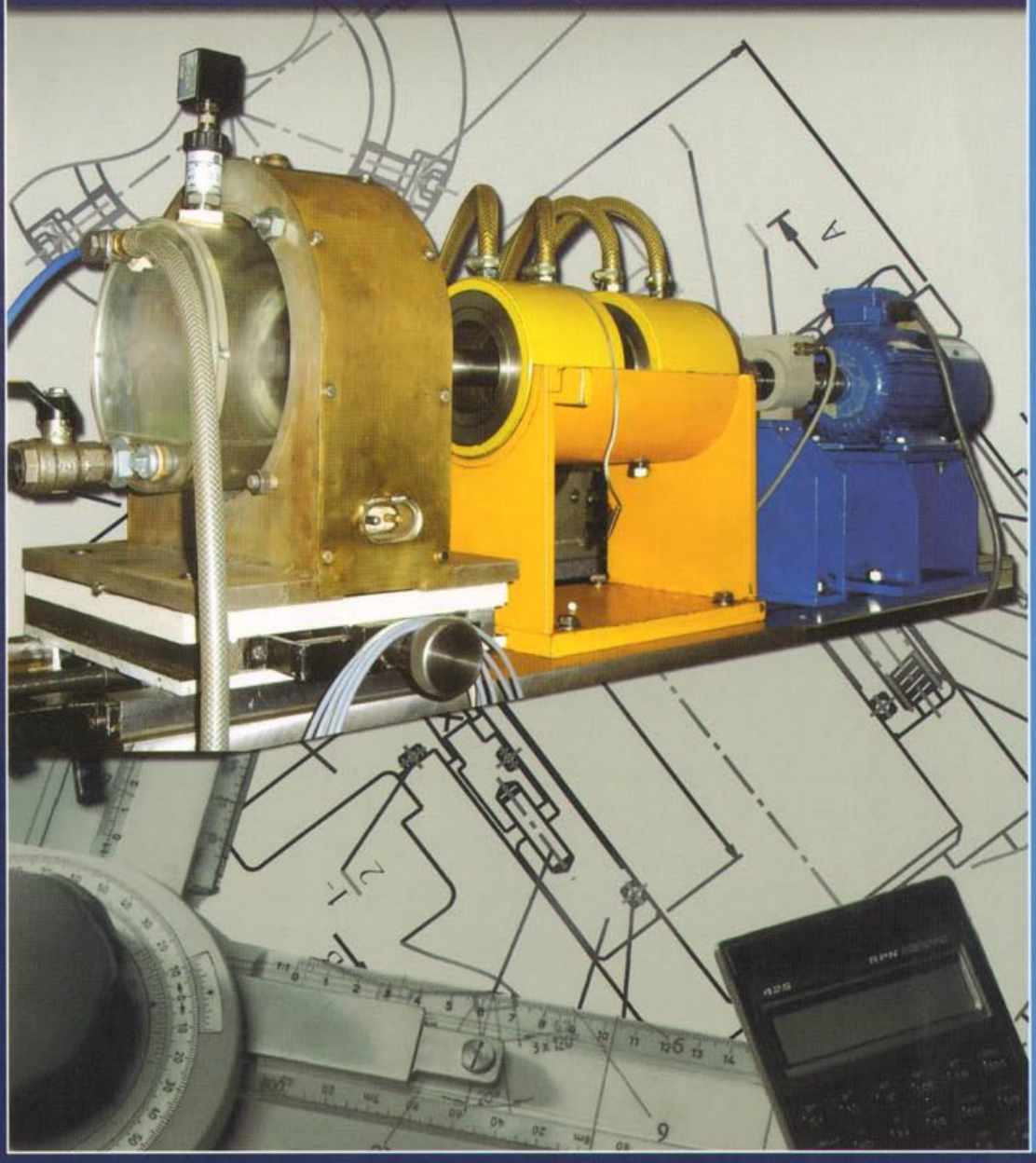
Pneumatyka

1(66)2008
KWARTALNIK
cena 12 zł
(w tym VAT 7%)
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury Przemysłowej Politechniki Wrocławskiej



Siłowniki pneumatyczne typu P5/R5

Separatory oleju firmy Mahle

Instalacja pneumatyczna z aluminium

Wyspy zaworowe Vesta MPV

Zawory elektropneumatyczne

Energoszczędne Dmuchawy

Pomiar przecieków dysze wzorcowe

wydawnictwo EKTORIUM

Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury Przemysłowej – 50

domnick hunter

dh Group Polska Sp. z o.o.,
ul. Ryżowa 87, 05-816 Opacz k/Warszawy,
tel. (022) 723 03 67, fax (022) 723 03 68
e-mail: info@dhgroup.pl

Oczyszczanie sprężonego powietrza

Nigdy więcej pyłu!

Hermetyczne, podciśnieniowe urządzenia do transportu materiałów sypkich

PIAB
Innovators in Vacuum Technology

PIAB Polska sp. z o.o. • 81-327 Gdynia • ul. Wolności 20
tel./fax: 058 621-98-24, 058 621-99-64
http://www.piabpolska.pl • e-mail: biuro@piabpolska.pl

www.piab.com

Majowe weekendy

Jest mi bardzo miło oddać w Państwa ręce kolejny numer naszej „Pneumatyki". Maj obfitował w dni wolne od pracy. Pozwalały one nacieszyć się słońcem, zielenią i wiosennymi kwiatami. Wypady za miasto i w góry pozwalały oderwać się od codzienności. Jednak powrót, np. z Zakopanego, natychmiast sprowadzał majowych wczasowiczów na ziemię.

Równocześnie długie weekendy zakłócały normalny rytm codziennej pracy. Czas biegnie nieustannie, żyjemy w ciągłym pośpiechu. Wiele spraw chcemy załatwić szybko i od ręki. Taki styl wymaga nowoczesnych rozwiązań w komunikacji, która czasem przypomina zabawę w głuchy telefon. Spieszyliśmy się z wydaniem tego numeru, aby zdążyć na PNEUMĘ 2008, bo nasi autorzy chcieliby podzielić się z Państwem swoimi osiągnięciami. Ciepła wiosna nastraja optymistycznie, wyzwala nowe postanowienia i zmiany. Nasza redakcja ma również nowe pomysły na nadchodzące miesiące.

Od 12 już lat regularnie docieramy do Państwa, naszych Czytelników i Sympatyków, z najświeższymi informacjami dotyczącymi nowych produktów, zrealizowanych ciekawych projektów oraz możliwości zastosowania mniej lub bardziej skomplikowanych systemów, wykorzystujących sprężone powietrze w bardzo różnych dziedzinach życia.

Za nami marcowe targi PNEUMATION 2008 w Kielcach, które odbyły się tam po raz pierwszy. Obejmowały szeroką tematykę: od elementów systemów poprzez sterowniki, napędy po systemy sterowania itp. Organizatorzy zadbali o klimat i atmosferę. Starannie przygotowali stoiska. Kieleckie targi cieszyły się ogromnym zainteresowaniem wystawców i mogą stać się poważną konkurencją dla już istniejących spotkań wystawienniczych.

Przed nami bogaty kalendarz imprez branżowych. W pierwszych dniach czerwca pojedziemy na kolejną konferencję PNEUMA 2008 do malowniczej miejscowości Hołny Mejera, położonej 50 km od Augustowa. W dniach 9-12 czerwca będziemy na Międzynarodowych Targach Poznańskich w Salonie Hydrauliki, Pneumatyki i Napędów HAPE.

Spotkania targowe pozwalają nawiązywać nowe kontakty, poznawać ciekawe osobowości i rozpocząć owocną współpracę.

Zapraszamy do współpracy i dyskusji na łamach „Pneumatyki".

Małgorzata Wiewiórowska
Redaktor naczelna

Pneumatyka

REDAKCJA
doc. dr inż. Małgorzata Wiewiórowska
(redaktor naczelny)

Marcin Kluziak
(redaktor techniczny)

Skład:
Wydawnictwo Lektorium

Komitet Naukowo-Techniczny:
prof. nadzw. dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski
prof. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński
prof. nadzw. dr hab. inż. Mariusz Olszewski
prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako

ADRES REDAKCJI
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. (071) 798 59 42
fax: (071)798 59 47
e-mail: pneumatyka@lektorium.pl

WYDAWCA
Wydawnictwo Lektorium
Kierownik Wydawnictwa:
Mariusz Makulski

ADRES WYDAWCY
Wydawnictwo LEKTORIUM
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel./fax: (071) 798 59 46

DRUKARNIA
Hector

PRENUMERATA
tel. (071) 798 59 46
prenumerata@lektorium.pl

Prenumeratę przyjmują:
Wydawnictwo Lektorium, RUCH SA, SIGMA-NOT Sp. z o.o., KOLPORTER SA

Zlecenia na ogłoszenia i reklamy prosimy kierować na adres wydawcy. Redakcja nie odpowiada za treść ogłoszeń, reklam i artykułów sponsorowanych. W materiałach nadesłanych redakcja zastrzega sobie prawo dokonywania zmian redakcyjnych. Przedruk tekstów w części lub w całości tylko i wyłącznie za zgodą wydawcy. Artykuły redakcyjne podlegają recenzji.

Aktualności ____ 6

Sukces Hannover Messe 2008 ____ 10

Pomiar przecieków powietrza w instalacji pneumatycznej ____ 12

Model typu „czarna skrzynka" z charakterystyka kwadratową w analizie właściwości pomp i dmuchaw ____ 16

PNEUMATICON 2008 – premierowa wystawa ____ 20

Siłowniki pneumatyczne membranowe wielosprężynowe typu P5/R5 z integralnym ustawnikiem elektropneumatycznym ____ 22

Nowoczesne inteligentne zespoły przygotowania powietrza ____ 24

Energooszczędne dmuchawy promieniowe – inne niż wszystkie ____ 28

Modelowanie zaworu przekaźnikowo-sterującego ____ 31

Wykorzystanie strumienia masy w badaniach dynamiki napędów pneumatycznych ____ 36

Separatory oleju do sprężarek śrubowych ____ 40

Sterowanie pneumatycznego układu z dwoma aktuatorami mięśniowymi ____ 42

Więcej niż standard ____ 45

Modelowanie i programowanie procedur sekwencyjnych analityczną metodą Grafpol uwzględniającą możliwość wielokrotnych ruchów poszczególnych napędów sterowanych impulsowo ____ 46

Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury Przemysłowej ____ 50

Zawory elektropneumatyczne hamulcem wyciągowych maszyn górniczych ____ 52

Modelowanie pneumatycznego układu hamulcowego z zaworem przekaźnikowo-sterującym ____ 58

Wyznaczanie charakterystyki urządzeń pneumatycznych wspomagane komputerowo ____ 62

Chłodnia wentylatorowa o powiększonym przekroju wlotowym powietrza ____ 66

Word Mining Congress & EXPO ____ 68

Pneumatyczna przenośna nitownica obwiedniowa ____ 70

Sterowanie napędem słownikowym przy zmiennych parametrach zasilania sprężonym powietrzem ____ 72

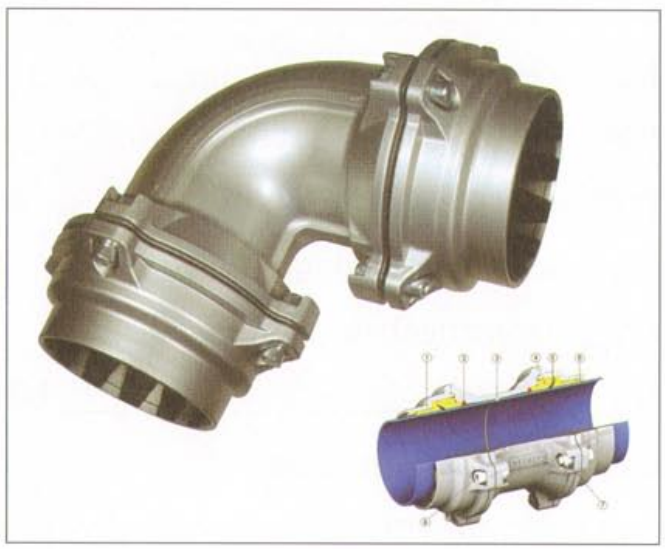
Optymalizacja dynamiczna napędu pneumatycznego ____ 78

Instalacja pneumatyczna z aluminium ϕ 110

Na polskim rynku jest już dostępny nowy rozmiar sieci instalacji sprężonego powietrza z aluminium – ϕ110. Dotychczas przy tak dużej średnicy rur montaż sieci był możliwy tylko poprzez kłopotliwe i drogie spawanie. ϕ110 gwarantuje bardziej ekonomiczny i prostszy sposób montażu i eksploatacji. Wszystkie złącza dla średnicy ϕ 110 dostarczane są jako gotowe elementy ze śrubami montażowymi, natomiast na rurach systemu zamieszczone są czytelne wskazówki, które krok po kroku prowadzą przez proces montażu poszczególnych elementów.

Dane techniczne:

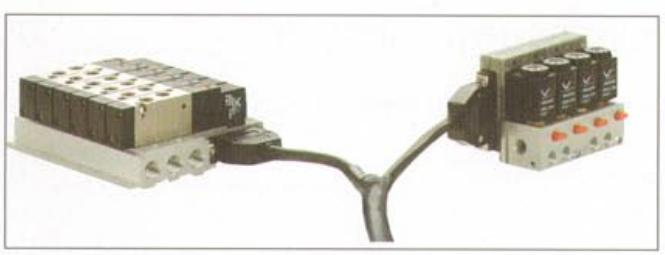
Zakres ciśnień: ciśnienie minimalne: 0,99 bar (0,099 MPa)
Ciśnienie maksymalne: 15bar (1,5 MPa)
Gwinty: żeńskie cylindryczne wg ISO228
Medium: powietrze
Temperatury pracy: temperatura minimalna: -20°C, temperatura maksymalna: +80°C
Odporność ogniowa: system nie przyczynia się do ewentualnego rozprzestrzeniania pożarów
Więcej informacji na: www.pneumat.com.pl



1. Nakrętka z aluminium, 2. O-RING z NBR, 3. Korpus złączki z aluminium, 4. Pierścień ustalający z technopolymeru, 5. Pierścień zamykający z AISI 301, 6. Tuleja prowadząca z technopolymeru, 7. Nakrętka samokontrolująca ze stali ocynkowanej, 8. Śruba ze stali ocynkowanej

MPV – versatile mind

Nowy typoszereg wysp zaworowych Vesta MPV, wprowadzonych przez wrocławską firmę Pneumat System umożliwia zintegrowanie sterowania elektrycznego w popularnych elektrozaworach serii „K". Każdy moduł przyłączeniowy umożliwia sterowanie pracą pary zaworów, w dwóch rozmiarach przyłączeniowych: „T1" i „T2". Dla rozmiaru „T1" możliwe jest zintegrowanie sterowania elektrozaworów „K" w rozmiarze G1/8 oraz zaworów sterowanych bezpośrednio MPB ϕ4. Dla rozmiaru „T2" możliwe jest zintegrowanie sterowania elektrozaworów „K" w rozmiarze G1/4 oraz zaworów sterowanych bezpośrednio MPB G1/8. System MPV umożliwia pracę z zaworami 5/2, 5/3 oraz 2×3/2 przy zasilaniu 24VDC lub 24VAC. Dzięki dużej wszechstronności systemu możliwe jest jednoczesne sterowanie 32 cewkami.



Główne cechy systemu

- duże przepływy w małych gabarytach,
- dwa rozmiary przyłączeniowe dla czterech różnych produktów,
- moduł przyłączeniowy równocześnie dla dwóch zaworów,
- możliwość sterowania jednocześnie 32 cewkami,
- sterowanie 24VDC/24VAC
- ochrona warystorowa,
- dwie wersie kabli przyłączeniowych
- łatwość w rozbudowie
- 100% testowanych elementów

Dane techniczne

	MPV T1 MBE-24	 K1/8
Przepływ	730Nl/min	50Nl/min
Rozstaw zaworów	18 mm	18 mm
Typ zaworu	5/2,5/3,2×3/2	3/2 NC
Cewka	17mm 24VAC/DC	17mm 24VAC/DC
	MPV T2	
	K1/4	MBE-28
Przepływ	1300 Nl/min	80 Nl/min
Rozstaw zaworów	23 mm	23 mm
Typ zaworu	5/2,5/3,2×3/2	3/2NC/NO
Cewka	17mm 24VAC/DC	17mm 24VAC/DC

Więcej informacji o produktach firmy Pneumat znajdziecie Państwo na stronie www.pneumat.com.pl lub pod nr tel. 071 325 18 60.

Największe targi pneumatyki, hydrauliki i napędów w PolsceHAPE 2008

Międzynarodowe Targi Poznańskie zapraszają do udziału w Salonie Hydrauliki, Pneumatyki i Napędów HAPE. Pierwsza edycja odbędzie się w Poznaniu w dniach 9-12 czerwca 2008. Salon jest organizowany we współpracy z Kooperacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych.

Już dziś wiadomo, że HAPE 2008 to największe targi pneumatyki, hydrauliki i napędów w Polsce. **Powierzchnia ekspozycji** zajmie blisko 750 mkw. Dzięki licznemu udziałowi wystawców pierwsza edycja salonu będzie dobrą okazją dla specjalistów z branży do zapoznania się z najnowszymi rozwiązaniami z zakresu pneumatycznych i hydraulicznych napędów i sterowań. W ramach salonu prezentowana będzie oferta około **65 firm z 9 państw** (Polska, Czechy, Chiny, Finlandia, Niemcy, Rosja, Szwajcaria, Szwecja i Ukraina).

Salon HAPE jest integralną częścią targów **ITM Polska** – największych w Nowej Europie targów nowo-

czesnych technologii przemysłowych. Na powierzchni ponad 30000 mkw swoją innowacyjną ofertę przedstawi blisko 1500 firm z kilkudziesięciu krajów. Wiele z nich korzysta przy produkcji ze sterowań i napędów hydraulicznych i pneumatycznych i jest żywo zainteresowanych ofertą rynku w tym zakresie. W skład jubileuszowej ekspozycji osiemdziesiątej edycji czerwcowych targów przemysłowych - oprócz Salonu HAPE wchodzą: MACH-TOOL – Salon Obrabiarek i Narzędzi, METALFORUM – Salon Metalurgii, Hutnictwa, Odlewnictwa i Przemysłu Metalowego, SURFEX – Salon Technologii Obróbki Powierzchni, TECHNOGAZ – Salon Gazu i Nafty, TRANSPORTA oraz WELDING – Salon Spawalnictwa. Swoją ofertę przedstawią również najlepsze jednostki naukowo-badawcze badawczo-rozwojowe zgromadzone w Salonie Nauka dla Gospodarki, m.in. instytuty prowadzące badania nad najnowszymi technologiami dla kolejnictwa.

Organizatorzy zapraszają na stronę internetową Salonu HAPE (www.hape.mtp.pl), gdzie zamieszczane są informacje na temat ekspozycji i programu wydarzeń. Tutaj znajduje się też formularz rejestracyjny dla zwiedzających- jego wypełnienie pozwoli na skrócenie czasu załatwiania formalności podczas wstępu na targi.

Urządzenie do transportu materiałów sypkich

Firma PIAB przedstawia nowe, niewielkie urządzenia do transportu materiałów sypkich typu C2100-64 wykorzystujące technologię COAX®.

Oszczędne urządzenia transportowe wymagające niewielkiej przestrzeni

Firma PIAB, globalny lider przemysłowej techniki próżniowej, przedstawia swoje najnowsze rozwiązanie transportowe – urządzenie C2100-64. Dzięki konstrukcji łączącej niewielkie wymiary z dużymi możliwościami C2100-64 zapewnia cichy i higieniczny transport materiałów sypkich w pomieszczeniach niskich lub o ograniczonej przestrzeni.

Urządzenie transportowe C2100-64 wykorzystuje wielostopniową technologię COAX®, zużywając mniej powietrza i energii, niż jakiekolwiek inne, aktualnie dostępne urządzenie zasilane sprężonym powietrzem. Konstrukcja urządzenia pozwala na zwiększenie przepływu podciśnienia o 25% bez zwiększania zużycia energii. Ponieważ urządzenie zasilane jest pompami wykonanymi w technologii COAX®, C2100-64 może w transporcie proszków i granulatów osiągać wydajność 1,0-1,5 ton/godz.

Zbudowane ze stali nierdzewnej AISI 316L (EN 1.4404) urządzenie transportowe PIAB C2100-64 jest odporne na działanie najbardziej niekorzystnych warunków pracy. C2100-64 może być wyposażone w filtr Mahle, polecany dla proszków o wielkości cząstki 0,5 mikrona i większych, w zależności od właściwości samego materiału. Urządzenie pracuje przy ciśnieniach zasilania 0,4-0,6 MPa i zakresie temperatur 0-60°C.

