopasowującej się amortyzacji do wartości energii kinetycznej, system PPS. Ten rodzaj amortyzacji działa optymalnie także przy zmiennej wartości prędkości ruchu tłoka. Zapewnia wzrost trwałości układów wykorzystujących siłowniki oraz minimalizuje konieczne prace ustawczo-regulacyjne występujące przy bieżącym technicznym utrzymaniu ruchu maszyn i urządzeń.



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

Summary

SYSTEMS OF DEPRECIATION IN PNEUMATIC ACTUATORS

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

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

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

Premierowa edycja Międzynarodowych Targów Innowacji Energetycznych InEnerg

JednymznajważniejszychwydarzeńwpierwszymtygodniumarcaweWrocławiubyły I. Międzynarodowe Targi Innowacji Energetycznych InEnerg. To trzydniowe spotkanie branżowych liderów, zorganizowane w dniach 4-6 marca 2014 r., przyciągnęło na Stadion Miejski wielu zwiedzających, zainteresowanych pozyskiwaniem energii ze źródeł odnawialnych i budownictwem energooszczędnym.

Ceremonią otwarcia rozpoczęło się we wtorek (4 marca) trzydniowe wydarzenie energetyczne, zorganizowane we Wrocławiu. Pierwszą odsłonę imprezy zainaugurowała swoim wystąpieniem Małgorzata Bartkowski z firmy REECO Poland: „Targi Innowacji Energetycznych InEnerg mają w tym roku swoją premierę. Celem targów i towarzyszących im wydarzeń jest pokazanie, jak proste i ekologiczne może stać się generowanie, dostawa i użytkowanie energii przyszłości."

„Mam nadzieję, że targi, które dziś po raz pierwszy wpisują się w kalendarz wrocławski, znajdą w nim stałe miejsce" – powiedział Wojciech Kaczkowski, wicedyrektor Departamentu Infrastruktury i Gospodarki, który w imieniu Prezydenta Wrocławia przywitał gości zebranych w Strefie VIP miejscowego Stadionu Miejskiego. „Energetyka jest sercem każdej gospodarki" – mówił.

Na ekspozycjach targowych swoje produkty zaprezentowało 40 wystawców – polskich oraz zagranicznych. Na stoiskach dominowały ogniwa fotowoltaiczne oraz pompy ciepła. Swoich przedstawicieli miała również energetyka wiatrowa. Wśród prezentowanych rozwiązań można było również dostrzec kamery termowizyjne, znajdujące zastosowanie przy ocieplaniu budynków, a także lekki rower elektryczny poruszający się z szybkością 30km/h. W ciągu trzech dni wystawę odwiedziło wiele osób, także goście zza granicy – głównie z rejonu Odry i Nysy Łużyckiej (Niemcy, Czechy).

Odbywające się w dniach 4-6 marca br. we Wrocławiu targi InEnerg obfitowały w wiele branżowych wydarzeń. Pomimo trudności, z jakimi aktualnie zmaga się polska branża OZE, konferencje cieszyły się dużym powodzeniem wśród samorządowców, inwestorów, instalatorów, architektów, a także rolników i potencjalnych prosumentów (zainteresowani energią na własne potrzeby i do sprzedaży).

Podczas dwóch pierwszych dni targowych najwięcej uczestników zgromadziły spotkania dotyczące fotowoltaiki oraz inteligentnych sieci energetycznych.

Ostatni dzień targów organizatorzy w całości zarezerwowali na przedstawienie korzyści płynących z zastosowania energii odnawialnej w gospodarstwach rolnych. Powód? Urodzajne ziemie, stosunkowo krótkie zimy oraz ciepłe miesiące letnie powodują, że Dolny Śląsk jest krainą typowo rolniczą, z ogromnym potencjałem do rozwoju odnawialnych źródeł energii. Dostrzegają to nie tylko reprezentanci REECO Poland – organizatora targów - ale także przedstawiciele polskiej wsi. Choć miasto Wrocław nie jest obszarem agrarnym, to targi spotkały się z dużym zainteresowaniem ze strony środowisk rolniczych. „Dziś możemy już śmiało powiedzieć, że umieszczenie Dnia Rolnictwa w programie międzynarodowej imprezy było trafną decyzją." – mówi Małgorzata Bartkowski z REECO Poland.







Wiele wskazuje na to, że InEnerg na dłużej zagoszczą w stolicy Dolnego Śląska. „Praca nad pierwszą edycją tych targów nie należała do łatwych" – podkreśla Małgorzata Bartkowski. „W obliczu problemów, z jakimi boryka się branża, mieliśmy do czynienia z rezygnacją wielu wystawców. Jednak nie zniechęciło nas to do tego, by stworzyć spotkanie branży, które wszystkim zaangażowanym przyniesie wymierne korzyści. Spróbowaliśmy i jesteśmy bardzo zadowoleni, w przyszłym roku planujemy kontynuację projektu pod nazwą InEnerg. Zainteresowanie OZE w Polsce jest ogromne. Osoby, które odwiedzają nasze targi coraz częściej przekonują się o tym, że czyste technologie nie muszą być drogie. Konkurencja na rynku jest coraz większa, w związku z czym spadające ceny są coraz bardziej przystępne dla przeciętnych osób. Producenci muszą poszukiwać sposobów na tańsze i wydajniejsze wytwarzanie energii ze źródeł odnawialnych.

W krajach zachodnich, np. w Niemczech, nowości rynkowe nie są już tak zauważalne. W Polsce to jest branża stosunkowo nowa, więc rozwija się ona naprawdę w bardzo szybkim tempie. Aby zapewnić wystawcom, ekspertom, przedstawicielom mediów i zwiedzającym jeszcze szersze możliwości odkrywania specyfiki branży oraz poznania nowości technologicznych, już dziś serdecznie zapraszam na kolejne targi organizowane przez REECO Poland. Najbliższą ku temu okazją będzie RENEXPO Poland, które odbędzie się w dniach 23-25 września w Warszawie."

Organizatorem InEnerg 2014 jest spółka REECO Poland, wchodząca w skład niemieckiej Grupy REECO, która już od 1997 roku organizuje targi i konferencje związane z energią i budownictwem energooszczędnym. Na polskiej scenie targowej jest obecna od 2011 r. Organizowane przez REECO Międzynarodowe Targi Energii Odnawialnej i Efektywności Energetycznej RENEXPO® Poland z roku na rok cieszą się coraz większym zainteresowaniem i mimo krótkiego stażu już zyskały renomę jednego z najważniejszych wydarzeń branżowych w kraju.

REECO Poland Sp. z o.o.

Możliwości wykorzystania sprężonego powietrza w inżynierii środowiska

Elżbieta RYBAK-WILUSZ
Politechnika Rzeszowska

Charakter procesów technologicznych oraz dostępność powietrza stwarza szerokie perspektywy wykorzystania sprężonego powietrza. W artykule przedstawiono charakterystykę możliwości zastosowania sprężonego powietrza w różnych sektorach gospodarki, w szczególności w inżynierii środowiska. Zdefiniowano pojęcie „inżynieria środowiska" oraz określono podstawowe jej dziedziny. Przedstawiono zastosowanie sprężonego powietrza w różnego rodzaju technologiach służących kształtowaniu i ochronie środowiska zewnętrznego i wewnętrznego, gospodarowaniu zasobami naturalnymi i zapobieganiu niekorzystnym skutkom działalności człowieka. Wskazano procesy, w których jest ono zarówno czynnikiem technologicznym, jak i medium stosowanym w wielu czynnościach pomocniczych.

1. Wprowadzenie

Sprężone powietrze odgrywa istotną rolę w prawie wszystkich sektorach gospodarki spośród których można wyróżnić przemysł, budownictwo, handel i usługi, jak również w prawie wszystkich dziedzinach inżynierii środowiska spełniając w nich rozmaite funkcje - od najbardziej podstawowych do drugorzędnych czy pomocniczych, w zależności od rodzaju i charakteru procesu technologicznego [2].

Powietrze jest jednym z najważniejszych nośników energii. Powszechnie dostępne z atmosfery ziemskiej, jest przede wszystkim czynnikiem roboczym lub czynnikiem biorącym udział w wielu procesach technologicznych. Instalacja sprężonego powietrza służy przemieszczaniu powietrza z obszaru o niższym ciśnieniu do obszaru o ciśnieniu wyższym, ułatwia magazynowanie i transport gazu przez zwiększanie jego gęstości, dostosowuje ilość, ciśnienie oraz jakość powietrza do wymagań procesu technologicznego do którego jest doprowadzane. Powietrze pobierane z otoczenia, sprężane za pomocą sprężarek lub dmuchaw jest doprowadzane systemem przewodów do urządzeń odbiorczych. Jego sprężanie pozwala na zwiększenie możliwości wykonania pracy [1]. Cechą charakterystyczną powietrza jest bezpieczeństwo ekologicznie z uwagi na brak szkodliwego oddziaływania na ludzi oraz środowisko naturalne oraz możliwość łatwego odprowadzania od otoczenia. Istotną właściwością powietrza jest skład, a przede wszystkim zawartość tlenu. Dzięki temu stanowi ośrodek, w którym przebiegają najważniejsze procesy życiowe organizmów żywych, reakcje utleniania i spalania. Niezbędny w wielu procesach technologicznych takich jak biologiczne i chemiczne oczyszczanie ścieków, uzdatnianie wody, natlenianie akwenów wodnych, napowietrzanie różnych mediów, itp.

2. Zastosowanie sprężonego powietrza w gospodarce

Jednym z podstawowych obszarów zastosowania sprężonego powietrza jest przemysł hutniczy gdzie służy do wytopu surówki w wielkich piecach, do wytwarzania tlenu technicznego dla procesu konwertorowego, natomiast w górnictwie stosowane jest przy wykonywaniu odwiertów do napędu urządzeń urabiających, strumienic pneumatycznych, itp.

W przemyśle wytwórczym w procesach metalurgicznych i obróbce metali i innych materiałów powietrze zasila maszyny, narzędzia i roboty pneumatyczne, urządzenia do malowania natryskowego,urządzenia do czyszczenia powierzchni (powietrze pozbawione cząstek oleju), na przykład metodą piaskowania lub suchego lodu. Przemysłowe pistolety czyszczące,



Fot.1. Widok Oczyszczalni Ścieków w Rzeszowie [MPWiK Rzeszów]



Fot.2. Komory biologicznego oczyszczania ścieków – nitryfikacji Io, denitryfikacji i defosfatacji [MPWiK Rzeszów]

dysze i noże powietrzne oraz strumienice sprężonego powietrza jak również rurki wirowe umożliwiają nadmuch powietrza między innymi do usuwanie zanieczyszczeń, osuszania lub schłodzenia urządzeń i narzędzi oraz wyrobów technologicznych różnych branż. Rurki chłodzące są stosowane do chłodzenia mgłami czynników chłodniczych, nawilżania, smarowania części urządzeń, dezynfekcji oraz w wielu innych aplikacjach.