O firmie PIAB

Założona w 1951 roku firma PIAB projektuje innowacyjne rozwiązania, które zwiększają produktywność i środowisko pracy użytkowników próżni na całym świecie. PIAB jest producentem kompletnej linii pomp próżniowych, akcesoriów próżniowych, urządzeń do transportu próżniowego materiałów sypkich oraz przyssawek do zróżnicowanych procesów zautomatyzowanego przenoszenia materiałów i automatyzacji produkcji. COAX® jest zaawansowaną technologią wytwarzania podciśnienia za pomocą sprężonego powietrza. Wkłady ssące COAX® są mniejsze, wydajniejsze i bardziej niezawodne niż konwencjonalne eżektory oraz mogą być integrowane bezpośrednio w maszynach. W efekcie pozwala to na projektowanie elastycznych systemów próżniowych o modułowej budowie.

Więcej informacji o produktach próżniowych firmy PIAB znajdziecie Państwo na naszej stronie www.piab.pl.

Norgren zmieniło biuro

Firma Norgren z dniem 25.02.2008 zmieniła swoją siedzibę: biuro i magazyn. Przeniosła się do nowego budynku o łącznej powierzchni 600 m^2, z czego magazyn będzie zajmował 400 m^2.

Od 25 lutego wszelka korespondencja powinna być kierowana na nowy adres firmy NORGREN: ul. Zwoleńska 94A, 04-761 Warszawa. Jest to urocza okolica w Międzylesiu, południowo-wschodniej dzielnicy Warszawy.

Nasz nowy pełen adres:
NORGRENPOLSKA
Oddział IMI International Sp. z o.o.
ul. Zwoleńska 94A, , 04-761 Warszawa;
tel. +48 22 518 95 30, fax+48 22 518 95 31,
e-mail: biuro@norgren.pl
Zapraszamy do odwiedzenia naszej nowej siedziby. Więcej szczegółów na www.norgren.pl.

Nowość firmy Atlas Copco

Filtry sprężonego powietrza niezawierające silikonu dla przemysłu lakierniczego

Firma Atlas Copco, znany i ceniony na rynku producent urządzeń do wytwarzania i uzdatniania sprężonego powietrza, wprowadza na rynek nową serię filtrów sprężonego powietrza o oznaczeniu SFA, przeznaczonych głównie dla lakierni i malarni.

Ważnym problemem, występującym w procesie malowania i lakierowania jest odpowiednie oczyszczenie sprężonego powietrza z wody, olejów, cząstek stałych, jak również gwarancja, iż powietrze to nie zawiera innych substancji niezgodnych z lakierem, takich jak silikon. Obecność tego typu zanieczyszczeń w sprężonym powietrzu dostarczanym do pistoletów rozpylających może być powodem zarówno defektów optycznych w nakładanej warstwie lakieru, jak i uszkodzeń samych narzędzi pneumatycznych. Uszkodzenia warstwy podłoża lakieru przez cząstki kurzu, silikonu lub innych substancji powodują obniżenie poziomu jego napięcia powierzchniowego poniżej poziomu napięcia powierzchniowego powłoki lakieru, doprowadzając do powstawania tzw. kraterów, które są zaczątkiem szkód spowodowanych korozją. Odpowiednia filtracja sprężonego powietrza za pomocą filtrów niezawierających silikonu zapobiega przedostawaniu się do lakierowanego podłoża niepożądanych substancji.

Grupa filtrów SFA została specjalnie zaprojektowana do oczyszczania sprężonego powietrza przeznaczonego do pistoletów lakierniczych, jak również innych aplikacji, wymagających powietrza najwyższej jakości.

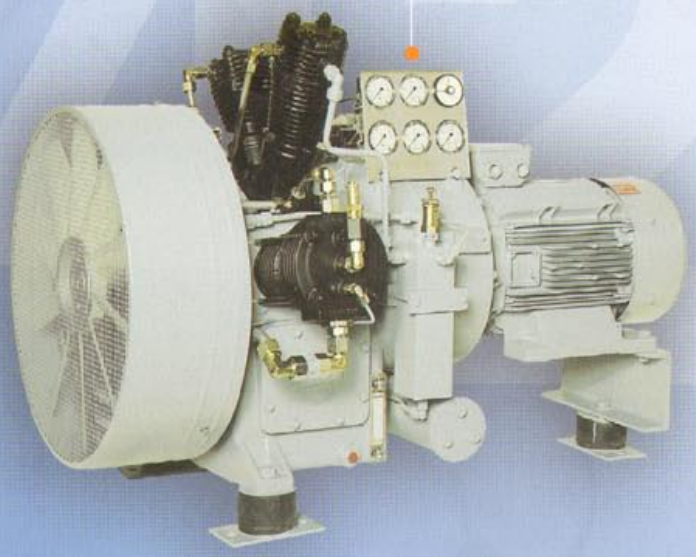
W ofercie znajduje się pięć typów filtrów o różnych możliwościach filtracji. Filtr typu DD SFA to filtr uniwersalny, zapewniający ochronę podstawową, filtry typu DDp SFA i PDp SFA to filtry pyłowe, filtr typu PD SFA to wysoce efektywny filtr do usuwania kurzu, płynów i aerozoli ze sprężonego powietrza, natomiast filtr typu QD SFA to filtr z węglem aktywnym pochłaniający opary i zapachy oleju.

Wszystkie elementy filtrów zostały wykonane z materiałów najwyższej jakości, dzięki czemu są one odporne na wysokie temperatury występujące w lakierniach – wszystkie filtry typu DD SFA, PD SFA, DDp SFA, PDp SFA mogą pracować w temperaturze otoczenia do 65 °C.

Dzięki zamontowanym na filtrach przyrządom mierzącym spadek ciśnienia oraz automatycznym lub manualnym spustom kondensatu obsługa filtrów jest bardzo prosta. Opcjonalnie filtry DD SFA, PD SFA, DDp SFA, PDp SFA mogą zostać wyposażone w przełącznik beznapięciowy, zamykany po osiągnięciu określonego spadku ciśnienia, który może służyć do zdalnego sterowania i generowania alarmów. Rozwiązania te pozwalają zarówno na obniżenie kosztów wytworzenia sprężonego powietrza (spadki ciśnienia powodują wzrost zużycia energii elektrycznej), jak i dają użytkownikowi pewność, iż instalacja funkcjonuje w sposób optymalny.

ALMiG
since 1923

J.P. SAUER & SOHN
MASCHINENBAU GMBH & CO.



sprężarki
wysokociśnieniowe
do 420 bar

sprężarki
śrubowe
do 500 kW

AG Kompressoren Polska S.A.
02-288 Warszawa, ul. K. Kolumba 22
tel./fax: (0 22) 868 00 33
almig@almig.pl
www.almig.pl

Oddziały:

80-717 Gdańsk
ul. Miałki Szlak 4/8
tel. 0 609 878 703

60-479 Poznań
ul. Strzeszyńska 33
tel. 0 609 878 713

44-207 Rybnik
ul. Gliwicka 109
tel. 0 609 888 978

51-642 Wrocław

TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Sukces Hannover Messe 2008

Na tegorocznych HANNOVER MESSE 2008, odbywających sie 21–28 kwietnia odnotowano znaczny wzrost liczby uczestników i wiele przełomowych technologii.

- 200 tysięcy zwiedzających – wzrost ponad 30%;
- Energetyka, automatyka przemysłowa i robotyka, badania i rozwój oraz inicjatywa promująca młodych inżynierów – trafny wybór wiodących obszarów imprezy;
- Prezentacja Japonii – tegorocznego partnera targów, jako kraju fascynujących innowacji i światowego lidera technologicznego;
- Udana premiera Power Plant Technology – Targów Innowacyjnych Rozwiązań dla Elektrowni i Zakładów Energetycznych;

Najbardziej wyrazistym symbolem tegorocznych targów była, zaprezentowana w hali 27, czterometrowa wieża EnergyTower, z której codziennie strzelały w niebo błyskawice pod napięciem kilku milionów woltów. Tak spektakularna i pełna energii była zakończona właśnie edycja HANNOVER MESSE. Wiodące międzynarodowe targi przemysłowe potwierdziły w oczach wystawców i zwiedzających swą pozycję jako najważniejszego światowego wydarzenia technologicznego. Książki zleceń firm z branży po brzegi wypełnione są zamówieniami, a prognozy organizacji przemysłowych dotyczące koniunktury w branży wyglądają nadzwyczaj optymistycznie – bilans tegorocznej imprezy jest więc wyjątkowo pozytywny.

Wybór energetyki, automatyki przemysłowej i robotyki, badań i rozwoju oraz inicjatywy promującej młodych inżynierów na wiodące obszary targów okazał się słuszny: tematy te cieszyły się ogromnym zainteresowaniem. Liczby mówią same za siebie: na tegoroczną edycję targów przyjechało 200 tysięcy odwiedzających – o ponad 30% więcej niż na porównywalną edycję HANNOVER MESSE 2006.

„Goście imprezy zafascynowani byli zaprezentowanymi na niej nowościami" – powiedział Sepp D. Heckmann, prezes zarządu Deutsche Messe AG, na konferencji prasowej podsumowującej targi. Potwierdził też, że HANNOVER MESSE to najlepszy barometr sytuacji w branży, wyznacznik globalnych trendów i platforma transferu technologii. To również forum prezentacji innowacyjnych rozwiązań i premier produktowych, a także jedyna w swoim rodzaju inspiracja do rozwoju myśli naukowej i nawiązywania międzynarodowych partnerstw. Prognozy uczestników imprezy dotyczące rozwoju branż przemysłowych nie pokrywają się z dość umiarkowanymi wyliczeniami niemieckiego ministerstwa gospodarki, które przewiduje na rok 2009 wzrost o 1,2%. Są znacznie bardziej optymistyczne. *Firmy z różnych sektorów przemysłu wyjeżdżają z targów z zapełnionymi portfelami zamówień na rok 2008 i z przekonaniem, że rok 2009 będzie bardzo udany* – mówi Sepp D. Heckmann. – *Uczestnicy imprezy bardzo pozytywnie oceniają koniunkturę w branży i nie przewidują, by sytuacja ta miała się zmienić.* Wyniki ankiet przeprowadzonych

wśród wystawców jasno wskazują na to, że firmy oceniają sytuację gospodarczą branży jako stabilną i bardzo dobrą.

Prezes zarządu Deutsche Messe przeanalizował rozwój targów w ciągu ostatnich kilku lat: *Zdobyliśmy wiele cennych doświadczeń i byliśmy w stałym kontakcie z naszymi wystawcami i gośćmi, a wprowadzane zmiany i ulepszenia były wynikiem naszego dialogu. Ten nakład pracy z pewnością się opłacił: o zakończonych właśnie targach możemy z pełnym przekonaniem powiedzieć, że były sukcesem pod każdym względem.* Dobrze widać to po przeanalizowaniu danych dotyczących gości tegorocznej imprezy. W tym roku do Hanoweru przyjechało w charakterze zwiedzających niemal 180 tysięcy specjalistów z branży – czyli o 25% więcej niż w roku 2006. Aż o 20% wzrosła liczba osób decyzyjnych: było ich w tym roku około 127 tysięcy. Jeśli chodzi o gości z Niemiec, liczniej reprezentowane było południe kraju oraz Nadrenia-Westfalia. Po raz kolejny odnotowano też wzrost liczby zwiedzających z krajów Unii Europejskiej. W pierwszej dziesiątce krajów, z których przyjechało najwięcej osób, są też w tym roku Chiny, Indie i Japonia. Jeśli chodzi o podział według branż, to prym wiódł w tym roku sektor elektroniki i elektrotechniki oraz sektor budowy maszyn. Szczególnie duży wzrost liczby gości odnotowano w przypadku energetyki i branży samochodowej. Przybyło też znacznie więcej niż w latach ubiegłych przedstawicieli przemysłu chemicznego.

Dietmar Harting z firmy HARTING KGaA, przewodniczący rady wystawców, tak podsumował tegoroczną imprezę: *Targi HANNOVER MESSE również tym razem były najważniejszym wydarzeniem roku dla firm wszystkich branż przemysłu. Wypracowaliśmy konkretne strategie dotyczące najważniejszych dla nas kwestii – takich, jak choćby zarządzanie energią i ograniczenie jej zużycia. Dostaliśmy konkretne odpowiedzi na nurtujące nas pytania. Nacisk na auto-*

matykę przemysłową okazał się bardzo dobrym wyborem – dostarcza ona bowiem rozwiązania dla firm z niemal wszystkich sektorów. Wystawcy i organizacje branżowe zdobyły na HANNOVER MESSE bezcenną wiedzę o trendach rynkowych i kierunkach rozwoju branży. Uczestniczyliśmy w największym światowym wydarzeniu branżowym i na własne oczy zobaczyliśmy, jaki potencjał tkwi w poszczególnych sektorach przemysłu.

W ramach HANNOVER MESSE 2008 odbyło się dziesięć wiodących specjalistycznych imprez targowych. 5100 wystawców z ponad 60 krajów świata zaprezentowało innowacyjne rozwiązania i pokazało osiągnięcia światowego przemysłu. Wszystkie niemal firmy uczestniczące w targach podkreślały, że udało im się nawiązać wiele c ennych kontaktów biznesowych. Liczba pozyskanych na targach potencjalnych klientów wzrosła o 15-20% w porównaniu z rokiem 2006. Według danych z ankiet na targach nawiązano w sumie ponad 3,2 miliona kontaktów biznesowych.

Kluczowe obszary tematyczne tegorocznej imprezy dobrano na podstawie sygnałów z rynku i z uwzględnieniem aktualnych tendencji. Energetyka, efektywność energetyczna, automatyka przemysłowa oraz badania i rozwój były w centrum uwagi gości tegorocznych targów. Obszar poświęcony energetyce stał się ważną dla branży platformą prezentacji nowych technologii i wyznacznikiem nowych trendów. Bardzo udana okazała się też premiera Power Plant Technology – Targów Innowacyjnych Rozwiązań dla Elektrowni i Zakładów Energetycznych. Tegoroczny kongres WORLD ENERGY DIALOGUE, który odbył się pod hasłem „Elektrownie i sieci energetyczne przyszłości", poświęcony był prezentacji najnowszych trendów w branży. Nie zabrakło też w tym roku inicjatywy mającej

na celu pokazanie rozwiązań pozwalających ograniczyć zużycie energii w procesach przemysłowych. Zorganizowano ją we współpracy ze Związkiem Niemieckich Producentów Maszyn i Urządzeń VDMA oraz Związkiem Przemysłu Elektrotechnicznego i Elektronicznego ZVEI.

Słuszną decyzją okazało się rozszerzenie tematyki targów o roboty mobilne i systemy autonomiczne. Tu prym wiodła Japonia, kraj partnerski tegorocznej edycji targów, która pokazała liczne zaawansowane technicznie rozwiązania. Roboty obecne były w wielu obszarach HANNOVER MESSE 2008 – cieszyły się one ogromnym zainteresowaniem zarówno ekspertów z branży, jak i młodych specjalistów. Rzesze widzów przyciągnęły zarówno roboty przemysłowe w Centrum Zastosowań „Application Parc", jak i grające w piłkę nożną humanoidy, biorące udział w RoboCup German Open.

Dalszy, dynamiczny rozwój przemysłu zależy od tego, ilu młodych inżynierów uda się zainteresować tą tematyką i wykształcić w kierunkach technicznych. Zapotrzebowanie na specjalistów jest bardzo duże – odpowiedzią na to była inicjatywa TectoYou. Wzięło w niej udział ponad 20 tysięcy młodych ludzi. Miała ona na celu poinformowanie ich o możliwości kariery w zawodach technicznych i udzielenie im rzetelnych informacji. Ważną częścią TectoYou 2008 była możliwość zwiedzenia przez uczniów i studentów terenów targowych i poszczególnych obszarów z przewodnikiem. *Dzięki TectoYou udało nam się zainteresować młodych ludzi zawodami inżynierskimi* – podsumował Sepp D. Heckmann. – *W młodzieży tkwi duży potencjał, który powinniśmy rozwijać.*

Targi HANNOVER MESSE 2009 odbędą się od 20 do 24 kwietnia. W ich ramach będzie można odwiedzić czternaście wiodących imprez specjalistycznych. Dodatkowe cztery wydarzenia zaplanowane na rok 2009 to Motion, Drive & Automation – Międzynarodowe Targi Techniki Napędów i Technologii Płynów, Surface Technology – Międzynarodowe Targi Technologii Obróbki Powierzchniowej, ComVac – Międzynarodowe Targi Technologii Próżniowej i Sprężonego Powietrza oraz całkowita nowość: Wind – Targi Energii Wiatrowej (w ramach Energy – Międzynarodowych Targów Energetyki). Na kraj partnerski HANNOVER MESSE 2009 wybrana została Korea.

Pomiar przecieków powietrza w instalacji pneumatycznej

przy wykorzystaniu dysz wzorcowych

Ryszard Dindorf, Paweł Łaski, Jakub Takosoglu

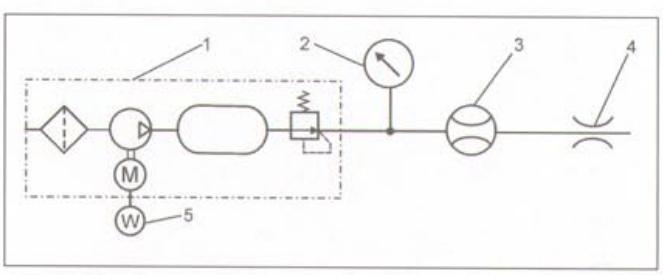
W Unii Europejskiej realizowane są programy dotyczące efektywnego i racjonalnego wytwarzania i wykorzystania sprężonego powietrza (*Compressed Air Efficiency*) [3]. Realizowany jest również program *Motor Challenge*, który ma na celu wspieranie zakładów przemysłowych w zwiększaniu efektywności zużycia energii elektrycznej w różnych systemach napędowych, m.in. sprężarkach [5].

Szacuje się, że energooszczędne układy napędowe mogą w skali rocznej przynieść Europie oszczędności zużycia energii elektrycznej rzędu 200 mld kWh oraz zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych o 100 milionów ton [6]. Producenci i konstruktorzy systemów pneumatycznych podejmują szereg działań, których celem jest zmniejszenie zużycia energii sprężonego powietrza przez poprawę sprawności sprężarek, ograniczenie strat ciśnienia i przecieków w instalacjach pneumatycznych. Wprowadza się także optymalizację zużycia sprężonego powietrza oraz energooszczędne metody sterowania układów pneumatycznych [1]. Do racjonalizacji zużycia energii w układach pneumatycznych prowadzi: zmniejszenie zużycie energii elektrycznej w napędach sprężarek (poprawa sprawności sprężarek, ograniczenie przecieków); ograniczenie strat energii w instalacjach pneumatycznych; usprawnienie konstrukcji i sterowania napędów pneumatycznych; zwiększenie sprawności sterowania pneumatycznego oraz wprowadzenie nowych energooszczędnych metod sterowania; zmniejszenie kosztów wytwarzania elementów pneumatycznych oraz obniżenie kosztów materiałowych; zminimalizowanie zapotrzebowania energetycznego, zmniejszenie wydajności i czasu zadziałania elementów pneumatycznych; miniaturyzacja elementów i układów pneumatycznych – mikropneumatyka.

W instalacjach pneumatycznych zakładów produkcyjnych prawdopodobny jest wyciek dochodzący do 20% wytworzonego sprężonego powietrza. Ponieważ przecieki są nieuniknione, dlatego dopuszcza się występowanie przecieków w zależności od wielkości sieci sprężonego powietrza, np. w małych sieciach (warsztaty, laboratoria) dopuszczalny jest 5% przeciek, a w dużych sieciach (odlewnie, huty, elektrownie) nawet do 15%. W technice nie ma pojęcia szczelności bezwzględnej, ponieważ szczelność jest zawsze związana z wymaganiami określonymi przez normy, przepisy lub warunki pracy. Nieszczelności w przemysłowych systemach sprężonego powietrza mogą być spowodowane różnymi czynnikami, np. niedokładnością wykonania i montażu, starzeniem, korozją, uszkodzeniem elementów instalacji pneumatycznych. Najczęstszymi miejscami wycieków sprężonego powietrza są: połączenia instalacji (złączki, przewody), filtry, regulatory ciśnienia, zawory bezpieczeństwa, zawory odcinające, zawory spusty kondensatu, zbiorniki, a także czynności związane z łączeniem i rozłączaniem przewodów pneumatycznych. Duże przecieki są bardzo łatwe do zlokalizowania i usunięcia, natomiast małe i bardzo małe przecieki są trudne do wykrycia i zlokalizowania, nawet przez czułe przyrządy akustyczne. Do wykrycia i zlokalizowania przecieków stosuje się odpowiednie metody (próby) szczelności, które należą do badań wymagających dużej wiedzy i doświadczenia badawczego. Istnieje wiele metod przeprowadzania prób szczelności w instalacjach sprężonego powietrza. Najczęściej stosowane są metody [7]: manometryczna, pęcherzykowa, akustyczna, chemiczna, penetracyjna, halogenowa, spektrometryczna, cieplno-przepływowa. W próbach szczelności elementów pneumatycznych stosuje się klasyfikację alternatywną: pozytywna – szczelny lub negatywna – nieszczelny [2]. W instalacjach pneumatycznych określa się dopuszczalne ilościowe przecieki w wartościach przepływu objętościowego lub względne przecieki, niezależnie od tego, czy przecieki występują w jednym czy w kilku miejscach.