Obecnie narzędzia pneumatyczne są używane w procesach produkcyjnych wielu gałęzi przemysłu i usług, na przykład w przemyśle motoryzacyjnym czy meblowym. Zaliczamy do nich: szlifierki, polerki, wiertarki, wkrętarki, klucze udarowe, nożyce do blachy, młotki i młoty pneumatyczne, pistolety do powlekania natryskowego i przedmuchiwania, wyrzynarki, piły i nitownice oraz dysze chłodzące, itp. Wymienione narzędzia pneumatyczne nie wyczerpują pełnej listy wszystkich ich rodzajów, są z znacznej mierze ilustracją ich różnorodności.

W przemyśle włókienniczym powietrze sprężone zastosowane jest w produkcji wyrobów tekstylnych w procesie przędzenia, tkania, barwienia, teksturowania oraz przewijania i nawijania wątków.

W budownictwie zasila narzędzia pneumatyczne, urządzenia do tynkowania i malowania. Stosowane w wiertnicach i młotach do wiercenia otworów pionowych oraz wykonywania przewiertów horyzontalnych. Zarówno w budownictwie jak i innych dziedzinach wykorzystywane jest również jako czynnik transportujący do przemieszczania materiałów sypkich oraz w procesach pakowania. W transporcie stosowane jest do pompowania opon samochodowych oraz w urządzeniach pomocniczych jak również w różnego rodzaju hamulcach i narzędziach pneumatycznych.
Branża farmaceutyczna wykorzystuje powietrze do zasilania urządzeń technologicznych, w procesach napowietrzania, schładzania i spryskiwania oraz w pneumatycznych systemach transportowych.

Powietrze wykorzystywane jest również do naśnieżania stoków istniejących lub nowo wyznaczanych tras narciarskich. Wysokiej jakości sprężone powietrze służy również do wydmuchu obecnie tak powszechnych butelek PET.

Inną dziedziną zastosowania sprężonego powietrza jest pneumatyka, czyli technika wykorzystania powietrza w automatyzacji procesów produkcyjnych, zarówno w zastosowaniu do napędu jak i sterowania. Wykorzystuje różnicę ciśnień powietrza, jego nadciśnienia i podciśnienia. W zależności od wykonywanego zadania układy pneumatyczne mogą spełniać różnorodne funkcje. Z tego względu rozróżniamy układy pomiarowe, sygnalizacyjne, przeliczające, sterujące, napędowe, regulacyjne, mocujące i transportowe. Znajdują one zastosowanie w maszynach technologicznych i roboczych, kolejnictwie, motoryzacji, lotnictwie, w przemyśle okrętowym, górnictwie, energetyce, chemii i transporcie [3].

3. Wykorzystanie sprężonego powietrza w



Fot.3. Komory nitryfikacji IIo [MPWiK Rzeszów]

inżynierii środowiska

Inżynieria środowiska jest dyscypliną naukową, która stosuje metody inżynierskie dla potrzeb ochrony i kształtowania środowiska [5]. Tworzy ona zarówno podstawy do racjonalnego gospodarowania zasobami przyrody, jak i prognozowania, oceny, zapobiegania i naprawy skutków działalności człowieka [4]. Wyróżniamy dwa podstawowe obszary zainteresowania inżynierii środowiska:
- ochrona, racjonalne kształtowanie i wykorzystanie środowiska zewnętrznego (naturalnego), do którego zaliczamy: zaopatrzenie w wodę, usuwanie i unieszkodliwianie ścieków i odpadów, gospodarka odpadami, inżynieria i gospodarka wodna, ochrona terenu i gleby, rozprzestrzenianie zanieczyszczeń w środowisku oraz monitoring środowiska ,
- ochrona i kształtowanie środowiska wewnętrznego obiektów budowlanych i pomieszczeń. Należą do niego urządzenia i instalacje sanitarne (wodne i kanalizacyjne), balneotechniczne, gazowe, grzewcze, chłodnicze, wentylacyjne i klimatyzacyjne [5] oraz ochrona przed wibracjami i hałasem.

Z uwagi na techniczny charakter tej dyscypliny działa ona na styku technologii i środowiska, stając się nauką interdyscyplinarną, łącząc dziedzinę techniczną z naukami przyrodniczymi (biologią i chemia) oraz naukami rolniczymi. Kierunki działań i podstawowe zadania inżynierii środowiska wynikają ze stanu prawnego stanowionego przez ustawy Prawo budowlane i Prawo ochrony środowiska [6,7]. Polegają one na dążeniu do spełnienia wymagań podstawowych i zapewnienia odpowiednich warunków użytkowych, projektowanych i budowanych obiektów budowlanych i związanych z nimi urządzeń budowlanych [6]. Jednocześnie realizują zasady ochrony środowiska, w tym zrównoważonego rozwoju czyli rozwoju społeczno-gospodarczego, w którym następuje proces integrowania działań politycznych, gospodarczych i społecznych, z zachowaniem równowagi przyrodniczej oraz trwałości podstawowych procesów przyrodniczych, w celu zagwarantowania możliwości zaspokajania podstawowych potrzeb poszczególnych społeczności lub obywateli zarówno współczesnego pokolenia, jak i przyszłych pokoleń [7].

W podstawowych dziedzinach inżynierii środowiska takich, jak zaopatrzenie w wodę, uzdatnianie wody dla różnych celów technologicznych między innymi wody basenowej czy w pralniach przemysłowych, odprowadzanie i unieszkodliwianie ścieków, szpitalnictwo, balneotechnika, wentylacja i klimatyzacja, chłodnictwo, ogrzewnictwo i ciepłownictwo oraz szeroko pojęta energetyka, sprężone powietrze wykorzystuje się przede wszystkim do zasilania odbiorników czyli urządzeń technologicznych i narzędzi pneumatycznych, stosowane jest również w układach sterowniczych, napędowych i transportowych[2].

Problematyka zaopatrzenia w wodę obejmuje ujęcie, uzdatnianie, magazynowanie oraz rozprowadzanie wody przeznaczonej do spożycia przez ludzi pochodzącej z ujęć powierzchniowych i podziemnych. W systemach uzdatniania wody stanowi źródło tlenu w procesie utleniania związków żelaza i manganu oraz natleniania wody. Wobec tego sprężone powietrze wykorzystywane jest w procesach oczyszczania i napowietrzania wód gruntowych zawierającej w nadmiarze żelazo i mangan usuwanych w zamkniętych procesach uzdatniania. W procesie oczyszczania złóż filtracyjnych, filtrów pośpiesznych otwartych i zamkniętych, odżelaziaczy i odmanganiaczy, służy do przedmuchiwania złoża w celu poprawy efektywności przebiegu procesu oraz zmniejszenia zużycia wody w podczas płukania filtrów. Wykorzystywane jest również do przedmuchiwania złóż filtrów dennych ujęć wody. Napowietrzanie to proces poprawiania właściwości fizycznych i chemicznych wody, usuwa więc rozpuszczalne gazy takie jak siarkowodór, dwutlenek węgla czy amoniak i inne związki nadające smak i zapach oraz zawarte w niej związki organiczne. W procesach chemicznego oczyszczania wody powietrze ułatwia mieszanie odczynników chemicznych z wodą, przetłaczania korozyjnych roztworów, itp. W niektórych przypadkach posłużyć może nawet do wydobywania wód mineralnych przy pomocy pomp podnośnikowych powietrznych. W zbiornikach wodno-powietrznych sprężone powietrze służy do ochrony pomp i sieci przed uderzeniami hydraulicznymi, a w zbiornikach hydroforowych oraz dolnych pośrednich zbiornikach stosowanych w stacjach hydroforowych wykorzystywane jest do wytwarzania i uzupełniania poduszek



Fot.4. Ruszt napowietrzający [MPWiK Rzeszów]

powietrznych. Znajduje również zastosowanie do płukania sieci wodociągowej, przepompowywania osadów, a w warsztatach zaplecza technicznego do napędu narzędzi pneumatycznych, oczyszczania powierzchni metalowych przy pomocy piaskowania oraz zabezpieczania antykorozyjnego powierzchni przez malowanie natryskowe, itp.

Powietrze wykorzystuje się również do natleniania jezior, stawów hodowlanych oraz rzek w celu utrzymania odpowiednich warunków tlenowych niezbędnych w funkcjonowaniu i życiu organizmów wodnych oraz prawidłowego przebiegu naturalnych procesów oczyszczania wód.

Oczyszczanie ścieków może być przeprowadzony w rozmaity sposób: metodą oczyszczanie ścieków na złożach biologicznych, przedmuchiwanych lub sztucznie wentylowanych,metodą osadu czynnego, w procesach odtłuszczania ścieków lub za pomocą tlenowej fermentacji osadów pościekowych. W oczyszczaniu ścieków przemysłowych są stosowane metody chemiczne. Proces oczyszczania poprzedza niejednokrotnie pomocniczy proces wstępnego napowietrzania ścieków, który umożliwia odświeżanie ścieków i przygotowanie do dalszego oczyszczania lub bezpośredniego rolniczego wykorzystania. Powietrze stosowane jest również do napowietrzania stawów ściekowych, względnie złóż biologicznych. W procesie biologicznego oczyszczania ścieków metodą osadu czynnego zawarty w powietrzu tlen jest substratem utleniania zanieczyszczeń organicznych. Podstawowymi urządzeniami w tym przypadku są komorach napowietrzania. W procesie odtłuszczania oraz w piaskownikach przedmuchiwanych doprowadzone powietrze zwiększenia skuteczności pracy urządzeń. Powietrze zasila również urządzenia flotacyjne oczyszczalni chemicznych. Niekiedy bezpośrednio przed wprowadzeniem ścieków biologicznie lub chemicznie oczyszczonych do odbiornika stosuje się dodatkowe natlenianie. Efektywność procesu oczyszczania w każdym z nich w dużym stopniu zależy od strumienia objętości wykorzystywanego powietrza.

W oczyszczalniach ścieków sprężone powietrze może być czynnikiem roboczym w powietrznych podnośnikach cieczy, np. pompach typu „mamut", stosowanych jako urządzenia do transportu piasku z piaskowników, względnie do podnoszenia osadów, jako pompy do tłoczenia nadmiernego lub powrotnego osadu czynnego. Sprężone powietrze stosuje się również do mieszania roztworów chemicznych i ich przetłaczania w procesach chemicznego oczyszczania ścieków oraz do mieszania i uśredniania ścieków.