Pomiary przecieków przez dysze wzorcowe

W Laboratorium Pneumatyki Zakładu Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach przeprowadzono pomiary przecieków sprężonego powietrza przez dysze wzorcowe o kalibrowanych otworach. Wyniki te posłużyły do oszacowania przecieku i strat energii w przykładowej instalacji pneumatycznej. Schemat układu pomiarowego przecieków przez dysze wzorcowe przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1 Schemat układu pomiarowego: 1 – sprężarka, 2 – manometr, 3 – przepływomierz termiczny masowy, 4 – dysza wzorcowa, 5 – watomierz

W próbie pomiarów przecieków wykorzystano sprężarkę tłokową Jun-Air 6-25 o parametrach: napięcie zasilania 230 V, częstotliwość zasilania 50 Hz, moc 0,34 kW, wydajność 50 dcm^3/min, wydajność skuteczna FAD 32 dcm^3/min, ciśnienie maksymalne 8 barów, objętość zbiornika 25 dcm^3, czas sprężania od 0 do 8 barów – 365 s.

Tabela 1 Wyniki pomiarów i obliczeń przecieku powietrza

Otwór wzorcowy d, ϕ mm	Ciśnienie początkowe p_p MPa	Ciśnienie końcowe p_k MPa	Różnica ciśnień Δp MPa	Czas trwania próby t_i s	Przepływ objętościowy q_{vi} dm^3/min
0,50	0,792	0,600	0,192	121	24,29
0,65	0,794	0,596	0,198	73	41,52
0,80	0,788	0,599	0,189	47	61,55
0,94	0,784	0,590	0,194	26	114,21

Najprostszą metodą określenia przecieku – przepływu objętościowego – jest pomiar spadku ciśnienia w zbiorniku sprężonego powietrza w określonym przedziale czasu, przy wyłączonej sprężarce, według wzoru [4]

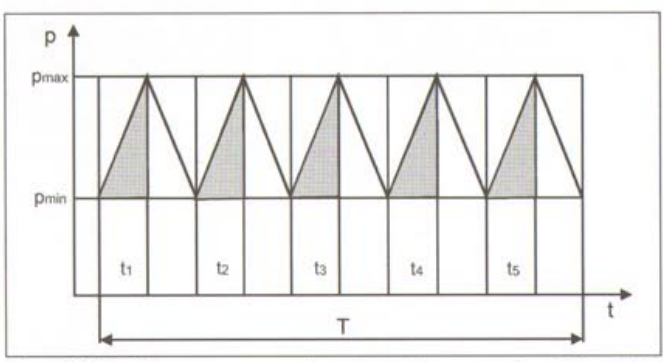
$$q_{vp} = \frac{V_z}{t} \frac{(p_p - p_k)}{p_a} \quad [\text{dm}^3/\text{min}] \qquad (1)$$

gdzie:
q_{vp} – przeciek objętościowy,
V_z – objętość zbiornika,
p_p – początkowe ciśnienie w zbiorniku,
p_k – końcowe ciśnienie w zbiorniku,
p_a – ciśnienie otoczenia – atmosferyczne,
t – czas trwania próby szczelności.

Metoda ta jest zalecana do pomiaru przecieku przez nieszczelności w instalacji pneumatycznej o objętości do 10% objętości zbiornika V_z [5].

Wyniki pomiarów i obliczeń przecieku powietrza przez wzorcowe dysze o kalibrowanych otworach dla ciśnienia otoczenia p_a = 980 hPa zamieszczono w tabeli 1.

Efektywną metodą określenia przecieków w instalacji pneumatycznej jest określenie stosunku sumarycznego czasu pracy sprężarki w kilku cyklach do czasu wypływu sprężonego powietrza przez dysze wzorcowe. W wyniku



Rys. 2 Przebieg przeprowadzania próby szczelności instalacji pneumatycznej

wypływu powietrza przez dysze wzorcowe, odzwierciedlające nieszczelności w instalacji pneumatycznej, sprężarka musi się częściej włączać. Podczas pomiarów przecieków mierzy się sumaryczny czas pracy sprężarki przy co najmniej pięciu jej włączeniach (patrz rys. 3). Do uśrednienia wyników pomiary powtarza się co najmniej 3 razy.

Do określenia względnego przecieku w instalacji pneumatycznej stosuje się wzór

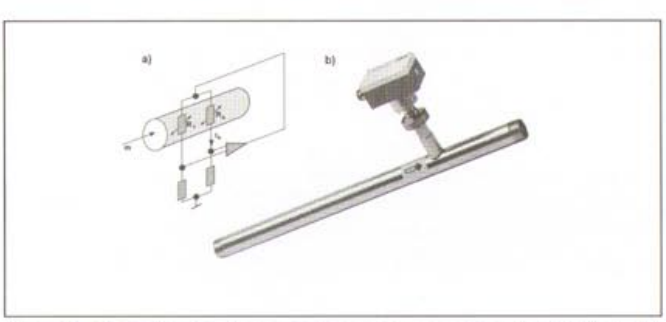
$$L = \frac{t_{sp}}{T} 100\% \qquad (2)$$

gdzie:
L – przeciek względny,
t_{sp} – sumaryczny czas pracy sprężarki,
T – czas trwania próby.

Ze względu na małą wydajność sprężarki i ograniczoną objętość zbiornika przeprowadzono pomiary względnego przecieku dla dwóch kalibrowanych średnic dysz wzorcowych. Dodatkowo, w celu określenia strat energii spowodowanych przeciekami, mierzono moc P_e silnika elektrycznego podczas pracy sprężarki. Wyniki pomiarów przecieku względnego zamieszczono w tabeli 2.

Pomiar przecieku za pomocą przepływomierza

Do pomiarów strumienia przepływu powietrza przez wzorcowe dysze zastosowano przepływomierz termiczny masowy Sensyflow D typ FTM200-D firmy ABB [8]. Jest to przepływomierz termanemometryczny, który działa na zasadzie pomiaru prędkości przepływu strumienia powietrza za pomocą czujnika z nagrzewaną warstwą, nazywanego cienkowarstwowym czujnikiem przepływu *HFA* (*Hot Film Anemometer*). W przepływomierzu termicznym sprężone powietrze opływa dwa rezystory R_h i R_T o dużej czułości termicznej, które umieszczone są w elektrycznym mostku pomiarowym. W wyniku dużej różnicy oporów rezystorów ($R_h << R_T$) rezystor R_h nagrzewa się do określonej temperatury, natomiast rezystor R_T ogrzewa się, odbierając ciepło przepływającego powietrza. W obwodzie elektrycznym regulowany jest prąd I_h w taki sposób, aby utrzymać stałą różnicę temperatur między nagrzewanym rezystorem R_h i temperaturą przepływającego powietrza. Moc elektryczna, wynikająca z oporu rezystora R_h, konieczna do kompensacji strat cieplnych i osiągnięcia stałej różnicy temperatur, jest proporcjonalna do prędkości przepływu powietrza. Im wyższa prędkość przepływu powietrza, tym większe są straty ciepła i większa moc elektryczna konieczna do uzyskania stałej różnicy temperatur. W obwodzie mostka kompensującego wpływ temperatury otoczenia zastosowano stałotem-



Rys. 3 Przepływomierz termiczny masowy Sensyflow D: a) układ pomiarowy, b) widok

Tabela 2 Wyniki pomiarów przecieku względnego

Otwór wzorcowy d_i mm	Czas pracy sprężarki t_{sp} s	Czastrwania próby T s	Przeciek względny L_i %	Średnia moc sprężarki P_e kW	Zużycie energii kWh
0,50	180	301	59,80	0,394	0,0197
0,65	480	553	86,80	0,379	0,0505

peraturowy czujnik przepływu *CTA* (*Constant Temperature Anemometr*). Czujnik ten kompensuje zmiany temperatury otoczenia, a przez to umożliwia uzyskanie bardzo dużej czułości przepływomierza termicznego masowego, który może służyć do pomiarów małych strumieni przepływu powietrza. Widok przepływomierza termicznego masowego Sensyflow D i schemat jego układu pomiarowego przedstawiono na rys. 3.

Parametry przepływomierza Sensyflow-D: średnica nominalna rury przepływowej 1", przepływ nominalny 165 kg/h i 125 Nm^3/h (2100 Nl/min), sygnał wyjściowy 4–20 mA, temperatura mierzonego strumienia powietrza -25–150 °C, maksymalne ciśnienie strumienia powietrza 1,6 MPa, temperatura otoczenia -50–70 °C, dokładność pomiaru < ± 1,8% wartości mierzonej, powtarzalność pomiarowa < ± 0,25% wartości mierzonej, czas narastania sygnału (stała czasowa termiczna) 500 ms. Wpływ temperatury na wynik pomiaru < 0,05% K wartości mierzonej, wpływ ciśnienia na wynik pomiaru ≤ 0,2%/100 kPa wartości mierzonej, spadek ciśnienia < 1 kPa. Napięcie zasilania 24 V AC/DC ± 10%, moc < 15 W.

Pomiar objętościowego strumienia powietrza za pomocą przepływomierza masowego termicznego Sensyflow-D w jednostkach Nl/min, Nl/s, Nm^3/h odniesiony jest do warunków normalnych fizycznych (p_n = 1013,25 hPa, T_n = 273,15 K, ρ_n = 1,293 kg/m^3). Zastosowany w układzie pomiarowym stałotemperaturowy czujnik *CTA* kompensuje zmiany temperatury otoczenia, ale nie kompensuje zmiany ciśnienia otoczenia. W związku z tym konieczna jest korekcja wyników pomiaru przepływu przez uwzględnienie ciśnienia otoczenia w warunkach pomiarowych. Do korekcji pomiaru przepływu stosuje się wzór

$$q_v = \frac{p_n}{p_a} q_{vn} = k_r q_{vn} \qquad (3)$$

gdzie:
q_v – przepływ objętościowy powietrza w warunkach pomiarowych,
q_{vn} – normalny przepływ objętościowy powietrza odczytany z przepływomierza odniesiony do warunków normalnych fizycznych,
p_n – normalne ciśnienie atmosferyczne,
p_a – ciśnienie otoczenia – atmosferyczne w warunkach pomiarowych,
k_r – współczynnik korekcyjny, $k_r = p_n/p_a$.
Wyniki pomiarów przecieku – przepływu objętościowego przez trzy dysze wzorcowe, odczytane z przepływomierza termicznego masowego oraz pomnożone przez współczynnik korekcyjny k_r = 1,034, zamieszczono w tabeli 3.

Podsumowanie

Przepływowi strumienia sprężonego powietrza w instalacji pneumatycznej towarzyszą straty energii związane z dyssypacją energii, stratami ciśnienia i przeciekami, które muszą być skompensowane przez dodatkowe zużycie energii do napędu sprężarki. Ograniczenie strat przecieków wymaga wykrycia i zlokalizowania, a następnie zlikwidowania lub ograniczenia przecieków sprężonego powietrza. W artykule przedstawiono ilościowe metody pomiaru przecieków sprężonego powietrza w instalacjach pneumatycznych przy wykorzystaniu dysz wzorcowych o kalibrowanych otworach, które mają odzwierciedlać wartości nieszczelności występujące w tych instalacjach. W próbach pomiaru przecieku zastosowano dwie metody pośrednie oraz jedną metodę bezpośrednią. Pośrednie metody pomiarów przecieków polegały na pomiarze spadku ciśnienia w zbiorniku sprężonego powietrza w określonym przedziale czasu oraz z określeniem stosunku czasu pracy sprężarki w kilku cyklach do czasu wypływu sprężonego powietrza przez kalibrowane dysze wzorcowe. Metoda bezpośrednia polegała na pomiarze przecieku – przepływu objętościowego za pomocą przepływomierza masowego termicznego Sensyflow-D. Przedstawione metody i wyniki pomiarów przecieków przez wzorcowe dysze o kalibrowanych średnicach miały na celu przybliżenie metod ilościowego oszacowania przecieków i strat energii w przykładowej instalacji pneumatycznej. Oszacowanie przecieków przez nieszczelności w instalacjach pneumatycznych ma duże znaczenie praktyczne, ponieważ straty spowodowane przeciekami generują dodatkowe koszty oraz obniżają efektywność eksploatacji systemów sprężonego powietrza – napędów pneumatycznych.

Literatura
[1] Dindorf R.: System sprężonego powietrza w elektrofiltrach i instalacji usuwania suchego popiołu, Napędy i Sterowanie 2/2008.
[2] Dindorf R.: Próba szczelności elementów pneumatycznych, Pneumatyka 4/2007.
[3] Dindorf R.: Energooszczędne sterowanie układami pneumatycznymi, Pneumatyka 2/2007.

Tabela 3 Wyniki pomiarów

Otwór dyszy wzorcowej d_i mm	Średni strumień powietrza z pomiarów q_{vni} Nl/min	Rzeczywisty strumień powietrza według wzoru (3) q_{vi} dem^3/min	Ciśnienie podczas przeprowadzania pomiaru p MPa
0,65	5,4	5,58	0,662
0,80	21,25	21,96	0,662
0,94	31,85	32,93	0,662

[4] Druckluft Kompressoren. Boge Kompressoren, Bielefeld.
[5] European Program Motor Challenge. Hans De Keulenaer, European Copper Institute (ECI), Brussels, Belgium.
[6] Granosik G., Borenstein J.: Minimizing air consumption of pneumatic actuators in mobile robots. IEEE International Conference on Robotics and Automation, New Orleans, LA., April 26-May 1, 2004.
[7] Hlebowicz J.: Badania szczelności urządzeń i instalacji technicznych. Poradnik. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
[8] Thermal Mass Flowmeter FMT200-D (Sensyflow D) for compressed air. ABB Ltd.

Streszczenie

W artykule przedstawiono metody pomiaru przecieków sprężonego powietrza w instalacjach pneumatycznych przy wykorzystaniu dysz wzorcowych o kalibrowanych otworach, które mają odzwierciedlać różne wartości nieszczelności występujące w tych instalacjach. W próbach pomiaru przecieku zastosowano metody pośrednie, polegające na pomiarze ciśnienia i czasu przepływu, oraz metodę bezpośrednią pomiaru strumienia objętościowego sprężonego powietrza za pomocą przepływomierza masowego termicznego Sensyflow-D.

Summary

Measurement of air leakage in pneumatic systems by means of calibrated ortifices

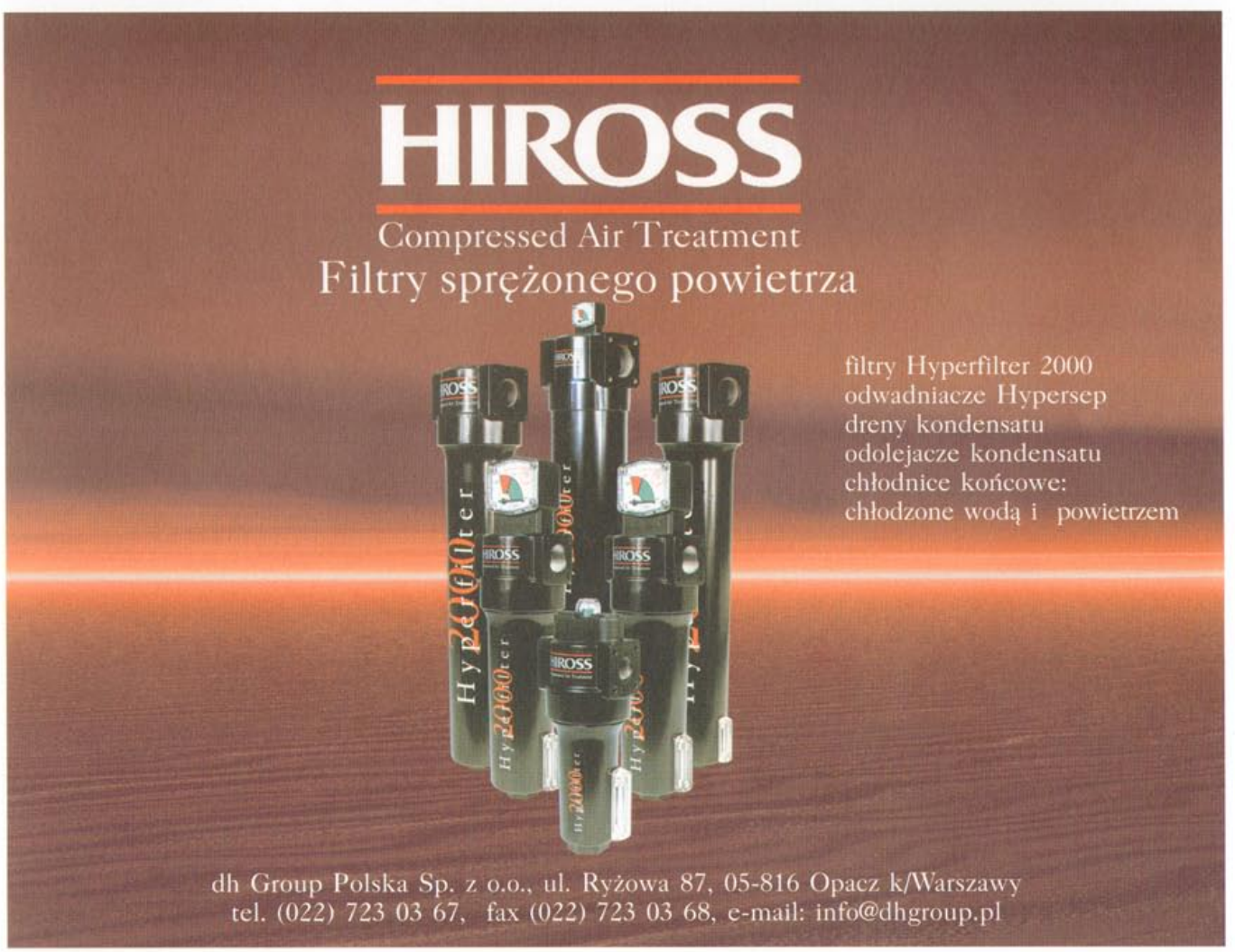
The paper presents measurement of compressed air leakage conducted by means of calibrated ortifices corresponding to typical leaks observed in pneumatic systems. the indirect method consisting in measurement of the compressed air outflow from the tank and the direct method involving the measurement of the compressed air flow througt the model ortifice by means of thermal mass flow meted Sensyflow-D were applied to measure leakage.

dr hab. inż. Ryszard Dindorf, prof. nadzw. PŚk
e-mail: dindorf@tu.kielce.pl, prof. nadzw. AGH
e-mail: dindorf@agh.edu.pl

dr inż. Paweł Łaski, e-mail: plaski@tu.kielce.pl

dr Jakub Takosoglu, e-mail: qba@tu.kielce.pl

Zakład Mechatroniki,
Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn,
Politechnika Świętokrzyska w Kielcach



Model typu „czarna skrzynka"

z charakterystyką kwadratową w analizie właściwości pomp i dmuchaw cz. II

Václav Tesař, Kazimierz Peszyński

W pracy [7], która może być traktowana jako pierwsza część tego artykułu, autorzy przedstawili podstawy modelowania elementów napędowych układów płynowych za pomocą modelu typu „czarna skrzynka.

Model ten określa charakterystykę obciążeniową jako zależność między zmienną wytężeniową i zmienną przepływową, wyznaczoną na podstawie danych eksperymentalnych. Podczas analizy przyjęto, że zmienną wytężeniową jest energia właściwa płynu e [J/kg] lub raczej jej spadek wzdłuż maszyny, czyli dyssypacja energii w maszynie. Zmienną przepływową jest natężenie przepływu płynu przez maszynę M[kg/s]. Analiza teoretyczna została potwierdzona badaniami eksperymentalnymi, przeprowadzonymi na dmuchawie pracującej przy różnych prędkościach obrotowych wirnika. Przedstawiono również sposób identyfikacji parametrów modelu, charakterystykę określającą moc maszyny oraz analizę obciążenia optymalnego.

Uogólniony opis bezwymiarowy

Kolejny krok w rozwoju kwadratowego modelu typu „czarna skrzynka" bazuje na przedstawieniu charakterystyki dmuchawy (maszyny przepływowej) w postaci bezwymiarowej. Ten rodzaj analizy, opisany w [2], oparty jest na wcześniejszym sposobie myślenia, przedstawionym w [6]. Analogicznie do modelu prezentowanego w [7], określana jest obciążeniowa charakterystyka maszyny, określająca zależność bezwymiarowej zmiennej wytężeniowej od bezwymiarowej zmiennej przepływowej.