Technologia transportu ścieków w kanalizacji podciśnieniowej zewnętrznej i wewnętrznej wykorzystuje powietrze jako czynnik transportujący ścieki przetłaczane za pomocą pomp próżniowych.

W ogrzewnictwie i ciepłownictwie wykorzystywane jest do transportu pneumatycznego paliw stałych: pyłowych lub drobnoziarnistych. Pył węglowy, pelety, rozdrobniona słoma lub odpady poprodukcyjne są transportowane do zbiorników czy silosów, a następnie do kotłów. Umożliwia również odprowadzenie z kotła stałych produktów spalania. Sprężone



Fot.5 Dmuchawa typu ABS HST 6000 Integral [MPWiK Rzeszów]

powietrze wykorzystywane jest również do regeneracji urządzeń do odpylania np. filtrów tkaninowych, natomiast systemy transportu pneumatycznego mogą posłużyć do usuwania pyłów z urządzeń do oczyszczania spalin. Wykorzystywane jest do wytwarzania poduszek powietrznych w zbiornikach ciśnieniowych oraz do napędu i sterowania pneumatycznego urządzeń i narzędzi. Jest również czynnikiem stosowanym do oczyszczanie oraz przeprowadzania prób szczelności urządzeń (kotłów, zbiorników) i rurociągów źródeł ciepła, sieci cieplnych oraz instalacji grzewczych, wentylacyjnych i chłodniczych.

W instalacjach i sieciach gazowych powietrze sprężone jest przede wszystkim czynnikiem stosowanym do przedmuchiwania czyli oczyszczania rurociągów i wykonywania prób szczelności. W warsztatach zaplecza technicznego stosowane jest do oczyszczania powierzchni przewodów i blach przez piaskowania, malowania natryskowego powierzchni oraz w innych procesach. Szpitalnictwo, opieka medyczna i balneotechnika wykorzystuje powietrze sprężone pozbawione zanieczyszczeń o odpowiednio wysokiej jakości. Jest to powietrze do oddychania, inhalacji i wentylacji, do odsysania płynów ustrojowych między innymi w chirurgii, stomatologii i laryngologii. Zasila narzędzia oraz jest czynnikiem technologicznym urządzeń medycznych takich, jak medyczne pistolety do mycia natryskowego i osuszania sprężonym powietrzem. Stosowane jest, na przykład w ortopedii w leczeniu urazów za pomocą fali pneumatycznej, w stomatologicznej technice abrazji powietrznej i w leczeniu



Fot.6 Dmuchawa typu ABS HST 6000 Integral [MPWiK Rzeszów]

metodami ciśnieniowymi, polegającymi na lokalnych zmianach ciśnienia w komorach pneumatycznych oraz w hydroterapii. Służy również do napędu medycznych narzędzi pneumatycznych oraz do transportu wód mineralnych, borowiny, itp. Inną coraz bardziej rozwijająca się dziedziną opieki i profilaktyki zdrowotnej to rehabilitacja i odnowa biologiczna, w których stosowane są pneumatyczne urządzenia i narzędzia terapeutyczne oraz treningowe. Innym działem są zabiegi weterynaryjne, stąd wykorzystania sprężonego powietrza w stomatologii zwierząt czy zastosowanie urządzeń do leczenia stanów zapalnych i pourazowych zwierząt przy pomocy fali pneumatycznej.

4. Podsumowanie

Współcześnie rozwój cywilizacyjny, zwłaszcza w zakresie nauki i techniki zmierza w kierunku pełniejszego wykorzystania środków pozwalających sprostać wymaganiom związanym z życiem w środowisku naturalnym (zewnętrznym) i wewnętrznym, a także maksymalnie wykorzystać jego zasoby naturalne. Służy temu rozwój nowoczesnych technologii. Jednocześnie środowisko winno podlegać racjonalnemu kształtowaniu i wykorzystaniu oraz ochronie w celu neutralizowania skutków negatywnego oddziaływania sił przyrody na człowieka (powodzie, susze). Inżynieria środowiska jest dyscypliną, która na swoim polu działania umożliwia między innymi wprowadzanie i kształtowanie odpowiednich środków technicznych i metod technologicznych, które służą do utrzymaniu środowiska w stanie właściwej równowagi oraz likwidują i ograniczają negatywne skutki działalności gospodarczej człowieka. W tym to właśnie obszarze z uwagi na charakterystyczne cechy powietrza, którymi są między innymi bezpieczeństwo ekologicznie oraz możliwość łatwego pozyskiwania i odprowadzania do otoczenia istnieją duże możliwości jego wykorzystania, zwłaszcza jako czynnik technologiczny biorący udział w wielu procesach, jak również jako medium stosowane w wielu procesach pomocniczych.

Należy zaznaczyć, że inżynieria środowiska jest dyscypliną o szerokich możliwościach rozwoju. Postęp techniczny w tym zakresie, wprowadzanie nowych technologii, udoskonalonych urządzeń, maszyn i narzędzi sprzyja znacznemu poszerzeniu perspektyw wykorzystania sprężonego powietrza.

5. BIBLIOGRAFIA

[1] Praca zbiorowa. Energetyka cieplna i gazowa. Obsługa i eksploatacja urządzeń, instalacji i sieci. Wyd. I. Europex, Kraków 2001
[2]Rybak-Wilusz Elżbieta: Metody obliczania zapotrzebowania sprężonego powietrza w technice sanitarnej. Compressed air requirement calculation method in sanitary technique. Instal. Teoria i praktyka w instalacjach. Nr 12(302)/2009. Wydawca: Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie", Warszawa 2009.
[3] Wołkow J., Dindorf R.: Teoria i obliczenia układów pneumatycznych. Skrypt. Politechnika Krakowska. Kraków 1994
[4] Rosik-Dulewska Cz.: Inżynieria środowiska. Komitet Inżynierii Środowiska PAN, 2010
[5] Lubowiecka T.: Definicja Inżynierii Środowiska. Uchwała III Konferencji Dziekanów Wydziałów Inżynierii Środowiska politechnik w Polsce, Kraków 1998
[6] Ustawa Prawo budowlane z dnia 7.07.1994 r., tekst jednolity na podstawie obwieszczenia Marszałka Sejmu RzP z dnia 12.11.1012 r. (Dz.U. nr 243/2012 poz. 1623)
[7] Ustawa Prawo ochrony środowiska z dnia 27.04.2001 r., tekst jednolity na podstawie obwieszczenia Marszałka Sejmu RzP z dnia 23 stycznia 2008 (Dz.U. nr 25/2008 poz. 150)
[8] www.akwatech.pl
[9] www.norgren.pl

Wpływ warunków pracy instalacji pneumatycznej na współczynnik przepływu

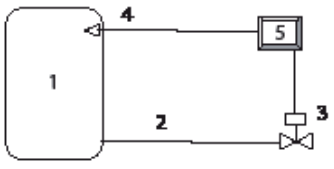
dr inż. Piotr Zaporski*, Edward Maluszycki,***
prof. nadzw. dr hab. inż. Tomasz Kiczkowiak*
* Zakład Napędów i Sterowań, IMNiTP, Politechnika Koszalińska, ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin
** Cykl Sprzętu Obrony Przeciwlotniczej, Centrum Szkolenia Sił Powietrznych, ul. Wojska Polskiego 66, 75-903 Koszalin

Streszczenie:
Jednym z zadań projektanta układów pneumatycznych jest określenie właściwości przepływowych instalacji pneumatycznej. W pracy przedstawiono wyniki eksperymentalnych badań właściwości przepływowych przewodów pneumatycznych w różnych warunkach pracy. Wykazano, iż współczynniki opisujące właściwości przepływowe wyznaczone metodami zbiornikowymi, nie zawsze oddają własności tych elementów.

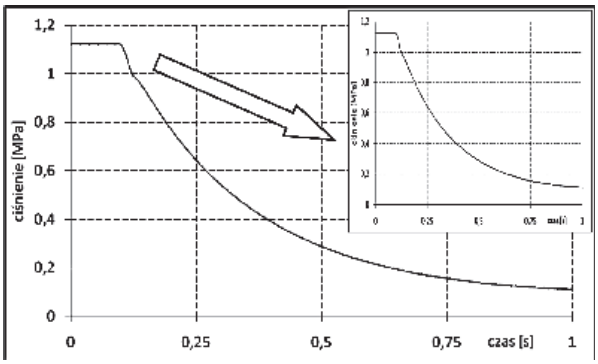
Wstęp

Do opisu strumienia masy przepływającego czynnika wykorzystywane są różne modele matematyczne, których opis można znaleźć, [3]. Współczynniki opisujące właściwości przepływowe elementów wyznacza się najczęściej metodami zbiornikowymi. Z opisem tych metod można się zapoznać, [1, 2]. Do weryfikacji projektu wykorzystuje się często symulację komputerową. Jedną z decyzji, którą należy w tym przypadku podjąć jest wybór sposobu opisu instalacji pneumatycznej. Można zastosować model dyskretny jaki proponuje np. Zbigniew Kulesza, [7]. Możliwym jest też opisanie przewodu pneumatycznego modelem o stałych skupionych ze zmiennym współczynnikiem przepływu, [5].

W wielu pracach, [4, 5, 7] dostępne są informacje o problemach zgodności osiągów projektowanych układów uzyskiwanych w badaniach symulacyjnych i w badaniach prototypów. Autorzy niniejszej pracy postanowili eksperymentalnie zweryfikować jak warunki pracy instalacji wpływają na właściwości przepływowe opisywane współczynnikami wyznaczanymi metodami zbiornikowymi.



Rys. 1 Schemat stanowiska badawczego: 1 – zbiornik, 2 – badany przewód, 3 – zawór, 4 – czujnik ciśnienia, 5 – komputer z kartą pomiarową



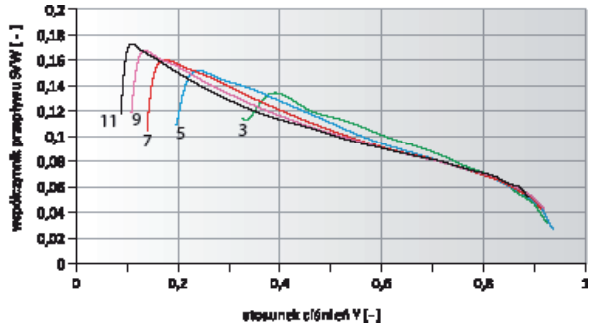
Rys. 2 Przykładowe przebiegi zmian ciśnienia w zbiorniku w funkcji czasu, z powiększeniem fazy początkowej

Opis stanowiska badawczego i badań

Do przeprowadzenia badań zbudowano stanowisko, którego schemat przedstawiono na rys. 1. Składa się ono z następujących elementów: wymiennego zbiornika 1, badanego przewodu 2, zaworu sterowanego elektromagnetycznie 3, czujnika ciśnienia 4 oraz komputera 5 z kartą pomiarową National Instruments USB 6216.

W czasie prowadzenia badań wielkościami wejściowymi były: objętość zbiornika 1 oraz ciśnienie początkowe w nim panujące. Badano proces opróżniania zbiornika dokonując pomiaru zmian ciśnienia w zbiorniku 1 czujnikiem 3. Do wyznaczania współczynników opisujących właściwości przepływowe wykorzystano program FCC autorstwa Szymona Grymka i Tomasza Kiczkowiaka, [6]. W celu oceny wpływu sposobu pomiarów na uzyskiwane wyniki dokonano badań dla różnych częstości próbkowania ciśnienia.

Przykładowe przebiegi zmian ciśnienia w zbiorniku 1 uzyskanych w badaniach przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 3 Przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień Y dla modelu przepływu Saint Venanta Wenzela i różnych wartości ciśnień początkowych (11 – 3 bar) w zbiorniku

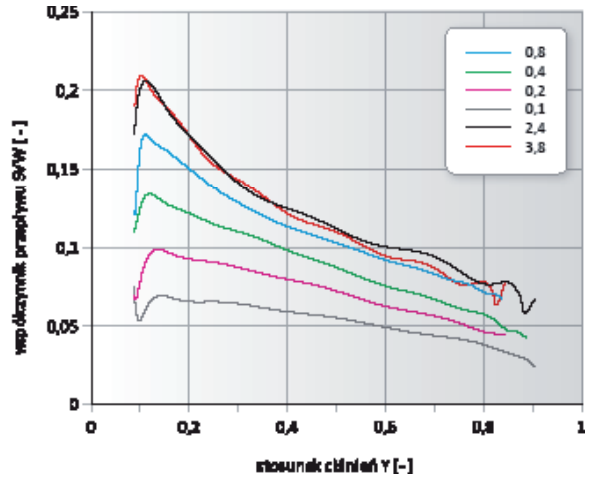
Wyniki badań

Na rys. 3 pokazano przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień. Badania przeprowadzono dla różnych wartości ciśnień początkowych w zbiorniku.

Widać (rys. 3), że charakter zmian współczynnika przepływu nie jest praktycznie zależny od wartości początkowej ciśnienia w zbiorniku:

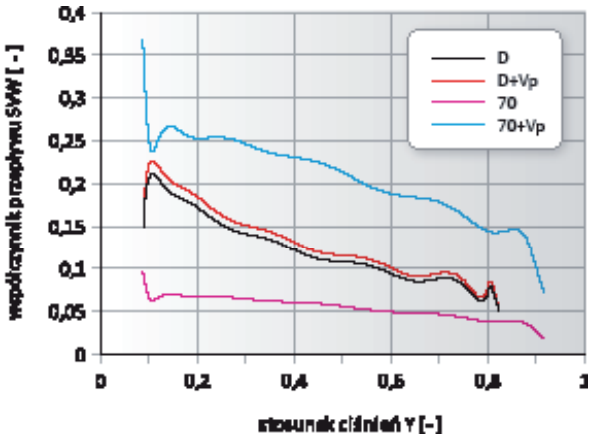
1. W fazie początkowej procesu, gdy stosunek ciśnień Y ma małe wartości to współczynnik przepływu również ma małe wartości i wraz ze wzrostem Y bardzo szybko rośnie, osiągając swoje maksimum. Charakter przebiegu związany jest badaną konfiguracją (zawór na końcu przewodu i przewód wypełniony powietrzem, panuje w nim ciśnienie takie samo jak w zbiorniku) oraz z badanym procesem (opróżnianiem). Otwarcie zaworu powoduje początkowo tylko wypływ z przewodu, a następnie ze zbiornika.
2. Po osiągnięciu wartości maksymalnej („ustaleniu" się spadku ciśnienia na długości przewodu) współczynnik przepływu maleje wraz ze wzrostem stosunku ciśnień Y.

Zależności o podobnym charakterze dostępne są w literaturze, [2, 5].



Rys. 4 Przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień Y dla modelu przepływu Saint Venanta Wenzela i różnych objętości opróżnianego zbiornika

Na rys. 4 pokazano wpływ objętości opróżnianego zbiornika na przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień. Można zauważyć (rys. 4), że charakter zmian współczynnika przepływu, podobnie jak w poprzednim przypadku (wpływ ciśnienia), nie jest praktycznie zależny (poza zbiornikiem o objętości 0,131 dcm3) od wartości objętości zbiornika. Objętość zbiornika ma zaś istotny wpływ na wartości współczynnika przepływu. Im większa objętość zbiornika tym uzyskujemy większe wartości współczynnika przepływu. Dla badanego przewodu o objętości 0,3697 dcm^3 dopiero w przypadku względnie dużych zbiorników (2,4 czy 3,8 dcm^3) zmiany objętości zbiornika nie wpływają istotnie na wartości współczynnika przepływu. Zauważyć można również (rys. 4), że dla bardzo małej objętości zbiornika zmienia się charakter przebiegu współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień.



Rys. 5 Przebiegi zależności współczynnika przepływu od stosunku ciśnień dla: D – zbiornika o objętości 3,77 dcm3, D+V_p – zbiornika o objętości 3,77 dcm^3 przy uwzględnieniu objętości przewodu, 70 – zbiornika o objętości 0,131 dcm^3, 70+V_p – zbiornika o objętości 0,131 dcm^3 przy uwzględnieniu objętości przewodu, Vp= 0,37 dcm^3

Oczywiście, że można w obliczeniach (przy wyznaczaniu współczynnika przepływu) uwzględnić objętość badanego przewodu. Porównania takiej sytuacji dokonano na rys. 5. Im mniejsza objętość zbiornika w stosunku do objętości przewodu tym większe różnice w wyznaczonym współczynniku przepływu. W analizowanym przypadku bardzo małej objętości uzyskano, po uwzględnieniu objętości przewodu prawie czterokrotny wzrost wartości wyznaczanego współczynnika. Wartość tego współczynnika (krzywa 70+Vp na rys. 5) jest wyraźnie większa od współczynnika przepływu uzyskanego dla zbiornika o dziesięciokrotnie większej, w stosunku do objętości przewodu, objętości (krzywa D, czy krzywa D+Vp na rys. 5).

Na rys. 6 pokazano przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień, gdy badania przeprowadzono przy różnych (1 – 100 kHz) częstościach próbkowania sygnału ciśnienia. Widać (rys. 6), iż częstość próbkowania nie ma praktycznie wpływu na uzyskane wyniki, a rozbieżności są efektem obróbki danych (usunięcie z przebiegów zmian ciśnienia (rys. 1) odcinków początkowych i końcowych gdzie ciśnienie jest stałe, a także aproksymacji i błędów numerycznych) oraz faktem wykonywania wielu eksperymentów (pomiar z różnymi częstotliwościami

próbkowania winien być dokonany podczas jednego eksperymentu). Na wykresie zmian ciśnienia w funkcji czasu (rys. 1) widać (powiększenie) dwie fazy procesu. Na rys. 7 pokazano wyznaczone współczynniki przepływu dla fazy pierwszej, dla której dokonano aproksymacji wielomianowej przebiegu, fazy drugiej oraz dla obu faz razem.

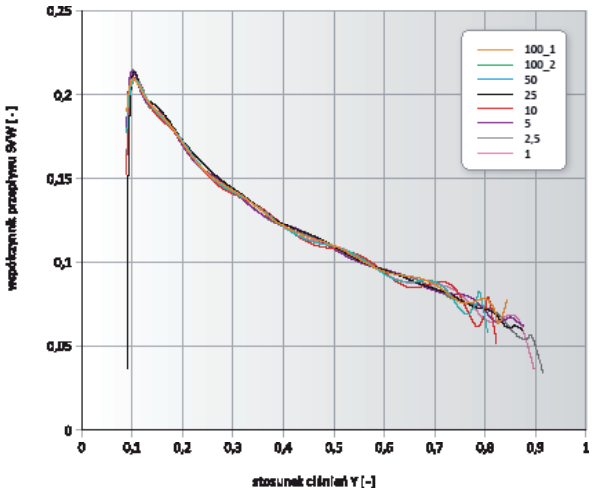
Podsumowanie

Przedstawione w artykule wyniki badań wskazują na problemy z wyznaczeniem współczynnika przepływu rozbudowanych instalacji pneumatycznych w fazie projektowania. Na podstawie wyników badań stwierdzić można, że:

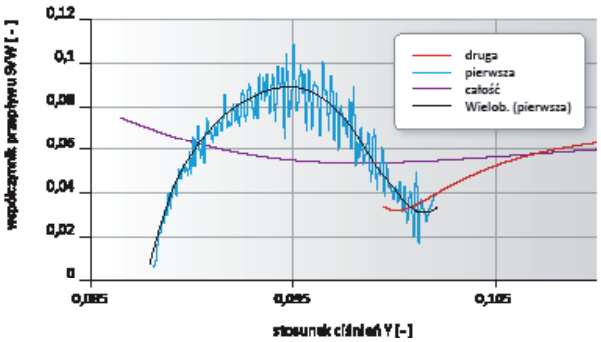
1. Uzyskane wartości współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień nie zależą od wartości początkowej ciśnienia panującego w opróżnianym zbiorniku (rys. 3).
2. Wpływ częstości próbkowania w zakresie 1 – 100 kHz na przebieg zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień jest praktycznie pomijalny (rys. 6).
3. Im większa objętość zbiornika w stosunku do objętości przewodu tym wpływ tej ostatniej na wyniki pomiarów jest mniejszy.
4. Dwufazowość przebiegu procesu (rys. 1 i rys. 7) oraz sposób uwzględniania objętości przewodu łączącego komory (rys. 4 i rys. 5) wymagają dalszych badań.

Zauważyć należy, że prezentowane w pracy wyniki uzyskano tylko dla jednej komory i tylko procesu jej opróżniania. W rozbudowanej instalacji określona objętość może być równocześnie opróżniana i napełniana, a przewód może łączyć dwie komory (bądź więcej) o zmieniających się ciśnieniach.

Pracę wykonano przy realizacji projektu: „Inwestycja w wiedzę motorem rozwoju innowacyjności w regionie" współfinansowanego przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego i Budżetu Państwa Poddziałanie 8.2.2 Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki 2007 – 2013.