Masowe natężenie przepływu $\dot{M}$ jest odniesione do wielkości charakterystycznej $\dot{M}_C$ wyznaczonej z prędkości liniowej u_Y zewnętrznej średnicy wirnika (rys. 3 [7]), powierzchni wirnika na wyjściu maszyny oraz objętości właściwej przepływającego płynu ν [m^3/kg]

$$\dot{M}_C = \frac{F_Y u_Y}{\nu} \tag{1}$$

gdzie

$$F_Y = \pi d_Y b_Y \tag{2}$$

Kolejną wielkością odniesienia, wykorzystaną podczas tworzenia modelu bezwymiarowego, jest parametr wytężeniowy (potencjalny), czyli różnica Δe energii właściwej płynu, która jest zwiększana wewnątrz dmuchawy. Jest to w zasadzie praca właściwa definiowana równaniem (8) [7]. Jeżeli przekrój w równaniu (4) [7] jest również określony równaniem (2), wówczas można napisać równanie określające dyssypację energii właściwej Q[m^2/kg^2] [7] w postaci:

$$Q = \frac{c_{DY}}{2}\left(\frac{\nu}{F_Y}\right)^2 \tag{3}$$

Wobec powyższego oraz z wykorzystaniem zależności określającej charakterystykę obciążeniową – wzór (3) [7] opis bezwymiarowy prowadzi do uogólnionego modelu w postaci

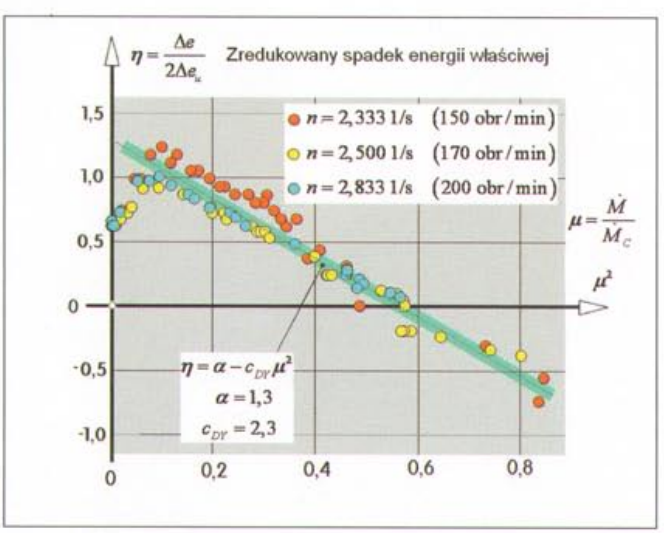
$$\eta = \alpha - c_{DY}\mu^2 \tag{4}$$

Fizyczne znaczenie pierwszego składnika w równaniu (4)

$$\alpha = \frac{a}{a_{rad}} = \frac{a}{2\Delta e_u} \tag{5}$$

może być rozumiane jako przybliżony opis sprawności przenoszenia energii z maszyny do płynu, z oczywistym ograniczeniem, że wejściowa wartość odniesienia a_{rad} nie jest dokładnie zgodna z wartością wyznaczoną w równaniu (8) [7], dla uproszczonego przypadku promieniowego kierunku łopatek wirnika.

Wykorzystanie tego modelu w postaci „bezwymiarowej czarnej skrzynki" przynosi istotną zaletę uogólnienia: równanie końcowe (4) dla danej konstrukcji maszyny przepływowej obowiązuje dla dowolnej prędkości napędowej. Jednakże należy zwrócić uwagę na uwarunkowania tego stwierdzenia. Przekształcenie wszystkich charakterystyk obciążeniowych w jedną krzywą może nie być dokładne dla bardzo małych liczb Reynoldsa, dla których można oczekiwać odchyleń c_{DY} od określonej jednej wartości, ze względu na zależność liczby Reynoldsa od składowej oporu tarcia.

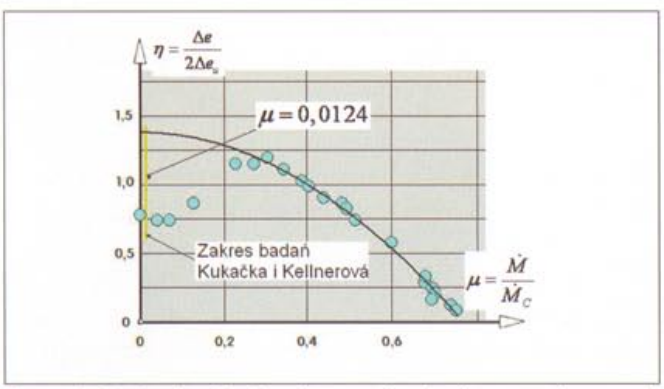


Rys. 1 Charakterystyka obciążeniowa we współrzędnych bezwymiarowych

W niniejszym przypadku uzyskane doświadczalnie dane dotyczące dmuchaw zostały przedstawione w postaci bezwymiarowej i wykreślone wspólnie na rys. 1. Zaleta modelu linowego przedstawionego na rys. 8 [7], gdzie zastosowano podniesione do kwadratu natężenie przepływu na osi odciętych, została wykorzystana również na rys. 1. Wyznaczenie μ^2 na osi poziomej przekształca opis bezwymiarowy w uproszczoną formę charakterystyki obciążenia, gdzie linia krzywa jest transformowana w linię prostą. Konkluzja prowadzi do wniosku, że oprócz obszaru przeciągniętego stosunkowo proste równanie (4) jest dobrym, uogólnionym opisem właściwości dmuchawy, który dostarcza istotnych inżynierskich informacji projektantom układów płynowych.

Na rys.1 przedstawiono uogólniony do postaci bezwymiarowej wykres, ilustrujący właściwości obciążeniowe badanej dmuchawy. Zaletą tego opisu jest sprowadzenie danych uzyskanych doświadczalnie, otrzymanych podczas trzech serii badań, do praktycznie jednej linii prostej. Szczególnie korzystne wydaje się określenie na osi poziomej kwadratu bezwymiarowego natężenia przepływu, ponieważ przekształca krzywą opisującą w linię prostą.

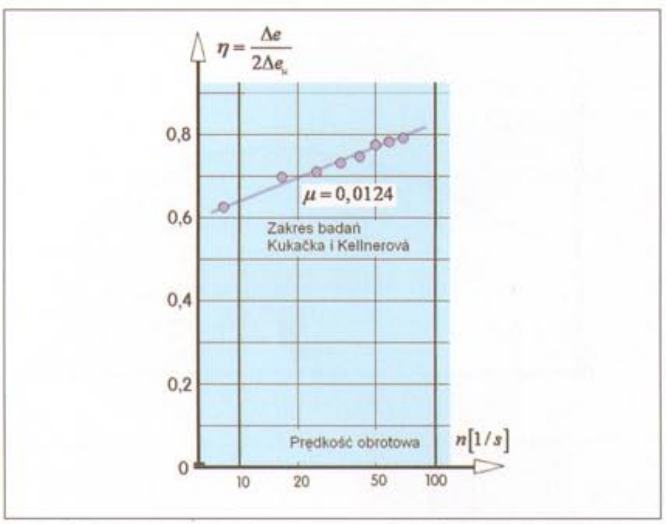
Dane doświadczalne wykazują również, że równanie (4) jest bardzo przydatne w obszarze bliskim obciążeniu optymalnemu, kończy swoją przydatność aplikacyjną dla bardzo małych wartości bezwymiarowego natężenia przepływu μ – w przybliżeniu dla wartości poniżej μ=0,08. To nie powinno jednak powodować praktycznych problemów. Dane eksperymentalne również wykazują, że duża względna wielkość strumienia przeciągniętego jest przede wszystkim następstwem użytkowania dmuchawy przy bardzo małych liczbach Reynoldsa. Jeżeli prędkość obrotowa (i również liczba Reynoldsa) wzrasta, to dane prezentowane na rys. 5 wykazują istotny wzrost energii właściwej w obszarze przeciągniętym, położonym bardzo blisko osi pionowej pokazanej na rys. 4. Jednakże nawet dla dość dużych prędkości wartości η pokazane na rys. 5 znajdują się poniżej idealnego punktu α=2,6 wyznaczonego na rys. 4. Oznacza to, że pozostaje mały obszar separacji w badanym przypadku. Jest to bez wątpienia efekt niewłaściwego nachylenia łopatek wirnika na wejściu, jak to zauważono wcześniej [7]. Łopatki wirnika są w analizowanym miejscu praktycznie promieniowe.



Rys. 2 Badania dla bardzo małych, bezwymiarowych natężeń przepływu

Na rys. 2 przedstawiono założenia szeregu badań, prowadzonych przez studentów Kukačka i Kellnerová [5], dla bardzo małych wartości bezwymiarowego natężenia przepływu μ, w celu określenia szczegółów spadku wielkości obszaru odseparowanego strumienia (obszaru przeciągniętego).

Wyniki tych badań przedstawiono na rys. 3. Ograniczenie obszaru przeciągniętego wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa (bez wątpienia w wyniku spadającej tendencji do odseparowania strumienia na łopatkach wirnika) jest tutaj udokumentowane zmierzonym wzrostem bezwymiarowej wejściowej energii właściwej płynu, podczas gdy liczba Reynoldsa (związana z prędkością obrotową) wzrosła relatywnie niewiele w strumieniu wyjściowym, jak to pokazano na rys. 2.



Rys. 3 Ograniczanie obszaru przeciągniętego wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa

Kryterialny parametr podobieństwa maszyn przepływowych

Jeszcze jednym, dodatkowym aspektem maszyn przepływowych analizowanym w pracy [2] jest podobieństwo parametrów geometrycznych oraz właściwości tych maszyn pomimo ich zróżnicowanych wielkości, prędkości oraz szczegółów konstrukcyjnych, wykazujących tę samą wartość bezwymiarowego współczynnika c_ω, określonego jako zredukowany współczynnik prędkości

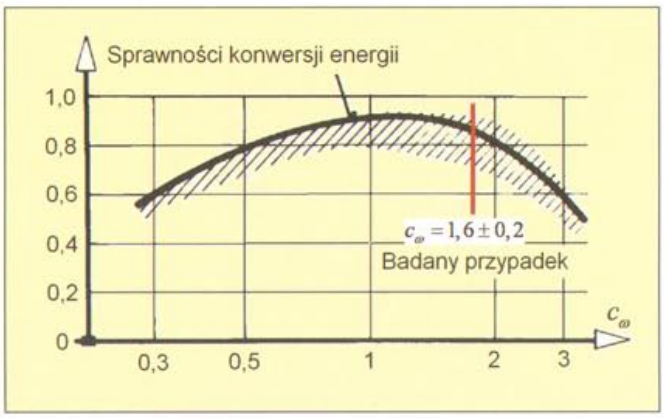
$$c_\omega = \frac{2\pi n\sqrt{\dot{M}_{opt}\nu}}{\left(\Delta e_{opt}\right)^{3/4}} \qquad (6)$$

zwany również prędkością zredukowaną. Przy porównywaniu dmuchaw należących do różnych rodzin (typoszeregów) oraz ogólnie roboczych maszyn przepływowych wielkość ta jest możliwa do wyznaczenia na podstawie wartości liczbowych uzyskanych na drodze doświadczalnej. Podczas badań nie stwierdzono, mimo że tego oczekiwano, identyczności tego parametru dla różnych typów dmuchaw. Istniał istotny rozrzut danych. Ostateczna wartość zredukowanego współczynnika prędkości, która mogła być przyjęta jak wielkość charakteryzująca badaną dmuchawę, wynosi

$$c_\omega = 1,6 \pm 0,2 \qquad (7)$$

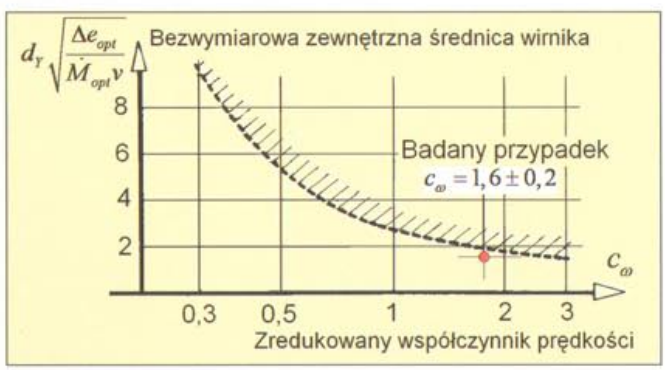
Po porównaniu z dostępnymi danymi dla innych maszyn przepływowych przedstawionymi w [6] jest to wartość, która klasyfikuje badaną dmuchawę jako maszynę prze-

znaczoną do pracy przy dużych prędkościach obrotowych. W porównaniu z danymi przedstawionymi przykładowo w [2], wartość z równania (7) dla badanego kształtu konstrukcyjnego jest wyższa od wartości, dla której można oczekiwać osiągnięcia wyższej sprawności – rys. 4. Jednakże oprócz oczekiwania maksymalnej sprawności istnieją inne właściwości, które są w ogólnym znaczeniu (z zauważalnym rozrzutem), zależne od liczbowej wartości zredukowanego współczynnika prędkości, co czasami uzasadnia odstępstwo od uzyskania maksymalnej sprawności przekształcania energii, w celu uzyskania dodatkowych korzyści.



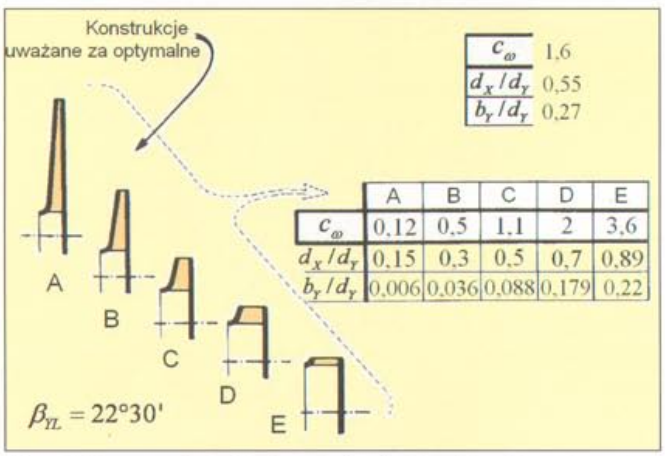
Rys. 4 Krzywa sprawności konwersji energii

Na rys. 4 przedstawiono dane zebrane z doświadczeń prowadzonych dla dużej ilości dmuchaw, pomp, ogólnie maszyn przepływowych przez wielu autorów (patrz również [6]). Z rys. wynika, że oczekiwane osiągnięcie najlepszych wyników przez maszyny występuje dla zredukowanego współczynnika prędkości o wartości $c_\omega \approx 1,2$. Ponieważ w otoczeniu wartości maksymalnej krzywa jest stosunkowo płaska (położenie maksimum zależy również od szczegółów konstrukcyjnych), konstrukcja badanej dmuchawy umożliwia osiągnięcie stosunkowo dobrej sprawności.



Rys. 5 Zależność bezwymiarowej względnej średnicy wirnika od zredukowanego współczynnika prędkości

Na rys. 5 przedstawiono zależność bezwymiarowej średnicy wirnika (porównaj rys. 3 [7]) od zredukowanego współczynnika prędkości. Zależność ta została określona na podstawie badań znacznej ilości maszyn przepływowych prowadzonych przez wielu autorów (patrz również [6]). Widoczna jest wyraźna zależność od zredukowanego współczynnika prędkości c_ω. Wybór większych wartości c_ω niż te, które odpowiadają maksimum sprawności (rys. 4), może być uzasadniony koniecznością konstruowania bardziej zwartych maszyn, mających mniejsze średnice wirnika. Charakterystyka przedstawiona na rys. 5 jest typową zależnością, z której wynika, że dmuchawy z dużym zredukowanym współczynnikiem prędkości mają mniejszą średnicę zewnętrzną d_Y wirników. Ta zależność jest również widoczna na kolejnym rysunku (rys. 6). Dla szeregu dmuchaw z różnymi wartościami współczynnika c_ω przedstawiono wartości stosunku średnicy wewnętrznej do średnicy zewnętrznej d_X/d_Y. Ponieważ średnica wewnętrzna d_X jest w istotny sposób zależna od średnicy przewodu wejściowego, wyższy c_ω ewidentnie oznacza mniejszą wielkość wirnika, a w konsekwencji mniejszą i bardziej zwartą budowę dmuchawy.



Rys. 6 Typowe kształty łopatek wirnika dla różnych wartości zredukowanego współczynnika prędkości

Na rys. 6 parametrem stałym jest kąt nachylenia wyjścia β_{YL}. W formie tabelarycznej zestawiono typowe kształty łopatek wirnika dmuchaw projektowanych, w celu zapewnienia efektywnego ich działania dla pięciu wartości zredukowanego współczynnika prędkości c_ω.

Konstrukcja badanej dmuchawy była najwyraźniej przeznaczona dla mniejszych wielkości współczynnika. Jest to widoczne z wykreślonego punktu danych dla badanej dmuchawy na rys. 5, który to punkt rzeczywiście jest położony poniżej zakreskowanego obszaru na wykresie. W rzeczywistości łopatki, jak to wynika z rys. 6, są w tej konstrukcji szersze, prawdopodobnie ze względu na konieczność uzyskania mniejszej średnicy niż ta, która mogła być oczekiwana dla konstrukcji uważanej za optymalną. Należy zauważyć, że kąt wyjścia łopatki β_{YL} w badanej dmuchawie różni się od konstrukcji uważanej za optymalną w porównywalnym obszarze dla dmuchaw na rys. 6, wobec czego porównanie ma charakter raczej orientacyjny.

Wnioski

Właściwości badanej dmuchawy są bardziej skomplikowane, niż oczekiwano ze względu na obecność występującego obszaru przeciągniętego, wynikającego z małych natężeń przepływu (małych liczb Reynoldsa). Jest to jednak obszar, który w zasadzie nie ma praktycznego znaczenia podczas zwyczajnej eksploatacji dmuchawy. Wobec tego model w postaci „czarnej skrzynki" o charakterystyce kwadratowej [2] może być traktowany jako bardzo użyteczny. Umożliwia on prostą i jednocześnie bardzo dobrą aproksymację analizowanych właściwości w postaci cha-

rakterystyki obciążeniowej oraz z punktu widzenia wydajności. Odchylenia od tego modelu są mniejsze niż typowy rozrzut danych uzyskiwanych podczas badań doświadczalnych.

Ważnym wnioskiem wynikającym z zaprezentowanej analizy, jest to, że model kwadratowy jest użyteczny dla bardzo małych liczb Reynoldsa. Jest użyteczny nawet wtedy, gdy zostanie wykorzystany tylko dla małej części krzywej obciążeniowej. Uogólnienie do postaci bezwymiarowej, praktycznie ekwiwalentne do uogólnienia przedstawionego w [2], jest przydatne do otrzymania uniwersalnej charakterystyki obciążeniowej, obowiązującej dla praktycznie dowolnej prędkości obrotowej.

W niniejszym artykule oraz w [7] przedstawiono kilka nowych metod analizy. Jedną z nich jest identyfikacja wartości parametrów modelu a oraz Q na podstawie danych eksperymentalnych. Kolejną jest metoda prezentacji wartości bezwymiarowych, tak przekształconych, że praktycznie spływają w jedną linię prostą.

Literatura

[1] Tesař V.: Mechanika tekutin pro 4-leté studijní obory, (Fluid Mechanics for 4-year curricula – in Czech), textbook CVUT in Prague, various editions 1983–1990

[2] Tesař V.: Fluidic Circuits, a chapter in „Microfluidics: History, Theory, and Applications, Editor W. B. J. Zimmerman, Springer- Verlag, Wien - New York, ISBN-10-3-211-32994-3, 2006, s. 255-304

[3] Tesař V.: Pressure-Driven Microfluidics, Artech House Publishers, Norwood, MA 02062 USA, ISBN-10: 1596931345, 2007, s. 410

[4] Tesař V., Peszyński K.: Nowoczesne mikropompy do obwodów strumieniowych, (Modern micropumps for fluidic circuits – in Polish), „Pneumatyka", nr 5, Vol. 54, ISSN 1426-6644, 2005, s. 35-39

[5] Tesař V., Kukačka L., Kellnerová R.: Vyšetřování charakteristik ventilátoru slouzícího jako zdroj pro experimentální zařízení k výzkumu šroubovicových nestabilit v proudící tekutině, Investigation of characteristics of a blower serving as the air source in a experimental rig for studies of helical instabilities in flowing fluid – in Czech, Proc. of Colloquium FLUID DYNAMICS, Institute of Thermomechanics Academy of Sciences of the Czech Republic, v. v. i., Prague, ISBN 978-80-87012-07-09, October 2007.

[6] Eck B.: Technische Stromungslehre, Springer-Verlag, Berlin, 1. Auflage 1944, 7. neubearbeitete Auflage 1966

[7] Tesař V., Peszyński K.: Model typu „czarna skrzynka" z charakterystyką kwadratową w analizie właściwości pomp i dmuchaw, Pneumatyka nr 4/65/2007, s. 27–32

prof. Ing. Václav Tesař CSc.,
Depatrment of Thermdynamics,
Institute of Thermomechanics of the Academy of Sciences of the Czech Republic, v.v.i.