Rys. 6 Wyniki uzyskane dla różnych częstości próbkowania (kHz)



Rys. 7 Przebiegi uzyskane dla częściowej (pierwsza i druga) oraz całościowej obróbki wyników dla zbiornika o objętości 0,131 dcm^3, Wielob. jest linią trendu

LITERATURA

1. **Iwaszko J.**: *Nowa metoda pomiaru współczynnika przepływu*, Archiwum Budowy Maszyn, tom XXX, zeszyt 3-4, 1983.
2. **Iwaszko J.**: *Opory przepływu powietrza przez elementy pneumatyczne*. Prace naukowe, Mechanika Z. 177, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1999.
3. **Kamiński A.**: *Ocena modeli matematycznych charakterystyk przepływowych oporów pneumatycznych*, Hydraulika i Pneumatyka, Nr 5, 2003.
4. **Kiczkowiak T.**: *Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych*, Wyd. Politechniki Koszalińskiej, 2005.
5. **Kiczkowiak T., Gałązka K., Grymek Sz.**: *Modelowanie przepływu powietrza w instalacji pneumatycznej*. [W:] Tarnowski W., Kiczkowiak T. (red.) Polioptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 2006.
6. **Kiczkowiak T., Grymek Sz.**: *Program wspomagający wyznaczanie parametrów modeli przepływu gazu*, Pomiary Automatyka Kontrola, Nr 4, Vol. 54, 2008.
7. **Kulesza Z.**: *Modelowanie wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych*. Wydział Mechatroniki Politechniki Warszawskiej, praca doktorska, 2003.

Summary

INFLUENCE OF OPERATING CONDITIONS
ON FLOW PROPERTIES
OF A PNEUMATIC LINE SYSTEM

A determination of flow properties of a pneumatic line system is an important task during designing of a pneumatic driving system. Some experimental results are presented in this paper. They are flow properties of pneumatic lines under various operating conditions. It was revealed that the coefficients describing flow properties and determined with the use of tank methods often poorly introduced properties of pneumatic devices under the defined operating conditions.

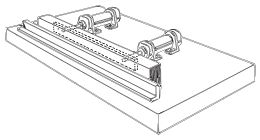
Synchronizacja ruchu siłowników pneumatycznych

dr inż. Karol Szostek
prof. dr hab. inż. Łukasz Węsierski
Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki

Streszczenie:
W konstrukcjach niektórych urządzeń mechanicznych, takich jak między innymi podnośniki czy podajniki, korzystnym i często stosowanym rozwiązaniem jest użycie kilku elementów napędowych pneumatycznych lub hydraulicznych pracujących równolegle. Zakładając, że konstrukcja elementu ruchomego jest sztywna, element porusza się tylko w jednym kierunku, a występują różne obciążenia siłowników, to w celu niedopuszczenia do zablokowania się ruchomych elementów w prowadnicach konieczne jest zapewnienie synchronizacji pracy siłowników napędzających takie układy.
Celem przeprowadzonych badań modelowych było sprawdzenie skuteczności pracy zaworu synchronizującego w układzie sterowania dwoma siłownikami pneumatycznymi oraz dobór parametrów konstrukcyjnych zaworu, niezbędnych do wykonania prototypu. Dalszym etapem prac będą badania układu rzeczywistego.

Wprowadzenie

Napędy siłownikowe są powszechnie wykorzystywane do napędu różnych rodzajów urządzeń mechanicznych, w tym również zautomatyzowanych, na przykład chwytaków, układów pakujących czy pozycjonujących. Za zastosowaniem siłowników przemawia ich wyjątkowa prosta konstrukcja, stosunkowo niski koszt, małe gabaryty w stosunku do uzyskiwanej siły oraz duża prędkość działania. W mechanizmach pozycjonujących, chwytających czy mocujących stosuje się jednocześnie kilka siłowników przemieszczających jeden element konstrukcyjny. Przykładowy schemat elementarnego układu napędzanego dwoma siłownikami pneumatycznymi pracujących równolegle [1] pokazany jest na rys. Błąd: Nie znaleziono źródła odwołania1. Przy przemieszczaniu smukłych profili, dzięki zastosowaniu kilku elementów napędowych, można uprościć konstrukcję urządzenia m.in. przez wyeliminowanie skomplikowanych prowadnic, lecz należy zapewnić synchronizacje ruchu elementów napędowych. Takie układy można spotkać na przykład przy napędzie pras wulkanizacyjnych [10] czy układach wysuwu podwozia w samolotach [11]. Nierównomierne obciążenie siłowników w układzie przedstawionym na rysunku Błąd: Nie znaleziono źródła odwołania przy braku synchronizacji ruchu siłowników może spowodować skoszenie elementu przemieszczanego i zablokowanie ruchu. Do sterowania pracą takich układów zostały zaprojektowane specjalne zawory synchronizujące [2], [3].



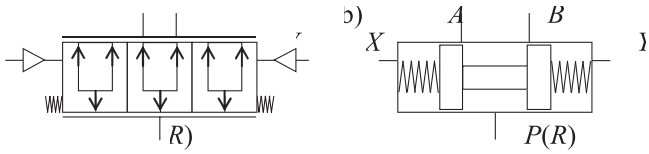
Rys. 1.1 Układ napędzany dwoma siłownikami

Zawory takie, których schemat przedstawia rys. 1.2, składają się z kształtowego suwaka przemieszczającego się pomiędzy dwoma sprężynami na skutek różnicy ciśnień w komorach sterujących. Zawór posiada trzy przyłącza wejściowo-wyjściowe – A, B i P (R) oraz dwa przyłącza sterujące – X i Y, a przemieszczenie suwaka powoduje dławienie przepływającego przez niego medium.

Wartość dławienia przepływu jest funkcją położenia suwaka zaworu i bezpośrednio zależy od ciśnienia w komorach sterujących. Można wyróżnić dwa typy układów synchronizujących ruch siłowników: w których następuje dławienie na zasilaniu lub dławienie na wypływie powietrza z siłowników do atmosfery. W obu tych przypadkach, aby nastąpiła synchronizacja, musi wystąpić różnica ciśnień i w związku z tym sterowanie można realizować w dwojaki sposób – wykorzystując różnicę ciśnień na wlocie do siłowników lub też na wylocie z siłowników, co przedstawiono na rys. 1.3.

W wszystkich tych przypadkach synchronizacja rozpoczyna się po rozpoczęciu ruchu, gdy wystąpi różnica przepływów w gałęziach zasilających (lub odpowietrzających) siłowniki i powstanie różnica ciśnień. W związku z tym występuje pewien błąd położenia siłowników, co jest wadą tych układów, ale rekompensuje to prostota realizacji bez zewnętrznego sprzężenia zwrotnego od położeń siłowników.

Poniżej podano model układu synchronizacji pracy siłowników i wyniki przeprowadzonych badań symulacyjnych w środowisku Matlab. Model zbudowano dla przypadku przedstawionego na rys. 1.3a) z dławienia na wlocie do siłownika. W układzie tym, aby pozbyć się niekorzystnych zjawisk występujących przy tym sposobie dławienia, wypływ powietrza na wylocie jest też dławiony. Schemat obliczeniowy układu przedstawiono na rysunku 1.4.



Rys. 1.1 Zawór synchronizujący przepływ: a – schemat funkcjonalny, b – schemat ideowy

Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie pracy zaworu w układzie sterowania dwoma siłownikami oraz dobór parametrów układu, takich jak: powierzchnia czynna suwaka zaworu, współczynnik sprężystości sprężyn, wartości oporów dopływu do siłowników d_1 i d_2, wartości oporów wypływu z siłowników d_1 i d_2, charakterystyka przepływowa zaworu, które zapewnią równoległy ruch siłowników z minimalnym błędem przy różnych obciążeniach.

1. Model układu synchronizacji siłowników

1.1 Model siłowników pneumatycznych

Model siłowników został opracowany na podstawie prac [3], [4]. Przyjęto, że na dynamikę ruchu tłoka wpływają: masy elementów ruchomych, zmienne obciążenia zewnętrzne, siły tarcia statycznego i dynamicznego oraz ciśnienia w komorach siłownika. W modelu założono przemianę izotermiczną i przyjęto, że temperatura T = const. Zmiennymi stanu dla siłowników są: masy powietrza: m_{11}, m_{12} – w komorach siłownika pierwszego, m_{21}, m_{22} – w komorach siłownika drugiego oraz prędkości v_1, v_2 i położenia s_1, s_2 tłoków siłowników.

Przyjęto następujące oznaczenia dla zmiennych stanu $x_{11} = m_{11}$, $x_{12} = m_{12}$, $x_{21} = m_{21}$, $x_{22} = m_{22}$, $x_1 = v_1$, $x_2 = v_2$, $x_3 = s_1$, $x_4 = s_2$. Zależności opisujące dynamikę ruchu siłowników oraz przepływ powietrza zostały podane w równaniach (1.0), (1.0).

$$\begin{cases} \dot{x}_{ij} = q_{ij}, \quad i,j = 1,2 \\ dla((a_i > 0 \; i \; x_{i+2} \le 0) \text{ lub } (a_i < 0 \; i \; x_{i+2} \ge L) \\ \qquad\qquad \text{lub } (x_{i+2} > 0 \; i \; x_{i+2} < L)) \\ \qquad \dot{x}_i = a_i, \\ dla((a_i < 0 \; i \; x_{i+2} \le 0) \text{ lub } (a_i > 0 \; i \; x_{i+2} \ge L)) \\ \qquad x_i = 0, \\ \dot{x}_{i+2} = x_i, \end{cases}$$

gdzie:

q_{ij} – wydatek masowy powietrza wpływającego do komory j siłownika i [kg·s^{-1}],

a_i – przyspieszenie ruchu tłoka siłownika i [m·s^2],

L – skok tłoka siłownika [m]

W równaniach (1.0) zostało uwzględnione zachowanie się siłownika w skrajnych położeniach cylindra, tj. dla $x_{i+2} \le 0$ oraz $x_{i+2} \ge L$, i = 1,2. Przyspieszenia a_i, i = 1,2 wyznacza się na podstawie równań (1.0).

$$a_i = F_i / m_i, \quad i = 1,2$$

$$dla\ x_i = 0 \quad F_i = sign(F_{in}) \max(0, |F_{in}| - F_{iv}(x_i = 0))$$

$$dla\ x_{i+1} \ne 0 \quad F_i = F_{in} - sign(v_i) F_{iv},$$

$$F_{in} = P_{i1} A - P_{i2} A_t + F_{iz},$$

$$F_{iv} = F_{tp} + \gamma \frac{F_{tp}}{v_{gr} + |v_i|} + f_{tp} |v_i|,$$

gdzie:

m_i – masa tłoka oraz części ruchomych siłownika i [kg],

F_i – siła działająca na tłok siłownika i dla $x_i \in (0, L)$ [N],

F_{in} – siła oddziaływania ciśnienia oraz siły zewnętrznej na tłok siłownika i [N],

$F_{iz(t)}$ – siła zewnętrzna obciążająca siłownik i [N],

F_{iv} – sumaryczna siła tarcia [N],

F_{tp} – siła tarcia suchego [N],

γ – współczynnik tarcia mieszanego [m·s^{-1}],

f_{tp} – współczynnik tarcia wiskotycznego [N·s·m^{-1}],

v_{gr} – prędkość graniczna [m·s^{-1}],

v_i – prędkość ruchu siłownika i [m·s^{-1}].

W równaniach (1.0) przy wyznaczaniu siły działającej na tłok zostały uwzględnione ciśnienia siłowników P_{ij} w komorach, i, j=1,2, siły tarcia F_{iv}, oraz siły zewnętrzne F_{iz}. Przyjęto, że siły tarcia nie zależą od ciśnień w komorach siłownika oraz są takie same dla obu siłowników.

W modelu do wyznaczania objętości V_{ij} komory j siłownika i poza równaniami (1.0) i (2.2) zostało wykorzystane równanie (1.0), a do wyznaczania ciśnienia P_{ij} w komorze j siłownika i równanie stanu gazu doskonałego (1.0).

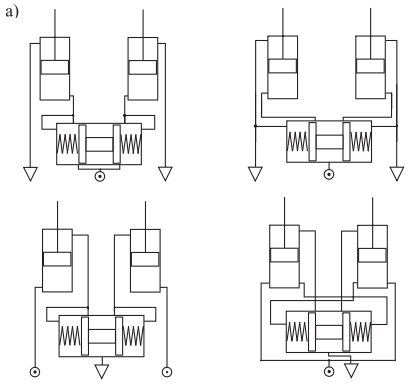
$$V_{ij} = V_0 + [(-j+2)A + (j-1)A_t][(j-1)L + (-1)^{j-1} x_{i+2}],$$

$$i = 1,2$$

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

1.2 Model zaworu synchronizującego ruch

Model zaworu synchronizującego jest podobny do modelu siłownika, przy czym występuje dodatkowe sprzężenie od sił pochodzących od sprężyn, nie ma natomiast sił zewnętrznych. Przyjęto, że charakterystyka sprężyn jest liniowa. Zmiennymi stanu dla synchronizatora są: masy powietrza m_1, m_2 w komorach zaworu, prędkość v i położenie s suwaka zaworu. Przyjęto następujące oznaczenia zmiennych stanu: $x_5 = m_1$, $x_6 = m_2$, $x_7 = v$, $x_8 = s$. Dynamika pracy suwaka synchronizatora oraz równania przepływu zostały podane zależnościami (1.0).



Rys. 1.2 Układy synchronizacji pracy siłowników w różnych kombinacjach: a), b) – z dławieniem na zasilaniu, c), d) – z dławieniem na wypływie, b), c) – sterowanie ciśnieniem z komór opróżnianych, a), d) – sterowanie ciśnieniem z komór napełnianych

$$\begin{cases} \dot{x}_5 = q_1, \quad \dot{x}_6 = q_2 \\ dla((a > 0 \; i \; x_8 \le 0) \text{ lub } (a < 0 \; i \; x_8 \ge L_s) \\ \qquad\qquad \text{lub } (x_8 > 0 \; i \; x_8 < L_s)) \\ \qquad \dot{x}_7 = a, \\ dla((a < 0 \; i \; x_8 \le 0) \text{ lub } (a > 0 \; i \; x_8 \ge L_s)) \\ \qquad x_7 = 0, \\ \dot{x}_8 = x_7, \end{cases}$$

W równaniach (1.0), podobnie jak w modelu siłownika, zostało uwzględnione zachowanie suwaka zaworu w skrajnych położeniach, tj. dla $x_8 \le 0$ oraz $x_8 \ge L_8$. Przez q_1 oraz q_2 oznaczone są wydatki masowe powietrza wpływającego do komór sterujących zaworu. Zależności pozwalające obliczyć przyspieszenie a podane są w równaniach (1.0).

$$a = F / m,$$
$$dla \; x_7 = 0 \quad F = sign(F_n)\max(0, |F_n| - F_{vs}(x_7 = 0))$$
$$dla \; x_7 \ne 0 \quad F = F_n - sign(v)F_{vs},$$
$$F_n = (P_1 - P_2)A_s + \varphi(L_s - 2x_8),$$

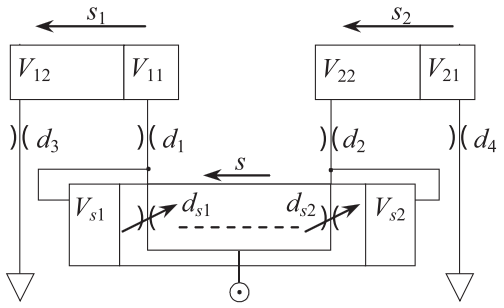
Współczynnik $\varphi/2$ w równaniach (1.0) jest to współczynnik sprężystości sprężyny.

1.3 Model układu przepływowego

Położenie suwaka synchronizatora s ma bezpośredni wpływ na powierzchnie A_i i = 1,2 przepływu dławików zaworu. Przyjęto, że powierzchnie przepływu A_{s1}, A_{s2} dławików d_{s1}, d_{s2} zaworu liniowo zależą od położenia suwaka s, stąd zależności opisujące powierzchnię przepływu dławików przyjmują postać podaną w równaniach (1.0).

$$A_{s1} = \frac{A_{\min} \cdot A_{\max}}{L_s} x_8 + A_{\max}$$

$$A_{s2} = \frac{A_{\max} \cdot A_{\min}}{L_s} x_8 + A_{\min}$$



Rys. 1.3 Schemat obliczeniowy układu synchronizacji pracy siłowników

Minimalne oraz maksymalne powierzchnie przepływu zaworu są takie same dla obu dławików i zostały one oznaczone przez $A_{\min}, A_{\max}$.

Wartości masowego natężenia przepływy $q = q(P_1, P_2, A)$ przepływającego przez dławiki synchronizatora d_{s1}, d_{s2}, dławiki d_1, d_2 pomiędzy siłownikiem a synchronizatorem oraz dławiki zastępcze d_3, d_4 oporu przepływu pomiędzy zaworem a siłownikiem wyznaczane są z zależności (1.0) wprowadzonej na podstawie pracy [2], [3].

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

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

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

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

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

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

$$\rho_{\max} = \frac{P_{\max}}{rT},$$

Przyjęto, że dławienia d_3, d_4 powietrza na wyjściu opróżnianych komór oraz dławienia zastępcze d_1, d_2 pomiędzy komorami synchronizatora a siłownika są takie same. Powierzchnie przepływu dławików d_1, d_2 oznaczono przez A_d, natomiast powierzchnie przepływu dławików d_3, d_4 oznaczono przez A_{ds}.

2. Symulacja pracy układu synchronizacji ruchu siłowników

W rozdziale tym zostały przedstawione wyniki symulacji pracy układu synchronizacji siłowników z rysunku 1.1.2a). Model symulacyjny układu został zbudowany w pakiecie Matlab Simulink; do budowy został wykorzystany model matematyczny omówiony wcześniej. Schemat blokowy modelu w pakiecie Matlab Simulink pokazany jest na rysunku 2.4.

Przyjęte zostały następujące parametry początkowe symulacji:
Dla siłowników: L = 0.4 [m], A =1.26e-3 [m^2], $At = A$ – 7.85e-5 [m^2], $m_1 = m_2$ = 5 [kg], V_0 = 0.000005 [m^3], F_{tp} = 1 [N], f_{tv} = 200 [N·m·s^{-1}], γ = 0.5 [m·s^{-1}], v_{gr} = 0.03 [m·s^{-1}], oraz warunki początkowe równań różniczkowych: $s_1(0) = s_2(0)$ = L/2 [m], $v_1(0) = v_2(0)$ = 0 [m^3], $P_{ij}(0) = P_a$ [Pa],

Dla zaworu: L_s = 0.02 [m], A_s = 3.14e-4 [m^2], m = 0.05 [kg], F_{tps} = 0.05 [N], $f_{tv\,s}$ = 4 [N·m·s^{-1}], γ_s = 0.01 [m·s^{-1}], v_{grs} = 0.03 [m·s^{-1}], φ = 20 [N·m^{-1}], A_{max} = 5e-6 [m^2], A_{min} = 2.5e-8 [m^2], oraz warunki początkowe równań różniczkowych: $s(0) = L_s/2$ [m], $v(0)$ = 0 [m^3], $P_1(0) = P_2(0) = P_a$ [Pa],

Dławików: A_{dd} = 0.000005 [m^2], $A_{ds} = A_d$ [m^2],

Powietrza zasilającego: T = 273.16 [°K], P_z = 600 [kPa], P_a = 101,325 [kPa].

2.1 Wpływ oporów przepływu na pracę układu

Z przeprowadzonej wstępnie analizy można wnioskować, że jeśli wartość dławienia d_3, d_4, jest zbyt duża w stosunku do dławienia w zaworze, to następuje wzrost ciśnienia w obu komorach sterujących zaworu do ciśnienia zasilania i suwak pozostaje w położeniu środkowym. Natomiast jeżeli ta wartość jest zbyt mała, to duża różnica ciśnień powoduje przemieszczenie suwaka w skrajne położenie i zatrzymanie.

Na rysunkach 2.5 i 2.6 przedstawione są przebiegi zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s podczas symulacji układu dla parametrów, przy których suwak zaworu przemieszcza się w skrajne położenie. Symulacja układu została przeprowadzona dla powierzchni przepływu dławików układu równych: A_d = 5e-006 [m^2], $A_{ds} = 10A_d$ [m^2].