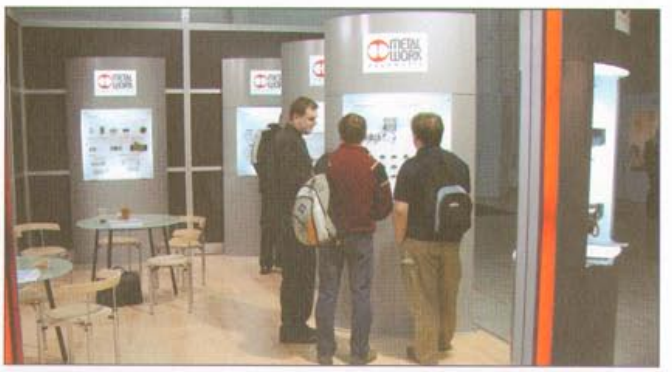
dr inż. Kazimierz Peszyński
Wydział Mechaniczny
Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy

PNEUMATICON 2008 – premierowa wystawa

Targi Pneumatyki, Hydrauliki, Napędów i Sterowań PNEUMATICON odbyły się w Kielcach po raz pierwszy – od 4 do 6 marca 2008 roku.

Tematykę wystawy stanowiły elementy oraz systemy pneumatyczne i hydrauliczne, sterowniki, napędy – układy, systemy automatycznego sterowania procesami z udziałem pneumatycznych i hydraulicznych elementów wykonawczych, roboty przemysłowe i manipulatory, techniki pomiarowe i laboratoryjne, elementy wyposażenia i części zamienne, usługi instalacyjne i naprawcze, usługi inżynierskie i projektowe, doradztwo techniczne, patenty i licencje.

Na wystawie pojawiło się liczne grono dostawców nowoczesnych komponentów i innowacyjnych rozwiązań w dziedzinie automatyki i pneumatyki przemysłowej oraz automatyzacji procesów. Spotkać można było ośrodki zajmujące się projektowaniem, wykonaniem i badaniem elementów i urządzeń pneumatycznych ogólnego przeznaczenia. Nie zabrakło również wiodącego w kraju



producenta pneumatyki siłowej i sterującej, którego wyroby stosowane są do automatyzacji procesów produkcyjnych oraz maszyn i urządzeń.

Targi PNEUMATICON stały się doskonałą okazją do rozmów, konsultacji i wymiany doświadczeń. W czasie wystawy można było także uzyskać porady z zakresu instalacji, napraw, usług inżynierskich, projektowych oraz technicznych.

Ciekawostką i hitem imprezy były między innymi małe rozdzielacze monoblokowe typu RSM11 i RSM11-1 o przepływie maks. 50 l/min i maks. ciśnieniu pracy 20 MPa, wytwarzane przez Zakład Produkcji Hydrauliki „Hydral". Nowościami pochwaliła się także kielecka Prema – producent siłowników pneumatycznych bezłtoczyskowych, wykonywanych w kooperacji ze znanym producentem szwajcarską firmą LANAMATIC. Siłowniki te produkowane są w zakresie średnic nominalnych D18 – D63, w różnych konfiguracjach, pozwalających na montaż układów

manipulacyjnych. Są one standardowo wyposażone w magnes do współpracy z czujnikami położenia tłoka. Części te mają również amortyzację krańcowych położeń suwaka.

Targom PNEUMATICON towarzyszyło dwudniowe seminarium „Innowacyjność i produktywność jako czynniki wzrostu konkurencyjności na rynku hydraulikii pneumatyki". Znaczną część seminarium poświęcono marketingowi, jako istotnemu czynnikowi konkurencyjności na europejskim rynku pneumatyki, analizie rentow-

ności klientów, jako narzędzia strategii konkurencyjnej przedsiębiorstwa oraz kooperacji międzynarodowej jako istotnego czynnika wzrostu konkurencyjności.

Premierowa wystawa na Targach Kielce zgromadziła 80 wystawców i prawie 1000 zwiedzających. Organizatorem imprezy były Targi Kielce oraz Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych. Patronat honorowy nad wystawą sprawowało Ministerstwo Gospodarki oraz Izba Gospodarcza Energetyki i Ochrony Środowiska.

Targi Kielce zaliczane są do ścisłej czołówki polskich ośrodków targowych, doskonale wpisują się w zapotrzebowanie klientów i stanowią doskonałą okazję do nawiązania kontaktów biznesowych. Sto tysięcy metrów kwadratowych powierzchni ekspozycyjnej, klimatyzowane pawilony oraz profesjonalna obsługa i stale poszerzająca się oferta, jak również położenie targów – na skrzyżowaniu największych dróg krajowych i międzynarodowych –to gwarancja powodzenia inwestycji.

5 marca wyświetlony został film „Niewygodna prawda" (laureat Oscara 2007 i dla autora – Ala Gore'a Nagroda Nobla w 2007r.), po którym nastąpiła część dyskusyjna pod hasłem „Porozmawiajmy o pogodzie".

Siłowniki pneumatyczne membranowe wielosprężynowe typu P5/R5

z integralnym ustawnikiem elektropneumatycznym

Opis i charakterystyka

Siłowniki typu P5/R5 przeznaczone są do sterowania pracą zaworów regulacyjnych. Stanowią one integralnie połączone zespoły: zespół pneumatyczno-mechaniczny (1) i zespół „inteligentnego" cyfrowego ustawnika elektropneumatycznego (2).

Fot .1 Siłowniki

Integralność połączenia polega na trwałym, uzyskanym w montażu połączeniu elementów ruchowych siłownika i ustawnika, zamocowaniu ich we wspólnej obudowie umożliwiającej ochronę przed wpływem czynników zewnętrznych oraz nieuprawnionej ingerencji. Zespoły przystosowane są wyłącznie do wzajemnej współpracy i nie mogą występować w innych konfiguracjach. Połączenie ruchowe obu zespołów uzyskuje się za pomocą przekładni zębatej: zębatki cylindrycznej trwale połączonej z trzpieniem siłownika i koła zębatego zamocowanego na osi ustawnika. Połączenie zębate wyposażone jest w element kasowania luzu zazębienia.

Zespół pneumatyczno-mechaniczny

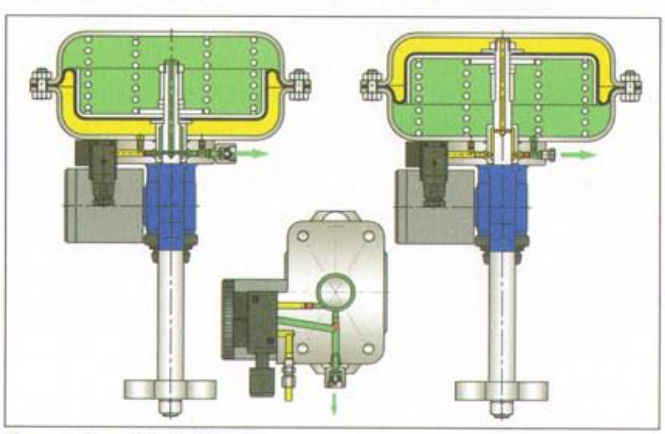
Między obudowami (3) znajduje się zespół membrany (4) oraz zestaw 3, 6 lub 12 sprężyn (5). W zależności od sposobu montażu siłownik może zmieniać działanie przy wzroście sygnału pneumatycznego: wysuwa trzpień (typ P5) lub cofa trzpień (typ R5). Wartość siły dyspozycyjnej siłownika zależy od ilości sprężyn oraz ich napięcia. Zmiana zakresów sprężyn jest uzyskiwana za pomocą odpowiedniego montażu elementów dystansowych.

Zasilanie powietrza doprowadzone jest do korpusu (6) siłownika. Dystrybucja powietrza sterującego między ustawnikiem a komorą ciśnieniową siłownika odbywa się kanałami (7, 8) wewnątrz korpusu i trzpienia siłownika w sposób przedstawiony na rys. 1. Siłownik nie ma zewnętrznych przewodów powietrznych, co zapewnia szczelność połączeń pneumatycznych oraz zabezpiecza przed uszkodzeniem ich w czasie transportu i eksploatacji. Istnieje możliwość całkowitego wyeliminowania kontaktu wnętrza siłownika z atmosferą otoczenia, w wyniku zastosowania zaworka zwrotnego (9) na odpowietrzeniu komory bezciśnieniowej (10) siłownika. Komora ta jest połączona jest z obudową ustawnika kanałem (11) i zasilana powietrzem używanym w ustawniku. Uniemożliwia to oddziaływanie czynników szkodliwych otoczenia (kurz, agresywne pary, wilgoć itp.) na elementy elastomerowe siłownika (membrana, uszczelnienia) i ma wpływ na zwiększenie trwałości i niezawodności wyrobu.

Siłownik jest przystosowany do pracy w środowisku korozyjnym i agresywnym chemicznie, elementy stalowe wykonane są ze stali kwasoodpornej lub chronione wysokiej jakości powłokami lakierniczymi.

Zwartą konstrukcję wyrobu uzyskano między innymi w wyniku bezdźwigniowego połączenia ustawnika z trzpieniem siłownika. Elementy te zabudowano w sposób uniemożliwiający uszkodzenie mechaniczne i zanieczyszczenie oraz niepowołany demontaż. Zwarta budowa oraz ograniczenie liczby elementów łączących i mocujących predestynuje ten wyrób do pracy w warunkach wstrząsów i wibracji mechanicznych. Siłownik jest wyposażony w mechaniczny, obrotowy wskaźnik otwarcia zaworu.

Istotną cechą siłowników P5/R5, unikalną na rynku tych produktów, jest możliwość zmiany sposobu działania siłownika (z funkcji „P" na „R" lub odwrotnie) oraz zmiany siły dyspozycyjnej – bez użycia dodatkowych części, a jedynie przez zmianę położenia elementów dystansowych (12) znajdujących się w siłowniku. Oczywiście nie dotyczy to przypadku, gdy należy zwiększyć liczbę sprężyn.

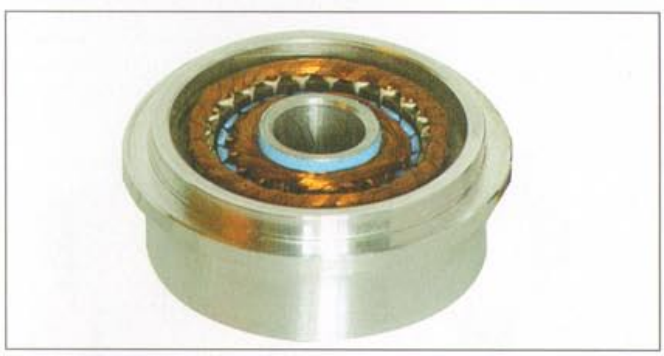


Rys. 1 Zasada działania

„Inteligentny", elektropneumatyczny ustawnik pozycyjny (pozycjoner)

Niniejsze opracowanie skupia się na szczegółach konstrukcji pozycjonera SPIROSTER 07B, które istotnie wyróżniają ten ustawnik spośród wyrobów innych producentów. Na rynku tym można wyróżnić proste pozycjonery analogowe oraz pozycjonery cyfrowe, wyposażone w procesor, w których grupie najwyższy poziom reprezentują pozycjonery „inteligentne", z bezstykowym pomiarem położenia i oprogramowaniem diagnostycznym, bazującym na cyfrowym pomiarze ciśnienia zasilającego siłownik. Zasadniczą trudnością przy konstruowaniu pozycjonerów jest pomiar położenia trzpienia siłownika. Pozycjonery najniższej klasy mierzą położenie mechanicznie jako sygnał zwrotny w układzie wzmacniacza indukcyjno-mechanicznego. Pozycjonery średniej klasy mierzą położenie trzpienia za pomocą potencjometru napędzanego przez odpowiednią przekładnię. Pozycjonery najwyższej klasy mierzą położenie za pomocą sprzężenia magnetycznego. Wszystkie sposoby pomiaru mają wady. W przypadku dwóch pierwszych jest to krótka żywotność mechaniczna i brak odporności na wibracje. W przypadku trzecim wadą jest wrażliwość na przemieszczające się w pobliżu czujnika masy metalu oraz trudności w zapewnieniu odpowiedniej kompatybilności elektromagnetycznej. Założeniem technicznym było skonstruowanie pozycjonera wyposażonego w bezstykowy układ pomiaru położenia trzpienia. Założono przy tym, że pomiar ma być tak precyzyjny, by nie trzeba stosować żadnych przekładni mechanicznych, oraz tak odporny na zakłócenia, żeby spełnione były najwyższe kryteria oceny kompatybilności elektromagnetycznej.

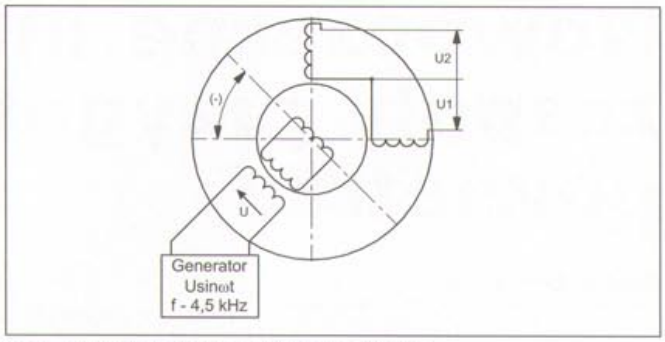
W konstrukcji ustawnika wykorzystano wieloletnie doświadczenie w dziedzinie projektowania i produkcji resolwerowych przetworników położenia. Resolwer jest to obrotowy element indukcyjny, dość rzadko spotykany w przemyśle cywilnym, za to nader często w awionice i przemyśle zbrojeniowym. Wynika to, z jednej strony, z precyzji i odporności na skrajne warunki środowiskowe tego czujnika, z drugiej, dość wysokiej ceny i skomplikowanego przetwarzania sygnału.



Fot. 2 Resolwer

Resolwer to miniaturowy obrotowy transformator, składający się ze stojana i wirnika. Na stojanie są nawinięte dwa uzwojenia przesunięte w fazie o 90°. Na wirniku jest nawinięte uzwojenie jednokierunkowe. Przetwarzanie odbywa się bezstykowo, sygnały pomiędzy stojanem a wirnikiem przepływają poprzez transformator pierścieniowy.

Istnieje wiele sposobów przetwarzania sygnału w resolwerze. Powszechnie znane są metody fazowe i amplitudowe. Zastosowana metoda, nazwana metodą iteracyjną, jest autorskim rozwiązaniem zagadnienia przetwarzania położenia. Pozwala ona w wyniku zastosowania skomplikowanego algorytmu na uzyskanie bardzo wysokiej dokładności przetwarzania niezależnej od zmian temperatury, częstotliwości i innych narażeń, jak wstrząsy i wibracje, zakłócenia środowiskowe, przy niemal nieograniczonej trwałości.



Rys. 3 Schemat elektryczny resolwera

Cechą wyróżniającą pozycjoner typu SPIROSTER są również jego bardzo małe wymiary. Miniaturyzacja była możliwa dzięki temu, że wysoka dokładność przetwornika położenia pozwoliła na uniknięcie montażu wewnętrznej przekładni mechanicznej. By osiągnąć jeszcze większy efekt miniaturyzacji, zastosowano elektroniczny druk czterowarstwowy.

Do pozostałych cech charakterystycznych ustawnika SPIROSTER należy zaliczyć:

- „inteligentny" algorytm pozycjonowania (FUZZY PID),
- sterowanie sygnałem 4...20 mA lub sygnałem transmisji obiektowej (HART, PROFIBUS),
- sygnał zwrotny 4...20 mA,
- sygnały binarne położeń krańcowych,
- sterowanie zdalne i lokalne,
- funkcję doszczelniania armatury przez docisk,
- funkcję automatycznego ustawiania położeń krańcowych,
- funkcję SPLIT RANGE,
- wewnętrzny regulator PID procesu regulacji,
- piezoelektryczny przetwornik elektropneumatyczny,
- swobodne kształtowanie charakterystyki regulacji.

Certyfikaty

Siłowniki pneumatyczne typu P5/R5 są zgodne z wymaganiami dyrektyw:

- 98/37/WE – dyrektywa maszynowa,
- 89/336/EWG – dyrektywa kompatybilności elektromagnetycznej, oraz normami zharmonizowanymi z wymienionymi dyrektywami.

Potwierdzenie tego faktu widnieje w deklaracji zgodności wyrobu. Prowadzone są prace w Głównym Instytucie Górnictwa, Kopalnia Doświadczalna „Barbara", nad uzyskaniem certyfikatu do stosowania wyrobu w warunkach zagrożenia wybuchem, zgodnie z wymaganiami dyrektywy przeciwwybuchowej 94/9/WE (ATEX100a), zaś dla ustawnika uzyskaniem potwierdzenia iskrobezpieczności EExibIICT6.

Artykuł promocyjny
Zakłady Automatyki POLNA SA, Przemyśl
Stanisław Jamroz
Główny Specjalista ds. Konstrukcji Wyrobów
s.jamroz@polna.com.pl

Nowoczesne inteligentne zespoły przygotowania powietrza

Stefan Dworzak

Tak jak w organizmach żywych krążąca krew dostarcza energii potrzebnej do egzystencji, tak w pneumatyce sprężone powietrze jest nośnikiem energii dla elementów wykonawczych maszyn i urządzeń – od sprężarki do napędu pneumatycznego.

Od jakości sprężonego powietrza zależy niezawodność i trwałość urządzeń technicznych wykorzystujących ten rodzaj energii. Z tego powodu dbałość o właściwą jakość oraz sterowanie parametrami tej energii jest, przy ogólnej tendencji podnoszenia efektywności pracy maszyn i minimalizacji kosztów wytwarzania, niezbędnym wymogiem naszych czasów.

Nowoczesne zespoły przygotowania powietrza, popularnie nazywane stacjami przygotowania powietrza, muszą gwarantować optymalne parametry i jakość dostarczanego powietrza. Jest ona inna dla prostych i złożonych urządzeń (stosowanych w przemyśle farmaceutycznym, elektronicznym, spożywczym itp.) o napędzie pneumatycznym.

Idea stacji przygotowania powietrza serii MS

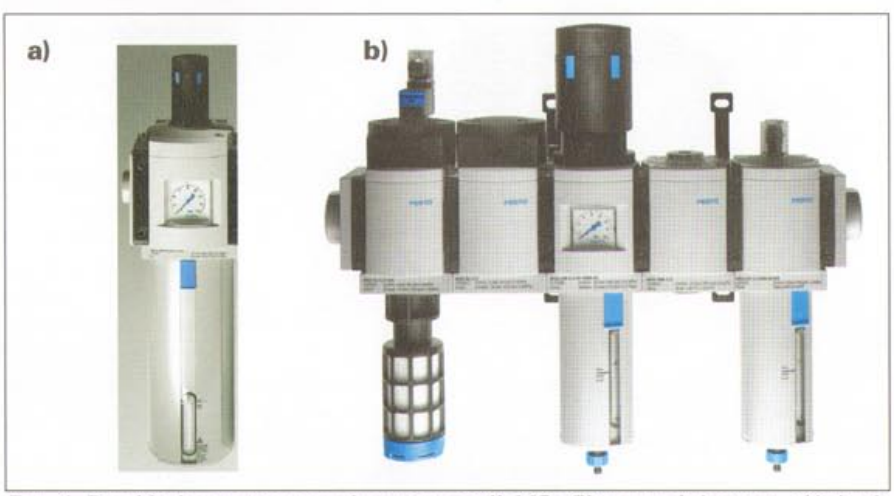
Od klasycznych, czysto mechanicznych rozwiązań zespoły serii MS firmy FESTO wyróżnia zastosowanie zintegrowanych mikroprocesorowych systemów pomiaru i sterowania. Dzięki temu możliwe jest kontrolowanie w sposób ciągły parametrów sprężonego powietrza oraz zdalne dokonywanie zmian tych parametrów (m.in. ciśnienia). Zastosowanie tych elementów pozwala na komunikację z nadrzędnymi systemami sterowania oraz tworzenie wielu pętli sprzężeń zwrotnych. Ta cecha jest szczególnie korzystna w rozproszonych systemach przemysłowych, gdzie występują znaczne odległości pomiędzy tymi elementami i systemem sterowania oraz utrudniony jest dostęp do stacji przygotowania powietrza (przemysł energetyczny, chemiczny, rafinerie).

Ze względu na dużą różnorodność charakterystyk pneumatycznych elementów wykonawczych stacje przygotowania powietrza serii MS cechują się możliwością dowolnej konfiguracji elementów składowych. Realizowane jest to dzięki ich modułowej budowie. Dostępne są następujące elementy:

- zawory odpowietrzająco-załączające sterowane ręcznie bądź elektrycznie,
- filtry,
- reduktory,
- filtry z reduktorem,
- zawory tzw. powolnego startu,
- czujniki ciśnienia,
- zawory redukcyjne i zawory z blokadą mechaniczną pokrętła,
- filtry standardowe i z zaworem redukcyjnym ,
- filtry precyzyjne o zwiększonym odpowietrzeniu oraz filtry węglowe,
- moduły rozgałęziające, również z zaworem zwrotnym,
- czujniki przepływu,
- „inteligentne" czujniki ciśnienia i manometry,
- osprzęt konstrukcyjno-montażowy oraz zabezpieczenia przed ingerencją z zewnątrz.

Równocześnie dla najczęściej występujących zastosowań została przygotowana typowa konfiguracja, co znacznie skraca czas dostawy. Przykłady takich konfiguracji są pokazane na fot. 1.