2.2 Dobór parametrów układu

Do optymalizacji wstępnie dobranych parametrów układu została zastosowana funkcja fminsearch programu Matlab. W procesie optymalizacji wykorzystano dwa kryteria ceny parametrów. Pierwszym kryterium była minimalizacja całki z modułu różnicy pomiędzy położeniami s_1 oraz s_2 tłoczysk siłowników jak w równaniach (2.0).

$$Er_1 = \min_{A_s, A_d, A_{ds}, A_{min}, A_{max}} \int_0^t |s_1 - s_2|,$$

Drugim kryterium oceny parametrów była minimalizacja maksymalnej odległości pomiędzy położeniami s_1 oraz s_2 tłoczysk jak w równaniach (2.0).

$$Er_2 = \min_{A_s, A_d, A_{ds}, A_{min}, A_{max}} (\max_t |s_1 - s_2|),$$

$$Er_2' = \min_{A_d, A_{min}, A_{max}} (\max_t |s_1 - s_2|)$$

Siłowniki zostały obciążone stałymi siłami: $F_{1z}(t)$ = -25 [N], F_{2z} = -50 [N], oraz zostały przyjęte powierzchnie przepływu dławików: A_d = 5e-6, $A_{ds} = A_d/4$.

Po dobraniu parametrów początkowych została przeprowadzona optymalizacja ze względu na parametry: A_s, A_d, A_{ds}, A_{min}, A_{max}, przy ustalonej sztywności j sprężyny. Przyjęto taką metodę, ponieważ dla każdej stałej j można dobrać odpowiednią wartość powierzchni czynnej A_s synchronizatora.

Po optymalizacji dla pierwszego kryterium oceny Er_1 nie uzyskano znaczącej poprawy pracy układu: suwak synchronizatora nie poruszał się. W wyniku optymalizacji wartość kryterium oceny Er_1 spadła z wartości 0.01038 [m·s] do wartości 0.00638 [m·s]. Po przeprowadzeniu optymalizacji układu dla kryterium drugiego Er_2 z równania (2.0) również nie uzyskano znaczącej poprawy pracy układu: suwak synchronizatora pozostawał w spoczynku. W wyniku optymalizacji wartość kryterium oceny Er_2 spadła z wartości 0.02438 [m·s] do wartości 0.02036 [m·s]. W przeprowadzonych eksperymentach suwak synchronizatora pozostawał w spoczynku, ponieważ początkowa wartość dławienia d_1, d_2 pomiędzy synchronizatorem a siłownikiem miały zbyt dużą wartość, co powodowało napełnienie komór synchronizatora do ciśnienia zasilania w krótkim czasie.

W kolejnym etapie eksperymentów znacznie zmniejszono dławienia d_1, d_2. Przyjęto, że A_d = 5e-6 [m^2], $A_{ds} = A_d$*10, oraz eksperymentalnie zmniejszono powierzchnie suwaka synchronizatora $A_s = A_s$*0.02, tak by zminimalizować efekt gwałtownego przesuwanie się suwaka w skrajne położenie.

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s, dla najlepszych znalezionych wartości parametrów układu w wyniku optymalizacji dla kryterium pierwszego Er_1, przedstawione są na rysunkach 2.7 i 2.8.

W wyniku optymalizacji uzyskano następujące parametry synchronizatora: A_s = 1.52316e-005; A_d = 6.05069e-005; A_{ds} = 3.11413e-005; A_{min} = 4.14257e-007; A_{max} = 2.88378e-005. Wartość kryterium Er_1 zmieniła się z wartości 0.00318 [m·s] do wartości 0.00097 [m·s].

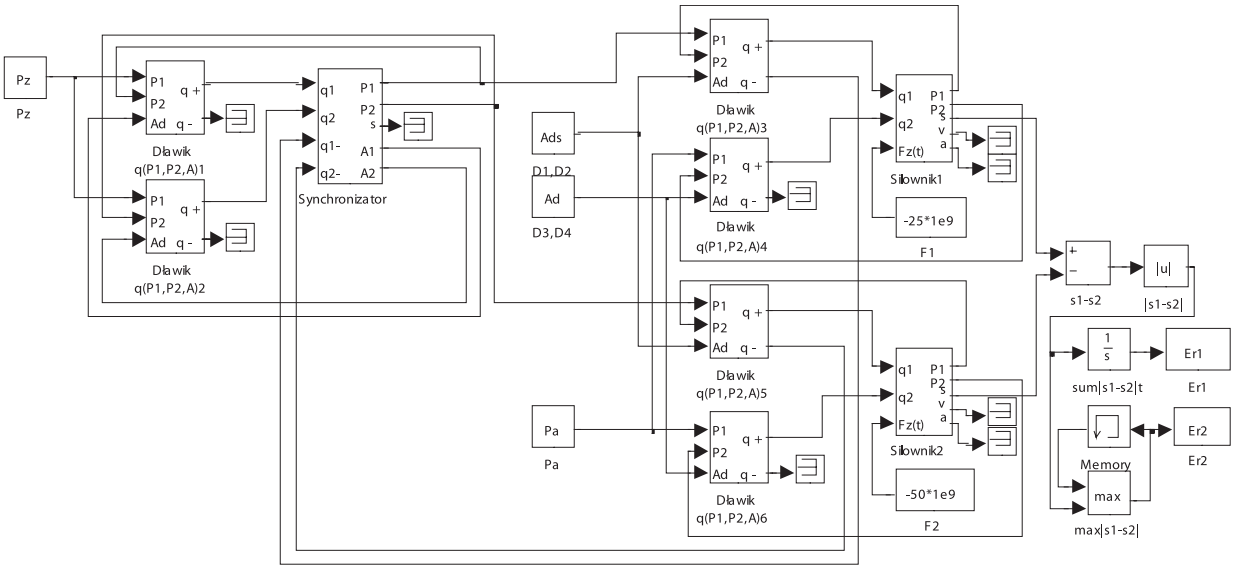
Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, P_1, P_2, s, dla najlepszych znalezionych wartości parametrów układu w wyniku optymalizacji dla kryterium drugiego Er_2, przedstawione są na rysunkach 2.9, 2.10.

W wyniku optymalizacji uzyskano następujące parametry synchronizatora: A_s = 6.26082e-006; A_d = 4.74738e-006; A_{ds} = 4.66520e-005; A_{min} = 2.63633e-007; A_{max} = 5.41982e-006. Wartość kryterium Er_2 zmieniła się z wartości 0.01961 [m] do wartości 0.00838 [m].

Z wykresów na rysunkach 2.7 oraz 2.9 wyraźnie widać wpływ wartości funkcji oceny na czas przemieszczania się siłowników. Stosując pierwsze kryterium oceny, dąży się do uzyskania jak największej prędkości v_1, v_2, ponieważ wtedy całki (2.0) przyjmują małe wartości, pomimo że odległości pomiędzy tłoczyskami siłowników mogą być znaczne. Stosując drugie kryterium (2.0), następuje wydłużenie czasu ruchu siłowników.

W następnej kolejności przeprowadzono eksperyment symulacji działania układu dla innych wartości obciążeń siłowników. Przyjęto obciążenia o wartościach: $F_{1z}(t)$ = -5 [N], F_{2z} = -80 [N]. W procesie symulacji zostały wykorzystane parametry, dla których układ przy obciążeniu $F_{1z}(t)$ = -25 [N], F_{2z} = -50 [N] pracował jak na rysunkach 2.9 i 2.10. Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, s, P_1, P_2 po zmianie obciążeń przedstawione są na rysunkach 2.11 i 2.12.

Z rysunków widać, że nastąpiło znaczące pogorszenie jakości pracy układu. Wartości kryterium oceny Er_2 po zmianie obciążenia wynosiła 0.17461 [m], tj. 43.6% skoku tłoka. Opisane powyżej próby optymalizacji układu nie przyniosły zadawalających wyników, dlatego w kolejnym etapie eksperymentów została zwiększona powierzchnia tłoczka synchronizatora. Przyjęto, że A_s = 4e-004 [m^2]. Przyjęta powierzchnia nie była zmieniana w procesie optymalizacji. Powierzchnia synchronizatora została zwiększona, by zminimalizować wpływ sił tarcia w synchronizatorze na jego reakcję wywołaną zmianą ciśnienia w komorach siłowników. Po dobraniu powierzchni A_s została wyznaczona wartość współczynnika siły sprężyny j/2, tak by przy maksymalnej potencjalnej różnicy ciśnień w komorach synchronizatora równej DP = 0,5 [MPa] suwak przemieszczał się do skrajnego położenia.



Rys. .4 Schemat blokowy modelu układu synchronizacji siłowników

$$\varphi/2 = \frac{A_s \cdot \Delta P}{L_s}$$

Z zależności (2.0) został wyznaczony współczynnik j o wartości 20 [kN·m^{-1}] Następnie wartość współczynnika została eksperymentalnie zmniejszona do wartości 5500 [N·m^{-1}],

tak by dla obciążenia siłowników siłami -5 [N] oraz -90 [N] suwak synchronizatora podczas symulacji nie przesuwał się do skrajnego położenia. Przyjęto wartość powierzchni przepływu A_{ds} dławików zastępczych d_1, d_2 pomiędzy zaworem a siłownikiem równą 25.1327e-6 [m^2].

Ponieważ w układzie chodzi o dobór parametrów zapewniających uzyskanie jak najmniejszej odchyłki położeń siłowników, nie jest tak istotna prędkość przemieszczania. Dlatego w dalszej części w procesie optymalizacji zostało wykorzystane kryterium Er_2. Po ustaleniu parametrów początkowych została przeprowadzona optymalizacja układu dla kryterium Er_2 ze względu na parametry: A_d, A_{min}, A_{max}.

W wyniku optymalizacji uzyskano następujące parametry synchronizatora: A_d = 7.06852e-006; A_{min} = 6.69554e-007; A_{max} = 2.92694e-006, wartość kryterium Er_2 wynosiła 0.00169 [m], tj. 0.42% skoku tłoka.

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, s, P_1, P_2, s, dla najlepszych znalezionych wartości parametrów układu w wyniku optymalizacji dla kryterium drugiego, przedstawione są na rysunkach 2.13 i 2.14.

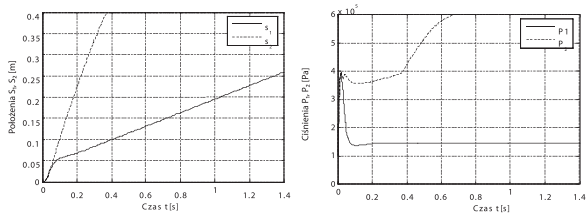
Następnie został przeprowadzony eksperyment symulacji działania układu dla innych wartości obciążeń siłowników. Przyjęto obciążenia o wartościach: $F_{1z}(t)$=-5 [N], F_{2z}=-200 [N]. Dla zmienionych obciążeń uzyskano wartość kryterium Er_2 równą 0.04838 [m], tj. 12.09% skoku tłoka.

Wykresy przebiegów zmiennych stanu: s_1, s_2, s, P_1, P_2, po zmianie obciążeń, przedstawione są na rysunkach 2.15 i 2.16.