Obecnie jednym z ważniejszych wymagań, stawianych także przed zespołami przygotowania sprężonego powietrza, jest zapewnienie bezpieczeństwa procesu technologicznego (stan i zachowanie układu w sytuacji awarii oraz procedura postępowania przy ponownym uruchomieniu urządzenia). Zastosowanie czujników ciśnienia lub przepływu powietrza wyposażonych w elementy elektroniczne daje możliwość wykorzystania dostarczanych przez nie informacji w ciągłym monitorowaniu przebiegu procesu technologicznego. Podniesienie produktywności oraz usprawnienie procesu utrzymania ruchu staje się łatwiejsze w realizacji, dzięki możliwości natychmiastowego wykrywania uszkodzeń w instalacji oraz monitorowania parametrów ciśnienia roboczego i natężenia przepływu. Dodatkowo pomiar zużycia sprężonego powietrza pozwala na dokładną rejestrację jego kosztów i określenia ich w odniesieniu zarówno do poszczególnych stanowisk, jak i całego procesu produkcyjnego. Może to stanowić element dokumentujący warunki pracy maszyn i urządzeń.



Fot. 1 Przykładowe typowe elementy serii MS: filtr z reduktorem ciśnienia (a); blok stacji przygotowania powietrza (b) składający się z (od lewej): elektrycznego zaworu załączająco-odpowietrzającego, pneumatycznego zaworu „powolnego startu", filtra z reduktorem, bloku rozgałęziającego, smarownicy

Precyzyjnie określone i zarejestrowane parametry pracy mogą stanowić podstawę do podjęcia decyzji o konieczności okresowych przeglądów eksploatacyjnych lub być wykorzystywane przy wstępnym uruchomieniu urządzeń i instalacji.

Trzy grupy produktów wprowadzające „inteligencję" w świat zespołów przygotowania sprężonego powietrza

Dzięki modułowości oraz przy wykorzystaniu ogólnie dostępnego programu konfiguracyjnego (katalog FESTO w wersji elektronicznej, witryna internetowa www.festo.pl) dobranie optymalnego rozwiązania stacyjki przygotowania powietrza do określonej aplikacji jest proste, pewne i szybkie. Przykładowy wygląd stacji przygotowania powietrza przedstawiono na fot. 2.

Najistotniejszymi elementami wprowadzającymi „inteligencję" do stacji serii MS są:

Czujnik ciśnienia – monitorowanie ciśnienia sprężonego powietrza w instalacji pneumatycznej stanowi często krytyczny element w maszynach wymagających wysokiej wydajności. Wrażliwość na wahania bądź znaczny spadek ciśnienia powietrza wpływa na bezpieczeństwo zarówno personelu, jak i maszyny, co wymusza konieczność jego ciągłego kontrolowania.

Rozwiązaniem tego problemu jest mikroprocesorowy czujnik ciśnienia SDE1, który może być umieszczony zamiast manometru w każdym wybranym module MS (z wyjątkiem smarownic), ciągle monitorując wartość ciśnienia roboczego w instalacji. W momencie przekroczenia swobodnie programowanej wartości granicznej informacja o tym, w postaci sygnału elektrycznego, zostaje przekazana do sterownika PLC. Zachowanie urządzenia zależy więc od algorytmu zaimplementowanego w sterowniku przez automatyka.

Fot. 2 Przykład indywidualnie skonfigurowanej stacyjki przygotowania powietrza serii MS: (od lewej) sterowany elektrycznie zawór odcinająco-odpowietrzający, filtr wstępny, elektroniczny wskaźnik ciśnienia wejściowego, sterowany elektrycznie reduktor ciśnienia, filtr dokładny, czujnik przepływu

Czujnik przepływu – czujnik przepływu powietrza MS6-SFE o zakresie pomiarowym 200-5000 l/min dostarcza dane o natężeniu przepływu nawet w przypadku niestabilności ciśnienia. Czujnik ten może być wbudowany bezpośrednio w układ przygotowania powietrza MS, nie wymagając instalowania elementu stabilizującego przepływ, co jest konieczne przy indywidualnym zastosowaniu takich czujników.

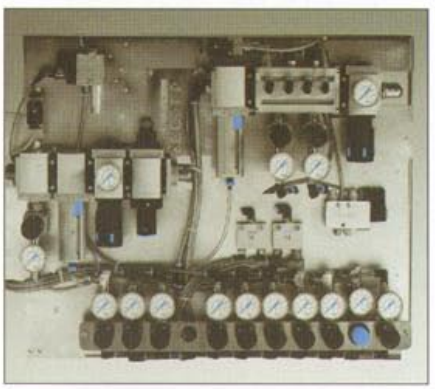
Wynik pomiaru dokonanego przez czujnik ma postać sygnału analogowego przekazywanego do sterownika PLC, a ponadto jest wyświetlany na zintegrowanym z czujnikiem ekranie LCD. Prosta ocena wartości tego sygnału w sterowniku PLC pozwala na szybkie, skuteczne oraz niedrogie zlokalizowanie uszkodzenia.

Regulator ciśnienia – zdalnie nastawiany regulator ciśnienia MS6-LRE ma możliwość regulacji ciśnienia w zasilanej sieci sprężonego powietrza sygnałem analogowym ze sterownika PLC. Nie ma więc konieczności ręcznego nastawiania wartości ciśnienia przez operatora. Regulatory MS6-LRE same wyrównują zmiany ciśnienia powodowane działaniem sprężarki i długimi przewodami instalacji zasilania. Zdalna regulacja ciśnienia jest szczególnie korzystna, gdy regulatory muszą być umieszczone w trudno dostępnych miejscach i mają zapewnić pewne i bezpieczne działanie w przypadku awarii zasilania elektrycznego.

Podsumowanie

Nowoczesna i innowacyjna linia stacyjek przygotowania powietrza firmy FESTO serii MS charakteryzuje się:

- modułową budową umożliwiającą tworzenie indywidualnych konfiguracji elementów składowych, które mogą być dedykowane dla określonego zastosowania;
- dostępnością czterech wielkości: MS4/6/9/12 : 1,8"-2", gwarantując optymalną wielkość układu w zależności od zapotrzebowania na sprężone powietrze;



Fot. 3 Widok stacyjki przygotowania powietrza w programie konfiguracyjnym

- maksymalną wartością ciśnienia wejściowego: 20 barów
- standardowym zakresem temperatur pracy: -10 – +60 °C
- przepływem do 22 000 l/min
- szerokim asortymentem filtrów z wkładkami: od 40 do 0,01 mikrometra, uzupełnionych wkładkami z węglem aktywnym oraz nową wysoce wydają rodziną osuszaczy membranowych LDM1, umożliwiającą uzyskanie odpowiedniej klasy czystości sprężonego powietrza.

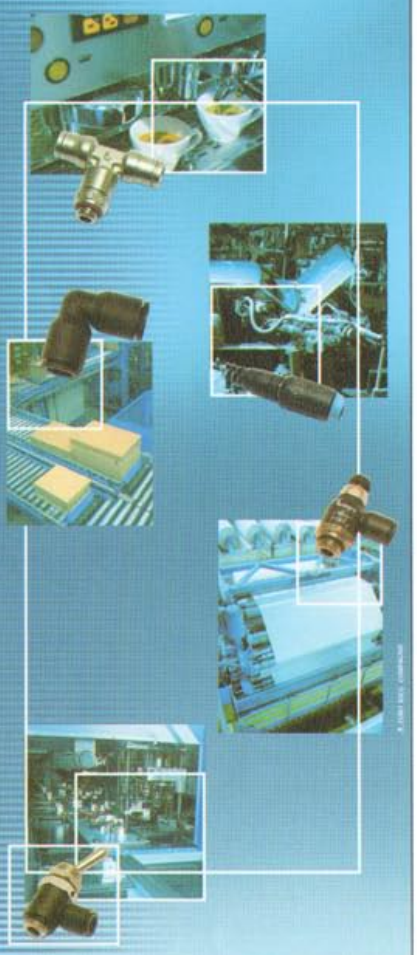
Ponadto:

- stacje przygotowania powietrza dostępne są w postaci m.in. tzw. zestawów standardowych, dostępnych prosto z magazynu;
- indywidualna konfiguracja stacji może być dostarczona do klienta w postaci kompletnie zmontowanego i przetestowanego układu, również na płycie montażowej lub w szafce sterowniczej. Powoduje to wymierne oszczędności zarówno dla producenta, jak i użytkownika urządzenia, m.in. poprzez eliminację pracochłonnego samodzielnego montowania układu. Przykład przedstawiono na fot. 3.
- dobór indywidualnej konfiguracji wspomagany jest przez oprogramowanie zawierające pełną dokumentację techniczną oraz generujące modele 2D/3D. Modele te mogą być bezpośrednio wykorzystane w systemach wspomagania projektowania CAD;
- eleganckie nowoczesne wzornictwo oraz mocna i trwała konstrukcja, dająca pewność niezawodnej i długotrwałej pracy w różnorodnych, także bardzo ciężkich warunkach użytkowania.

mgr inż. Stefan Dworzak
FESTO - Region Zachód

legris
connectic

Gdziekolwiek jest ciśnienie, tam jest LEGRIS



Oferta firmy Legris obejmuje również szeroką gamę komponentów hydrauliki siłowej

Więcej informacji na stronie
www.legris.pl

legris A DIVISION OF GROUPE LEGRIS INDUSTRIES

LEGRIS POLAND Sp. z o.o.
ul. Duchnicka 3
01-796 Warszawa
tel: 48 22 560 27 01 - fax 48 22 663 43 61

Targi FLUIDTRANS COMPOMAC 2008, Mediolan 27–30 maja 2008 r.

Odbywające się co dwa lata targi FLUIDTRANS COMPOMAC prezentują ofertę z zakresu hydrauliki, pneumatyki, układów przenoszenia napędu, techniki i technologii stosowania sprężonego powietrze oraz próżniowych, instrumentów do analizy i kontroli itp. Targi FLUIDTRANS COMPOMAC są prezentacją postępu w zakresie wykorzystania systemów hydrauliki i pneumatyki. W poprzedniej edycji targów (2006 r.) uczestniczyło 1677 firm. Targi zwiedziło 30.000 firm w tym ponad 10.200 zagranicznych z ponad 60 krajów.

Parker Hannifin to światowy lider w zakresie napędów i sterowań hydraulicznych, pneumatycznych i elektromechanicznych. Firma zatrudnia 57 tysięcy pracowników w 43 krajach świata. Jej obroty przekraczają 10 mld USD.

Parker oferuje około 900 tysięcy elementów i systemów dla ponad 1200 rynków przemysłowych, mobilnych i komercyjnych. To najszersza gama produktów spośród wszystkich dostawców obecnych na rynku. Firma koncentruje się na dziewięciu podstawowych dziedzinach:

- układach hydraulicznych,
- pneumatycznych,
- elektromechanicznych,
- sprzęcie do filtracji,
- urządzeniach do kontroli procesów przemysłowych,
- układach do podawania płynów i gazów,
- produktach do uszczelniania i osłaniania,
- urządzeniach klimatyzacyjnych oraz
- zastosowaniach w lotnictwie.

W Polsce Parker jest obecny od 1992 r. Aktualnie firma zatrudnia ponad 500 wysokiej klasy specjalistów w dziedzinach technicznych i ekonomicznych. Prócz warszawskiej centrali Parker posiada swe oddziały w Poznaniu, Wrocławiu i Wałbrzychu oraz biuro regionalne w Katowicach. Obok działalności handlowej Parker Hannifin prowadzi także w Polsce działalność produkcyjną w zakładach w Siechnicach i Świebodzicach na Dolnym Śląsku. Łatwy dostęp do naszych produktów zapewnia szeroka sieć dystrybucyjna oraz punkty ParkerStore zlokalizowane na terenie całego kraju. Dzięki dynamicznemu rozwojowi i rzetelności działania na polu biznesu Parker szczyci się mianem Solidnej Firmy i Gazeli Biznesu. Firma utrzymuje system zarządzania jakością zgodny z normą EN ISO 9001:2000 i wdrożyła Politykę Środowiskową oraz jest w trakcie wprowadzania systemu według EN ISO 14001:2004.

domnick hunter, międzynarodowa grupa firm specjalizujących się w produkcji i dostarczaniu zaawansowanych technicznie, wysokiej jakości, energooszczędnych urządzeń do filtracji, oczyszczania i separacji sprężonego powietrza, gazów technicznych oraz cieczy 2 lata temu weszła w skład Parker Hannifin, stając się częścią Grupy Filtracji Parkera.

Począwszy od 1 lipca br. siedzibą domnick hunter Polska będzie warszawskie biuro Parker Hannifin przy ul. Równoległej 8.

organizator

MTK

Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o.
tel. +48 32 78 99 101
fax +48 32 25 40 227
email: hps@mtk.katowice.pl
www.hps.mtk.katowice.pl

Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o. z siedzibą w Katowicach to jedna z czołowych firm branży wystawienniczej w Polsce. Firma organizuje imprezy wystawiennicze o wymiarze regionalnym, krajowym i międzynarodowym. Od blisko 15 lat kalendarz targów MTK obejmuje od kilku do ponad 30 imprez targowych w roku. Obecnie firma skupia się na organizacji 15 stałych tematów rocznie. Targi katowickie dysponują łącznie 25.100 m² powierzchni wystawienniczej. Zaplecze techniczne pozwala realizować MTK specjalistyczne targi branżowe, jak i duże imprezy masowe.

PATRONAT HONOROWY

cetop

ejski Komitet Hydrauliki i Pneumatyki

Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych

PATRONAT MEDIALNY

HHP Pneumatyka napędy i sterowanie mechanik Hydraulika SŁUŻBY UTRZYMANIA RUCHU UTRZYMANIE RUCHU

Energooszczędne dmuchawy promieniowe – inne niż wszystkie!

We współczesnych oczyszczalniach ścieków jednym z najbardziej ważkich problemów jest dostarczenie sprężonego powietrza do natleniania komór osadu czynnego. W oczyszczalniach o średniej i dużej wielkości zastosowanie promieniowych dmuchaw powietrza nie podlega dyskusji i jest jednym z najlepszych i najnowocześniejszych rozwiązań zarówno pod względem technicznym, jak i ekonomicznym.

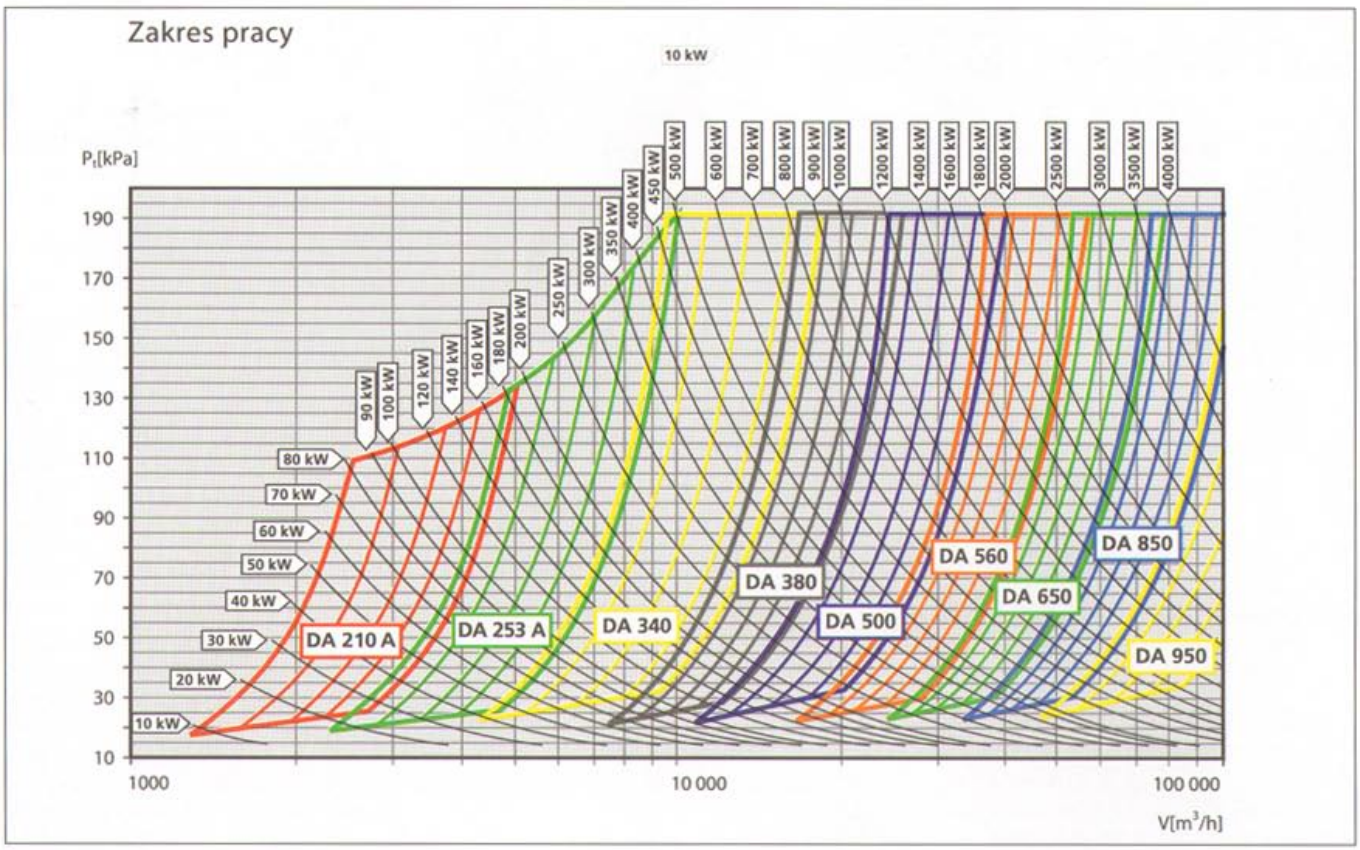
Fot. 1 Dmuchawa promieniowa DA 500

Pole pracy dmuchaw typu DA pokazano na rys. 1. Promieniowe dmuchawy DA oferowane są dla zakresu nadciśnień od 20 kPa do 190 kPa i wydajności od 1400 m^3/h do około 100000 m^3/h, z tym że górny zakres wydajności jest otwarty i może być rozszerzony w przypadku indywidualnych zamówień.

Konstrukcja dmuchawy typu DA

Promieniowe dmuchawy DA charakteryzuje nowoczesna konstrukcja. W projektowaniu i produkcji tych maszyn zastosowano pionierskie metody obliczeniowe i projektowe oraz użyto unikalnych technologii wytwarzania, jak i specjalistycznych materiałów konstrukcyjnych i komponentów, w tym sterowników mikroprocesorowych. Producent dmuchaw systematycznie prowadzi badania stanowiskowe i eksploatacyjne, co owocuje powstawaniem nowych konstrukcji dmuchaw i ich ciągłą modernizacją. Warty uwagi jest fakt, że produkt ten jest całkowicie oparty na polskiej myśli i powstał dzięki współpracy z Katedrą Techniki Cieplnej Politechniki Poznańskiej. Założenia pod typoszereg oraz projekt konstrukcyjny dmuchaw powstał w ramach prac wykonywanych na zlecenie Komitetu Badań Naukowych. Przy badaniach rotodynamicznych wykorzystano natomiast doświadczenie amerykańskiej firmy Bently Nevada, wyspecjalizowanej w tym zagadnieniu i dostarczającej specjalistyczne czujniki do ciągłej kontroli drgań dmuchaw.

Konstrukcja zespołu dmuchawy typu DA jest niezwykle prosta. Urządzenie to jest napędzane silnikiem elektrycznym poprzez starannie dobrane sprzęgło elastyczne, mające na celu tłumienie drgań w układzie napędowym. Dmuchawy dostarczane są zawsze z silnikami o parametrach odpowiadających warunkom eksploatacyjnym i wymaganiom odbiorcy. Dmuchawa, silnik elektryczny, układ sterowania i układ olejowy są mocowane na elastycznie posadowionej ramie, będącej jednocześnie zbiornikiem oleju. Omawiane urządzenie promieniowe składa się z jednostopniowej przekładni multiplikującej oraz właściwej dmuchawy, to znaczy części sprężającej powietrze. Przekładnia składa się z wału napędowego niskoobrotowego ($n=3000\ min^{-1}$ przy częstotliwości prądu 50 Hz względnie $n=3600\ min^{-1}$) oraz wałka napędzanego szybkoobrotowego, którego obroty zależne są od wielu czynników, jak: wymagane ciśnienie tłoczenia, wydajność, wielkość wirnika oraz kształt łopatek, a szczególnie kąta łopatkowego na wylocie z wirnika. Obroty wałka wirnika mogą wynosić od 5000 do 40 000 min^{-1}. Oba wały łożyskowane są w specjalnie skonstruowanych i starannie wykonanych łożyskach ślizgowych, których żywotność sięga 100 000 godzin pracy. Wynik ten osiąga się dzięki tarciu płynnemu oraz bardzo spokojnej i jednostajnej pracy maszyny. Układy napędowe skonstruowane są tak, że dmuchawa pracuje w obszarze obrotów nadkrytycznych, a więc w samej rzeczy poziom drgań jest niski i również wynikające stąd obciążenia łożyska są znikome. Powietrze zasysane jest poprzez filtr do kanału wlotowego i przepływa przez kierownicę wlotową, która służy do regulacji wydajności przy niezmiennych obrotach wirnika. Przy przepływie powietrza przez wirnik wzrasta energia kinetyczna cząsteczek powietrza, które zostają wyhamowane za wirnikiem w dyfuzorze bezłopatkowym lub łopatkowym oraz kolektorze. Tym samym następuje zmiana energii kinetycznej na potencjalną, a zjawisku zmniejszenia prędkości przepływu towarzyszy wzrost ciśnienia.