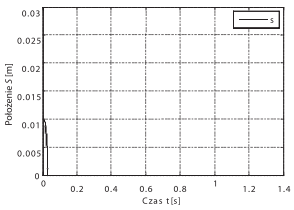
Z wykresów 2.14, 2.16 widać, że suwak synchronizatora przyjmuje pozycję zależną od różnicy obciążeń siłowników, natomiast ciśnienia w komorach synchronizatora pozostają stałe w całym przedziale czasu ruchu tłoczysk siłowników (jak na rysunkach 2.13 i 2.15).

Po przeprowadzeniu optymalizacji układu przy obciążeniach $F_{1z}(t)$ = -5 [N], F_{2z} = -200 [N] uzyskano następujące parametry: A_d = 7.62360e-006, A_{min} = 7.04013e-007, A_{max} = 2.58046e-006, wartość kryterium oceny Er_2 wynosiła 0.01363 [m], tj. 3.41% skoku tłoka, co jest znaczącą poprawą w porównaniu z wartością kryterium po zmianie obciążeń dobraną dla małych obciążeń.

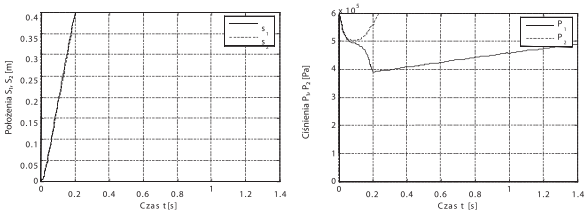
Po optymalizacji parametrów układu dla większych różnic obciążeń siłowników występuje wyraźnie efekt przecinania się charakterystyk czasowych położeń siłowników (jak na rysunku 2.15), którego nie udało się wyeliminować w procesie optymalizacji parametrów A_d, A_{min}, A_{max}. Odchyłki położenia powstają w początkowej fazie i nie można ich skorygować poprzez dobór pary dysz zasilających siłowniki i zapewniających ich ruch ze stałą prędkością.



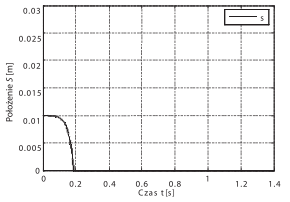
Rys. 2.5 Wykres położenia s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



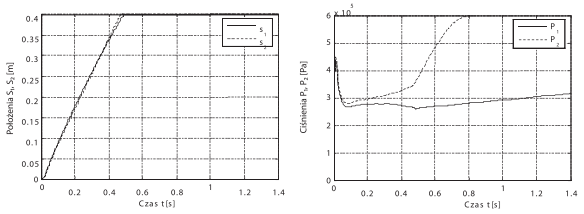
Rys. 2.6 Wykres położenia s suwaka synchronizatora



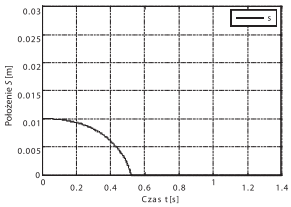
Rys. 2. 7 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnienia P_1, P_2 w komorach synchronizatora



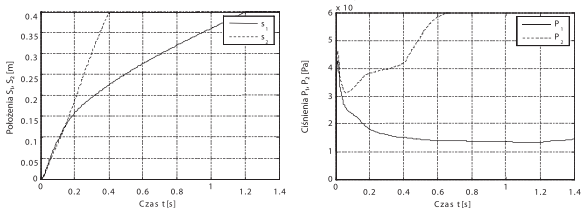
Rys. 2. 8 Wykres położenia s suwaka synchronizatora



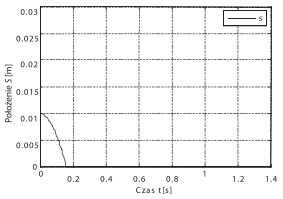
Rys. 2. 9 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



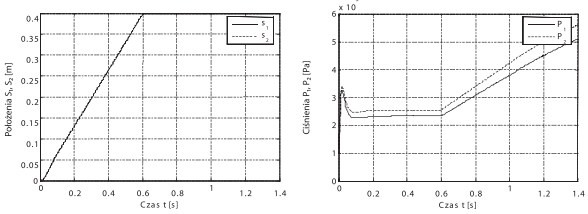
Rys. 2. 10 Wykres położenia *s* suwaka synchronizatora



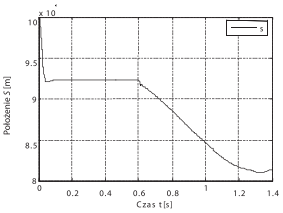
Rys. 2. 11 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



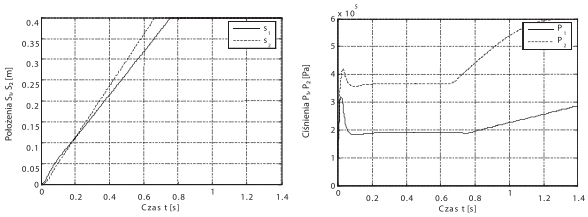
Rys. 2. 12 Wykres położenia *s* suwaka synchronizatora



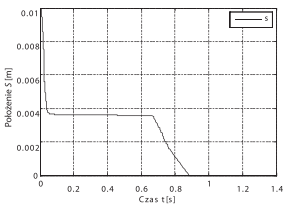
Rys. 2. 13 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



Rys. 2. 16 Wykres położenia *s* suwaka synchronizatora



Rys. 2. 15 Wykres położeń s_1, s_2 tłoczysk siłowników oraz ciśnień P_1, P_2 w komorach synchronizatora



Rys. 2. 14 Wykres położenia *s* suwaka synchronizatora

Podsumowanie i wnioski

W wyniku optymalizacji wybranych parametrów układu uzyskano znaczącą poprawę wartości funkcji oceny oraz zbliżenie charakterystyk czasowych położeń siłowników, ale nie udało się uzyskać synchronizacji na odpowiednim poziomie dla znacznych różnic obciążeń siłowników.

Po optymalizacji układu dla małych różnic obciążeń uzyskano odchyłki położeń na poziomie 0.42% skoku, natomiast dla dużych różnic obciążeń uzyskano odchyłki położeń na poziomie 3.41%. Po zwiększeniu różnicy obciążeń dla układu zoptymalizowanego dla małych obciążeń odchyłki położenia dochodziły do 12.09%.

W modelowanym układzie przyjęto, że przekrój powierzchni przepływu dławika synchronizatora jest liniową funkcją położenia suwaka. Parametry szukanej liniowej charakterystyki zależą od obciążenia siłowników, dlatego zastosowanie nieliniowej charakterystyki poprawi zachowanie synchronizatora dla szerokiego zakresu różnic obciążeń.

W kolejnym etapie badań zostanie dobrana nieliniowa charakterystyka powierzchni przepływu dławików synchronizatora poprzez wyznaczenie powierzchni dla różnych obciążeń siłowników.

Summary

In constructions of some mechanical devices, such as, among ales, elevators or feeders, a convenient and frequently used solution is use of some pneumatic or hydraulic driving elements, which act parallel. Assuming that the design of the moveable element is rigid, the element moves in one direction only, and there are different load actuators, then in order to prevent a blockade of moving element in guides, it is necessary to assure the synchronization of work of power actuators in such systems. We present below the first part of research and modeling in the Matlab environment for the driving system consisting of two pneumatic actuators controlled by a special sliding valve which synchronizes the flow of medium. The aim of the studies was to examine the efficiency of the synchronizing valve in the control system for two pneumatic actuators, and the choice of valve design parameters, necessary to implement the prototype. The next step would be testing of the real system.

Literatura

[1] **Werner D., Kurt S.:** *Kosten senken mit Pneumatik*, VOGEL Buchverlag Wurzburg 1987, ISBN 3-8023-0160-9.
[2] **Węsierski Ł., Korcyl A.:** *Element do synchronizacji równoległej pracy dwóch siłowników*, nr P-259073, Warszawa 1986.
[3] **Węsierski Ł., Szostek K.:** *Element do synchronizacji przepływu medium w dwóch gałęziach układu płynowego*, nr P-3086544, Warszawa 2008.
[4] **Olszewski M. J.:** *Sterowanie pozycyjne pneumatycznego napędu słownikowego*. Rozprawa habilitacyjna 102823, Politechnika Warszawska 2002.
[5] **Szostek K.:** *Sterowanie napędem siłownikowym przy zmiennych parametrach zasilania sprężonym powietrzem*. Pneumatyka, 2008.
[6] **Geleževičius V., Grigaitis A.:** *Investigation of dynamic bechavior of nonlinear electropneumatic acting system*, 2006.
[7] **Savodny O., Hildebrandt A.:** *Aspects of the control of differential pnematic cylinder*. In E. SM. Fujita, editors, Proc. of German-Japanese Seminar, pages 247-256, Noto Hanto, 2002.
[8] **Richer E., Hurmuzlu Y.:** *A high preformance pneumatic force actuator system – Nonlinear mathematicak model*. ASME Journal of Dynamic Systems Measurment and Control, vol. 122, no. 3, p. 426-434, February 2001.
[9] **Balachandran P.:** *Fundamentals of Compressible Fluid Dynamics*. Prentice-Hall o India New Delhi, 2006.
[10] **Węsierski Ł. N.:** *Układy pneumohydrauliczne w samolotach*, Pneumatyka 3/58 (2006), str. 42-44.
[11] **Barycki J., Węsierski Ł. N., Wiatkowski A.:** *Automatyzacja urządzeń mechanicznych środkami pneumatyki*, Acta Hydraulica at Pneumatica, 1/2005, Żylina, Slovrtica, 1/2005, Żylina, Slovensko (str. 1-3). Synchronizing of motion of pneumatic actuators



HPS

Międzynarodowe Targi Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów

XX Jubileuszowe

21-23.10.2014

Katowice, ul. Bytkowska 1B

Seminarium naukowo-techniczne „20 lat Targów HPS – istotnym czynnikiem rozwoju technologii i rynku techniki płynowej”

Pump Up Your business
Dołącz do liderów z branży,
są z nami najlepsi, szczegóły:

www.hapes.fairexpo.pl

Dwa pawilony targowe!
Ostatnie miejsca w pawilonie głównym!

FairExpo Centrum Targowe

Centrum Targowe FairExpo Sp. z o.o.
ul. Bytkowska 1B, 40-955 Katowice
tel. (+48) 664 080 291, (+48 32) 7281553
hapes@fairexpo.pl

Patronat Honorowy

Corporation Poland

cetop

SIMP

Ministerstwo Gospodarki

Patronat Branżowy

napędy i sterowanie miesięcznik naukowo-techniczny