Rys. 1 Pole pracy dmuchaw typu DA

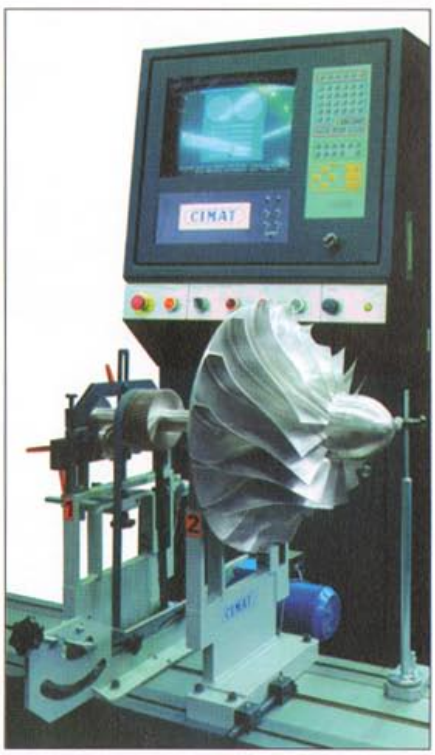
Wskazówki dla projektantów obiektów

Ostrożny i staranny dobór dmuchawy jest w stanie zaprocentować znacznymi profitami w kontekście jej długotrwałego użytkowania. Przy wyborze dmuchawy należy brać pod uwagę takie czynniki, jak:

- maksymalne oraz minimalne średnie godzinowe zapotrzebowanie na powietrze zarówno w pierwszym roku po rozruchu, jak i po pełnym uruchomieniu obiektu;
- ciśnienie robocze w kolektorze tłocznym i ssącym przy różnych warunkach eksploatacji;
- ekstremalne temperatury otoczenia w ciągu całego przewidywanego okresu eksploatacji;
- warunki zasilania prądowego;
- charakter pracy dmuchaw (praca ciągła, przerywana);
- koszty inwestycji i koszty eksploatacyjne: zużycie energii, koszty związane z bieżącą obsługą, koszty materiałów eksploatacyjnych.

Układ sterowania i zabezpieczenia

W układzie tym stosuje się swobodnie programowalne sterowniki mikroprocesorowe znanych firm: Siemens, Schneider, Honeywell. Przy pracy wielu dmuchaw na jednym obiekcie wszystkie urządzenia połączone są za pomocą standardowych sieci komputerowych i na życzenie mogą współpracować z komputerami lokalnymi, co miało już zastosowanie na kilku obiektach. Stosowany układ pozwala sterować nie tylko parametrami dmuchaw, ale może również obsługiwać wiele innych urządzeń poza maszyną, np. sterować zaworami rozdzielającymi powietrze na poszczególne odcinki rurociągów. Układ sterowania spełnia szereg funkcji, m.in. steruje automatycznym rozruchem i wydajnością według wprowadzonego z zewnątrz parametru technologicznego, kontroluje wszystkie niezbędne parametry robocze, zabezpiecza przed przekroczeniem wielkości granicznych oraz przekazuje niezbędne informacje do nadrzędnych układów sterowania.

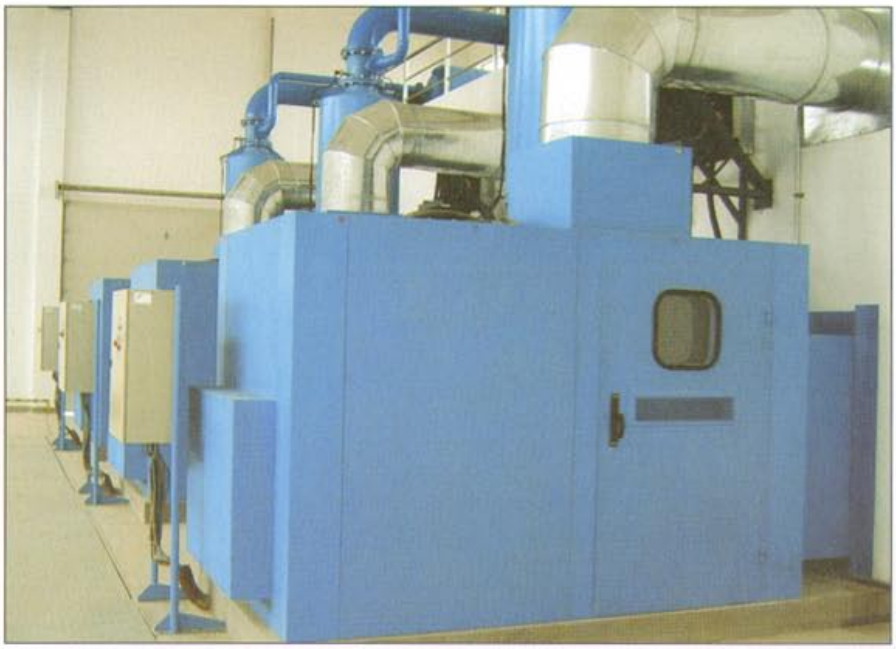


Fot. 2 Stanowisko do wyrównoważenia podzespołów wirujących

Regulacja wydajności, czyli oszczędzajmy!

Sposoby regulacji wydajności mają istotny wpływ na koszty eksploatacyjne dmuchaw, a szczególnie na roczne zużycie energii. Dmuchawy promieniowe napędzane silnikiem elektrycznym mogą być regulowane za pomocą:

- kierownicy wstępnej na wlocie, co pozwala na regulację wydajności w gra-



Fot. 3 Dmuchawy 253A w osłonach dźwiękochłonnych. Weifang, Chiny

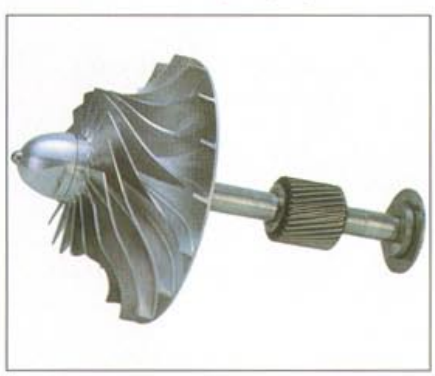
nicach od 45% do 100% przy sprawności politropowej od 80% do 86%;
- nastawialnego dyfuzora łopatkowego, co pozwala regulować wydajność w granicach od 40% do 100% przy sprawności od 77% do 85%,
- kierownicy wstępnej i dyfuzora łopatkowego; dzięki temu rozwiązaniu można zmieniać wydajność w szerokich granicach od 30 do 100% przy bardzo wysokiej sprawności od 83% do 89%.

Ostatni z wymienionych sposobów regulacji jest zalecany przy maszynach średnich i dużych dla wydajności powyżej 5000 m^3/h, względnie przy wysokich stopniach sprężania.

Wady i zalety

Zalety i wady jednostopniowych dmuchaw promieniowych w porównaniu z dmuchawami wyporowymi, m.in. typu Rootsa, są następujące:

Wady:
- zakres stosowania powyżej 1000 m^3/h;



Fot. 4 Wał wirnika dmuchawy

- konieczność precyzyjnego zaprojektowania instalacji, określenie ciśnienia roboczego i strat.

Zalety:
- wysoka sprawność energetyczna ze względu na bardzo wysokie sprawności politropowe i mechaniczne (przewaga sprawności w stosunku do dmuchaw wyporowych wzrasta wraz ze zwiększeniem się wydajności);
- nieporównywalnie większa żywotność przy zastosowaniu w silnikach elektrycznych łożysk ślizgowych sięgających 100 000 godz.;
- niezwykła elastyczność regulacji wydajności w szerokim obszarze od nawet 30% do 100% (w przypadku stosowania regulacji z użyciem kierownicy wstępnej i nastawialnego dyfuzora łopatkowego) przy zachowaniu wysokiej sprawności. Regulacja przy stałych obrotach silnika, nie wymaga stosownych falowników, szczególnie drogich przy mocach powyżej 75 kW. Dmuchawy typu Rootsa, przy regulacji wydajności poprzez zmianę obrotów, charakteryzują się spadkiem sprawności do 70%, a w niektórych przypadkach do 60%.

Sprawności w zakresie wydajności nominalnej sięgają do 89%, a przy wydajności minimalnej (40% do znamionowej) spadają tylko do 79%. Taka wysoka sprawność przy dużym zakresie regulowanej wydajności powoduje, że dmuchawy są bardzo energooszczędne. Dodatkowe oszczędności energii uzyskuje się dzięki możliwości sterowania w cyklu automatycznym wymaganym parametrem technologicznym. W oczyszczalniach ścieków wprowadza się kontrolę zawartości tlenu w biobloku i dmuchawy dostarczają tylko tyle powietrza, by zapewnić utrzymanie określonej wartości stężenia tlenu. Podobnie postępuje się na innych obiektach, gdzie może być sterowany inny parametr.

Dmuchawy produkowane i dystrybuowane przez „Cegielskiego" od 15 lat cieszą się uznaniem wśród klientów krajowych i zagranicznych. Maszyny te funkcjonują w liczbie około trzystu sztuk na różnych obiektach. Szerokie spektrum stosowania tych urządzeń i możliwość różnorodnego ich wykorzystania są widoczne w wielu aplikacjach użytkowych. Produkty te, oprócz działania w oczyszczalniach ścieków, są z powodzeniem wykorzystywane w blokach odsiarczania spalin, instalacjach kotłów fluidalnych oraz transporcie pneumatycznym.

Fot. 5 Dmuchawa DA 340

Artykuł promocyjny
H. Cegielski - Poznań SA

Modelowanie zaworu przekaźnikowo-sterującego

Zbigniew Kulesza, Bartłomiej Mikołajczyk
Franciszek Siemieniako

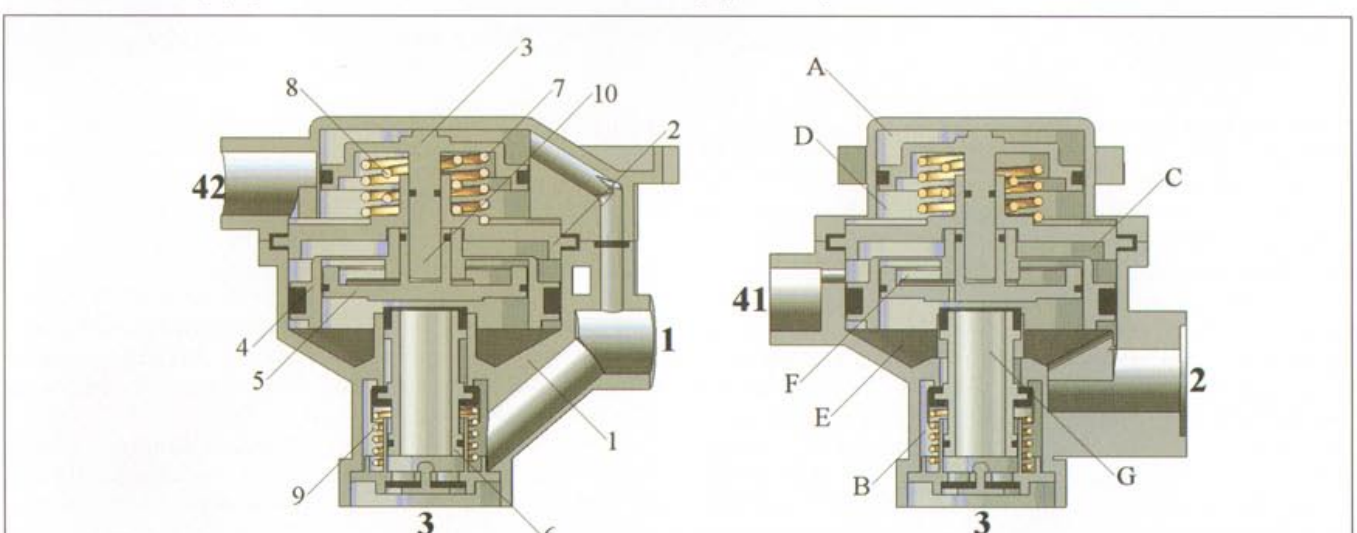
Artykuł jest częścią większego projektu [2, 3] dotyczącego opracowania zweryfikowanych doświadczalnie komputerowych modeli elementów pneumatycznych. Opracowany model zaworu przekaźnikowo-sterującego zostanie wykorzystany w przygotowywanym oprogramowaniu, umożliwiającym modelowanie, symulację i analizę dynamiki złożonych, wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych. Oprogramowanie to może być pomocne w projektowaniu oraz diagnostyce tego rodzaju układów.

Zawór przekaźnikowo-sterujący jest stosowany w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów samochodowych, wyposażonych w siłowniki sprężynowe i membranowo-sprężynowe hamulca pomocniczego i mających jednoprzewodowy, kombinowany lub dwuprzewodowy układ sterowania hamulcami przyczepy. Zawór ten umożliwia hamowanie przyczepy przy sterowaniu z jednego obwodu hamulca zasadniczego wzrostem ciśnienia oraz spadkiem ciśnienia dla układu hamulca pomocniczego zespolonego z hamulcem postojowym. Na rys. 1 przedstawiono przekroje zaworu przekaźnikowo-sterującego, otrzymane w wyniku zdemontowania zaworu. Przekroje te posłużą do wyjaśnienia zasady działania zaworu [1, 5].

Ciśnienie, doprowadzone do przyłącza 1, gromadzone jest w komorach B i A, powodując przyłożenie siły do tłoka 3. Sprężone powietrze, wprowadzone do zaworu poprzez przyłącze 42, gromadzone jest w komorze C, co w połączeniu z równoległym układem sprężyn C_{1A} i C_{1B} powoduje przyłożenie wypadkowej siły przeciwstawnej do siły wywieranej przez sprężone powietrze w komorze A. Położenie tłoka 3 zależy od wartości ciśnień doprowadzonych do przyłączy 1 i 42. Gdy wypadkowa sił działających na tłok 3 od strony komory C jest większa niż siła działająca od strony komory A, wówczas tłok 3 przyjmuje położenie górne. Gdy wypadkowa sił działających na tłok 3 od strony komory C jest mniejsza niż siła działająca od strony komory A, wówczas tłok 3 przyjmuje położenie dolne, powodując jednocześnie przesunięcie tłoka 5 w położenie dolne. Położenie dolne tłoka 5 powoduje przesunięcie popychacza 6, umożliwiając jednocześnie przelot sprężonego powietrza pomiędzy komorami B i E. Sprężone powietrze, przepływając z komory B do komory E, jest doprowadzone do przyłącza 2 zaworu.

Sprężone powietrze, doprowadzone do przyłącza 41, gromadzi się w komorze D, wywierając jednocześnie nacisk na tłok 4. Wówczas tłok 4 wraz z tłokiem 5 przyjmują położenie dolne. Położenie dolne tłoków 4 i 5 powoduje przesunięcie popychacza 6, otwierając jednocześnie przelot pomiędzy komorami B i E. Sprężone powietrze, przelatując z komory B do komory, E jest doprowadzone do przyłącza wyjściowego 2 zaworu.

Gdy tłok 3 oraz tłoki 4 i 5 przyjmują położenie górne, wówczas powietrze w komorach E i G jest połączone z atmosferą poprzez odpowietrznik 3.



Rys. 1 Przekroje zaworu przekaźnikowo-sterującego: 1 – korpus, 2 – przegroda, 3, 4, 5 – tłoki, 6 – popychacz, 7 – sprężyna C_{1A}, 8 – sprężyna C_{1B}, 9 – sprężyna C_z, 10 – trzon tłoka 3; A – komora między tłokiem 3 a korpusem, B – komora między popychaczem 6 a korpusem, C – komora między tłokiem 3 a przegrodą, D – komora między tłokiem 4 a przegrodą, E – komora między tłokiem 4 i tłokiem 5 a korpusem, F – komora między tłokiem 4 i tłokiem 5, G – komora wewnątrz popychacza

W związku z powyższym, zawór przekaźnikowo-sterujący ma dwojakie działanie. W układzie hamulca zasadniczego zawór jest zasilany sprężonym powietrzem poprzez przyłącze 1 oraz przyłącze sterujące 42, połączone z ręcznym zaworem hamulcowym. Gdy w przyłączu sterującym 41, połączonym z jednym obwodem hamulca głównego, ciśnienie powietrza wzrasta od wartości ciśnienia atmosferycznego do ciśnienia maksymalnego, wówczas w przyłączu wyjściowym 2 zaworu przekaźnikowo-sterującego ciśnienie powietrza również wzrasta proporcjonalnie od wartości ciśnienia atmosferycznego do ciśnienia maksymalnego. Przy spadku ciśnienia w przyłączu 41 ciśnienie w przyłączu wyjściowym 2 również proporcjonalnie spada. Nadmiar powietrza z przyłącza 2 jest usuwany poprzez odpowietrznik 3 zaworu.

Gdy działanie zaworu przekaźnikowo-sterującego występuje w układzie hamulca pomocniczego zespolonego z hamulcem postojowym, zawór zasilany jest poprzez przyłącze 1, a przyłącze sterujące 41 jest odpowietrzone. Gdy w przyłączu sterującym 42 panuje maksymalne ciśnienie, wówczas w przyłączu wyjściowym 2 ciśnienie jest równe wartości ciśnienia atmosferycznego. W miarę obniżania ciśnienia w przyłączu sterującym 42 obserwuje się stopniowy proporcjonalny wzrost ciśnienia w przyłączu wyjściowym 2. Gdy ciśnienie w przyłączu sterującym 42 spadnie do wartości ciśnienia atmosferycznego, wówczas w przyłączu 2 panuje maksymalne ciśnienie powietrza. Przy ponownym wzroście ciśnienia w przyłączu sterującym 42 obserwuje się stopniowy spadek ciśnienia w przyłączu wyjściowym 2. Nadmiar powietrza z przyłącza 2 usuwany jest poprzez odpowietrznik 3.

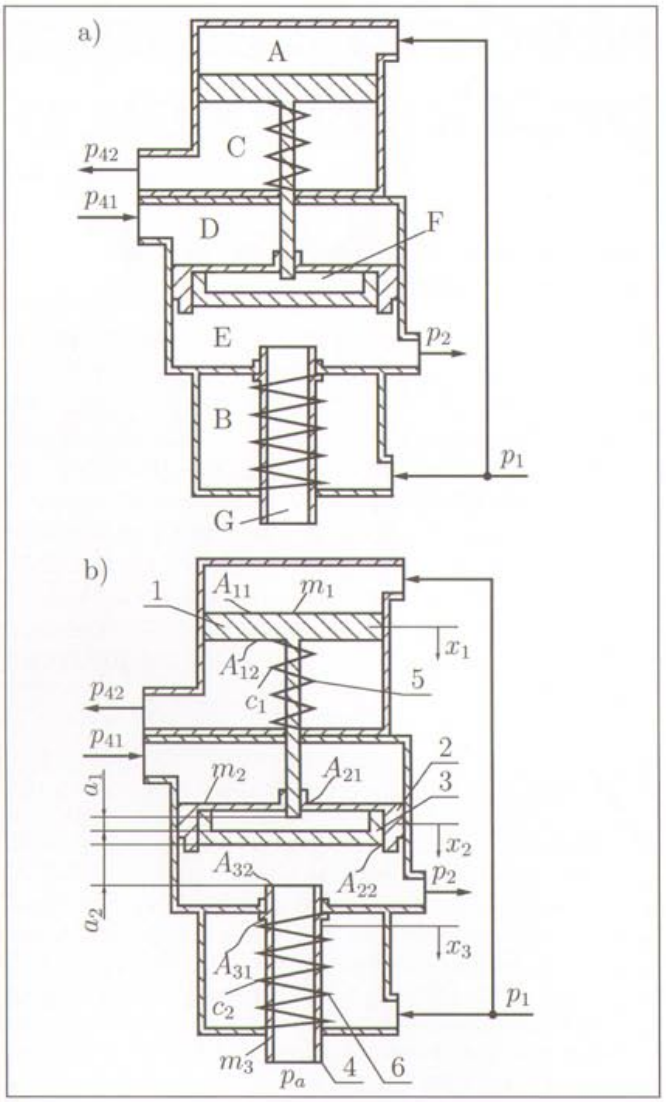
Model fizyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego

Na rys. 2 przedstawiono model fizyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego, oznaczono elementy składowe zaworu oraz wielkości wykorzystane przy układaniu równań ruchu elementów ruchomych. Te wielkości to:

- przemieszczenia x_1 tłoka 3, x_2 tłoków 4 i 5, x_3 popychacza 6, [m],
- masy: m_1 tłoka3, m_2 tłoków 4 i 5, m_3 popychacza 6, [kg],
- sztywności: c_1 i c_2 sprężyn, [N/m],
- luzy: a_1 pomiędzy tłokiem 3 a tłokiem 5, a_2 pomiędzy tłokiem 5 a popychaczem 6, [m],
- śnienia: p_a atmosferyczne, p_1, p_2, p_{41}, p_{42} w komorach zaworu, [Pa].

Tłoki 4 i 5 są traktowane jako jeden tłok o masie m_2 i przemieszczeniu x_2, a sprężyny w komorze C – jako jedna sprężyna o sztywności c_1.

Analogicznie jak w [4], przy układaniu równań przyjęto, że popychacz 6 pozostaje nieruchomy aż do zetknięcia z tłokiem 5 oraz że po zetknięciu prędkości v_1 tłoka 3 i v_2 tłoków 4, 5 oraz prędkości v_2 tłoków 4, 5 i v_3 popychacza 6 są jednakowe. Pozwala to zapisać przemieszczenia x_2 tłoków 4 i 5 oraz x_3 popychacza 6 jako $x_2 = x_1 - a_1$ oraz $x_3 = x_2 - a_2$. Pominięto zatem oddziaływania, jakie mogą zachodzić między tłokami wskutek uderzenia sprężystego. W związku z powyższym, do opisu ruchu elementów zaworu wystarczą dwa równania ruchu: tłoka 3 oraz tłoków 4 i 5. W równaniach tych należy uwzględnić różne przypadki położenia tych tłoków i związane z nimi dodatkowe siły, powstające na skutek oddziaływania popychacza 6.



Rys. 2 Model fizyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego: a) oznaczenia komór, b) oznaczenia podstawowych wielkości

Równania ruchu elementów ruchomych zaworu

Wypadkowa F_{p1}' sił działających na tłok 3 do momentu zetknięcia z tłokiem 5 może zostać zapisana następująco:

$$F_{p1}' = p_1 A_{11} - p_{42} A_{12} - c_1 x_1 - F_{f1} - b_1 v_1 - F_{10} \qquad (1)$$

gdzie:

A_{11}, A_{12} – powierzchnia tłoka 5 odpowiednio od strony komory A i komory C, [m^2]; F_{f1} – siła tarcia tłoka 3 o ścianki korpusu zaworu, [N]; b_1 – współczynnik tłumienia prędkościowego tłoka 3, [Ns/m]; F_{10} – siła napięcia wstępnego sprężyny zespołu sprężyn C_{1A} i C_{1B}, [N].

W przypadku osiągnięcia przez tłok 3 skrajnego górnego (x_1=0) lub skrajnego dolnego (x_1=s_1) położenia, siła F_{p1}' powinna być uzupełniona o siły reakcji sprężystej oraz tłumienia korpusu, tzn.:

$$F_{p1} = \begin{cases} F_{p1}' - c_p x_1 - b_p v_1, \text{ dla } x_1 < 0 \\ F_{p1}', \text{ dla } 0 \le x_1 \le s_1 \\ F_{p1}' - c_p (x_1 - s_1) - b_p v_1, \text{ dla } x_1 > s_1 \end{cases} \qquad (2)$$

gdzie:
c_p – współczynnik sprężystości korpusu, [N/m]; b_p – współczynnik tłumienia prędkościowego korpusu, [Ns/m]; s_1 – maksymalny skok tłoka 3, [m].

Wypadkowa F_{p2}' sił działających na tłoki 4, 5 do momentu zetknięcia z popychaczem 6 może być przedstawiona następująco:

$$F_{p2}' = p_{41}A_{21} - p_2A_{22} - F_{f2} - b_2v_2 \tag{3}$$

gdzie: A_{21}, A_{22} – powierzchnia zespołu tłoków 4, 5 odpowiednio od strony komory D i komory E, [m^2]; F_{f2} – siła tarcia tłoka 4 o ścianki korpusu zaworu, [N]; b_2 – współczynnik tłumienia prędkościowego tłoka 4, [Ns/m].

Analogicznie do (2) przyjęto, że:

$$F_{p2} = \begin{cases} F_{p2}' - c_p x_2 - b_p v_2, \text{dla } x_2 < 0 \\ F_{p2}', \text{dla } 0 \le x_2 \le s_2 \\ F_{p2}' - c_p(x_2 - s_2) - b_p v_2, \text{dla } x_2 > s_2 \end{cases} \tag{4}$$

gdzie:
s_2 – maksymalny skok tłoków 4, 5, [m].

Wypadkowa F_{p3}' sił działających na popychacz 6 do momentu zetknięcia z tłokiem 5 może być przedstawiona następująco:

$$F_{p3}' = p_2A_{32} - p_1A_{31} - c_2x_3 - F_{f3} - b_3v_3 - F_{20} \tag{5}$$

gdzie:
A_{31}, A_{32} – powierzchnia popychacza 6 odpowiednio od strony komory E i komory B, [m^2]; F_{f3} – siła tarcia popychacza w korpusie, [N]; b_3 – współczynnik tłumienia prędkościowego ruchu popychacza, [Ns/m]; F_{20} – siła napięcia wstępnego sprężyny C_2, [N].

W zależności (5) pominięto siły reakcji od tłoka 5, gdyż w równaniu ruchu nastąpi wzajemne zniesienie się sił reakcji tłoka 5 na popychacz 6 i popychacza 6 na tłok 5.

Analogicznie do (2) i (4) przyjęto, że:

$$F_{p3} = \begin{cases} F_{p3}' - c_p x_3 - b_p v_3, \text{dla } x_3 < 0 \\ F_{p3}', \text{dla } 0 \le x_3 \le s_3 \\ F_{p3}' - c_p(x_3 - s_3) - b_p v_3, \text{dla } x_3 > s_3 \end{cases} \tag{6}$$

gdzie:
s_3 – maksymalny skok popychacza 6, [m].

Z zależności geometrycznych wynika, że dla $x_2 \ge a_2$, $x_3 = x_2 - a_2$

Równanie ruchu tłoków 4, 5 w poszczególnych fazach można teraz przedstawić następująco:

- do momentu zetknięcia się tłoków 4, 5 z popychaczem 6, tzn. dla $x_2 < a_2$:

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{F_{p2}}{m_2} \tag{7}$$

- po zetknięciu tłoków 4, 5 z popychaczem 6, tzn. dla $x_2 < a_2$:

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{F_{p2} + F_{p3}}{m_2 + m_3} \tag{8}$$

Podobnie równanie ruchu tłoka 3 w poszczególnych fazach można przedstawić następująco.

- do momentu zetknięcia się tłoka 3 z tłokiem 5, tzn. dla $x_1 < a_1$:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{F_{p1}}{m_1} \tag{9}$$

- po zetknięciu tłoka 3 z tłokiem 5, tzn. dla $x_1 < a_1$:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{F_{p1} + F_{p2}}{m_1 + m_2} \tag{10}$$

Dodatkowo może mieć miejsce zetknięcie tłoka 3 z tłokiem 5, a następnie z popychaczem 6. Następuje to w przypadku hamowania spadkiem ciśnienia p_{42}. Może to mieć miejsce dla $x_1 \ge x_2 + a_2$. Wówczas:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{F_{p1} + F_{p2} + F_{p3}}{m_1 + m_2 + m_3}, \qquad \frac{dv_2}{dt} = \frac{dv_1}{dt} \tag{11}$$

Masy m_1, m_2 i m_3, występujące w równaniach (7)-(11), są niewielkie, co powoduje, że przy znacznych wartościach ciśnienia działającego na tłoki uzyskiwane wartości przyspieszeń są bardzo duże. Prowadzi to do niestabilności rozwiązań numerycznych równań (7)-(11) i znacznie wydłuża czas obliczania rozwiązania.

Z tego względu równania ruchu (7)-(11) zastąpiono równaniami równowagi, pomijając masy i prędkości tłoków i popychacza, tzn. przyjęto, że: $m_1 = m_2 = m_3 = 0$ oraz $v_1 = v_2 = v_3 = 0$. Pozwoliło to także pominąć wartości współczynników tłumienia prędkościowego, tzn. $b_1 = b_2 = b_3 = 0$. Dodatkowo, w celu uproszczenia modelu, pominięto siły tarcia, tzn. $F_{f1} = F_{f2} = F_{f3} = 0$.

Po przyjęciu powyższych założeń, dla przypadku gdy tłok 3, tłoki 4, 5 oraz popychacz 6 nie opierają się o elementy korpusu, równania równowagi sił działających na te elementy zostały zapisane następująco:

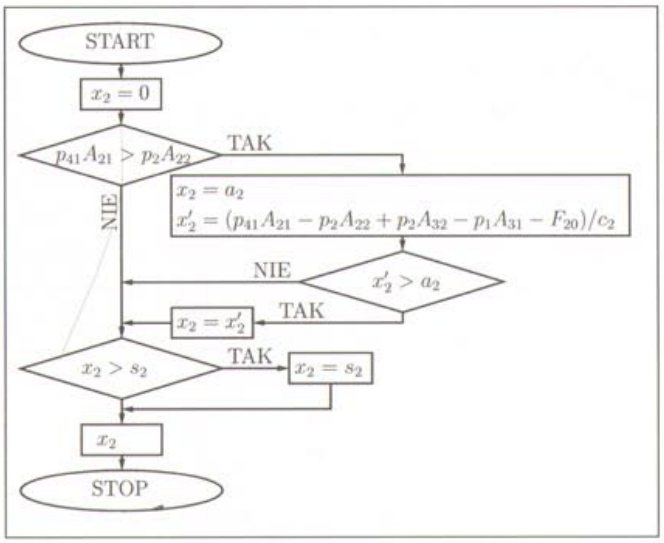
$$\begin{aligned} x_1c_1 &= p_1A_{11} - p_{42}A_{12} - F_{10}, \\ p_{41}A_{21} &= p_2A_{22}, \\ x_3c_2 &= p_2A_{32} - p_1A_{31} - F_{20}. \end{aligned} \tag{12}$$

Równania (12) umożliwiają wyznaczenie przemieszczeń x_1 i x_2 i są słuszne, gdy nie nastąpiło zetknięcie tłoka 3 z tłokami 4, 5 oraz tłoków 4, 5 z popychaczem 6. W praktyce jednak takie zetknięcia występują i obliczenia należy prowadzić zgodnie z algorytmami przedstawionymi na rys. 3 i 4. Jako pierwsze obliczane jest przemieszczenie x_2.

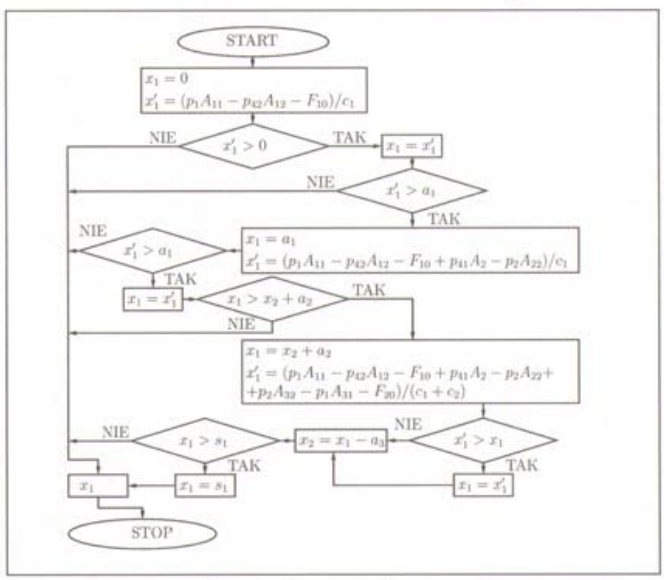
Równania zmian ciśnienia w komorach zaworu

W celu zapisania równań zmian ciśnienia powietrza w poszczególnych komorach na rys. 5 przedstawiono modele fizyczne zaworu przekaźnikowo-sterującego dla sterowania wzrostem ciśnienia przez przyłącze 41 oraz dla sterowania spadkiem ciśnienia przez przyłącze 42.

Zawór przekaźnikowo-sterujący został przedstawiony w postaci układu kilku komór o stałej objętości, połączonych ze sobą za pomocą oporów miejscowych o przewodnościach odpowiadających przewodnościom odpowiednich kanałów zaworu. Na rys. 5 komory o objętości V_1, V_2 oraz V_{41} i V_{42} odpowiadają komorom wewnętrznym na przyłączu zasilającym 1 (komora B) i wyjściowym 2 (komora E) oraz na przyłączach sterujących 41 i 42 (komory D i C), zaś komora o objętości V_{11} odpowiada komorze A nad tłokiem sterującym 3 (rys. 1). Przyjęto, że ze względu na niewiel-



Rys. 3 Algorytm obliczania przemieszczenia x_2



Rys. 4 Algorytm obliczania przemieszczenia x_1

kie przemieszczenia tłoków 3, 4, 5 oraz popychacza 6 objętości V_1, V_2, V_{41}, V_{42}, V_{11} są stałe. Zmienną przewodność przelotu powstającego między komorą B i komorą E na skutek przesuwania trzpienia 6, w dół (rys. 1) przedstawiono na rys. 5 w postaci zmiennego oporu o przewodności f_{ed}, a zmienną przewodność przelotu między komorą E, a odpowietrznikiem 3, powstającą na skutek przesuwania tłoka 5 do góry – w postaci zmiennego oporu o przewodności f_{eo}.

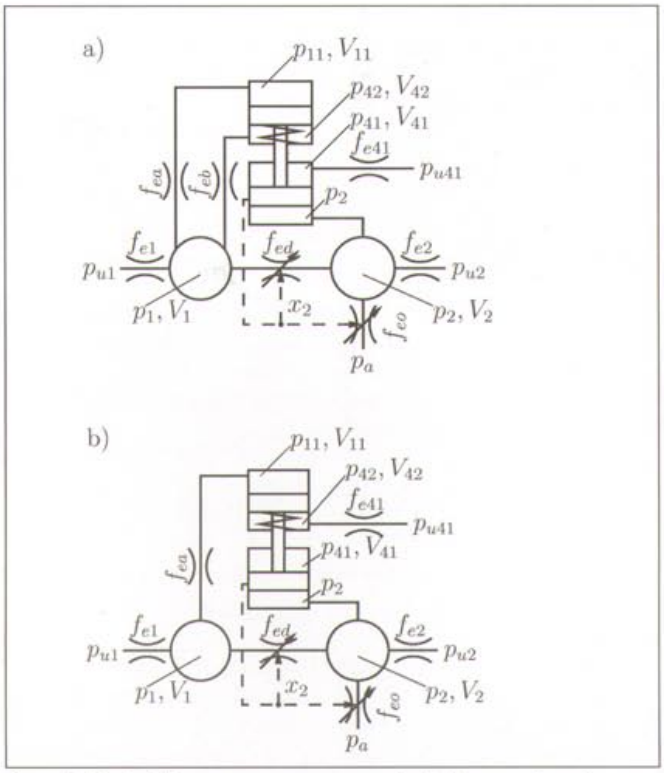
Dodatkowo oznaczono:

- p_1, p_2, p_{41}, p_{42}, p_{11} – ciśnienia w komorach, [Pa],
- p_a – ciśnienie atmosferyczne, [Pa],
- p_{u1}, p_{u2}, p_{u41}, p_{u42} – ciśnienia wejściowe, [Pa],
- f_{e1}, f_{e2}, f_{e41}, f_{e42} – przewodności efektywne kanałów wlotowych, [m^2].

Przewodności efektywne przelotów f_{ed} i f_{eo} zależą od przemieszczenia x_2. Przyjęto, że zależności te są następujące:

$$f_{ed} = \begin{cases} 0, \text{dla } x_2 \le a_2 \\ (x_2 - a_2)/(s_2 - a_2) \cdot f_{ed\max}, \text{dla } x_2 > a_2 \end{cases} \quad (13)$$

$$f_{eo} = \begin{cases} (a_2 - x_2)/a_2 \cdot f_{eo\max}, \text{dla } x_2 \le a_2 \\ 0, \text{dla } x_2 > a_2 \end{cases}$$



Rys. 5 Model fizyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego: a) dla sterowania wzrostem ciśnienia sterującego przez przyłącze 41, b) dla sterowania spadkiem ciśnienia sterującego przez przyłącze 42

gdzie:

$f_{ed\max}$, $f_{eo\max}$ – przewodności efektywne całkowicie otwartych przelotów.

Równania zmian ciśnienia powietrza dla sterowania wzrostem ciśnienia przez przyłącze 41 w poszczególnych komorach można zapisać następująco [2, 7]:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\alpha_1}{V_1} g(p_1, p_{u1}) + \frac{\alpha_d}{V_1} g(p_1, p_2) + \frac{\alpha_a}{V_1} g(p_1, p_{11}) + \frac{\alpha_b}{V_1} g(p_1, p_{42}) \quad (14)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\alpha_d}{V_2} g(p_2, p_1) + \frac{\alpha_o}{V_2} g(p_2, p_a) + \frac{\alpha_a}{V_2} g(p_2, p_{u2}) \quad (15)$$

$$\frac{dp_{11}}{dt} = \frac{\alpha_a}{V_{11}} g(p_{11}, p_1) \quad (16)$$

$$\frac{dp_{42}}{dt} = \frac{\alpha_b}{V_{42}} g(p_{42}, p_1) \quad (17)$$

$$\frac{dp_{41}}{dt} = \frac{\alpha_{41}}{V_{41}} g(p_{41}, p_{u41}) \quad (18)$$

Z kolei równania zmian ciśnienia powietrza dla sterowania spadkiem ciśnienia przez przyłącze 42 w poszczególnych komorach zostaną zapisane następująco [2, 7]:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\alpha_1}{V_1} g(p_1, p_{u1}) + \frac{\alpha_d}{V_1} g(p_1, p_2) + \frac{\alpha_a}{V_1} g(p_1, p_{11}) \quad (19)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\alpha_d}{V_2} g(p_2, p_1) + \frac{\alpha_o}{V_2} g(p_2, p_a) + \frac{\alpha_2}{V_2} g(p_2, p_{u2}) \quad (20)$$

$$\frac{dp_{11}}{dt} = \frac{\alpha_a}{V_{11}} g(p_{11}, p_1) \quad (21)$$

$$\frac{dp_{42}}{dt} = \frac{\alpha_{42}}{V_{42}} g(p_{42}, p_{u42}) \quad (22)$$

$$p_{41} = p_a \quad (23)$$

W powyższych równaniach oznaczono zmodyfikowaną funkcję (Mietluka–Awtuszki) natężenia przepływu powietrza przez opór miejscowy [2, 6]:

$$g(p_x, p_y) = \begin{cases} p_y \dfrac{p_y - p_x}{1{,}13 p_y - p_x}, \text{dla } p_y \geq p_x \\ -p_x \dfrac{p_x - p_y}{1{,}13 p_x - p_y}, \text{dla } p_y < p_x \end{cases}$$

$\alpha_j = 0{,}654 f_{ej} \sqrt{RT\kappa^3}$, $f_{ej} = \mu_j f_j$, f_j – pola przekroju poprzecznego odpowiednich kanałów zaworu, [m^2],
μ_j – współczynniki wydatku tych kanałów,
gdzie $j = a, b, 1, 2, 41, 42$ oraz R = 287 Nm/kgK – stałą gazową,
T = 293 K – temperaturę powietrza,
κ = 1,4 – wykładnik adiabaty.

Podsumowanie

Zawór przekaźnikowo-sterujący, stosowany w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów, jest złożonym elementem sterującym. Występuje w nim szereg elementów ruchomych, które w trakcie pracy mogą zajmować różne położenia i w różny sposób oddziaływać na siebie. W zależności od położenia tych elementów, zmieniają się przepływy powietrza przez otwierające lub zamykające się wtedy przeloty. Na skutek tego zmieniają się wartości ciśnienia panującego w poszczególnych komorach zaworu.

W niniejszym artykule przedstawiono uogólnione równania ruchu elementów zaworu przekaźnikowo-sterującego, powstałe po przyjęciu szeregu założeń upraszczających. Ze względu na niewielkie masy elementów ruchomych, zastąpiono algebraicznymi równaniami równowagi.

Równania te pozwalają wyznaczać przemieszczenia elementów ruchomych. W równaniach równowagi występują nieznane wartości ciśnień p_1, p_2, p_{41} i p_{42}. Mogą one być wyznaczone na podstawie opracowanych równań zmian ciśnienia powietrza w poszczególnych komorach zaworu. W równaniach tych wykorzystano zmodyfikowaną funkcję natężenia przepływu powietrza przez zawór (Mietluka–Awtuszki).

W toku dalszych prac przedstawiony model matematyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego zostanie zweryfikowany doświadczeniami poprzez wykonanie badań eksperymentalnych i symulacyjnych

Literatura

[1] Katalog wyrobów POLMO Praszka. ARW „Fine Grain", Kielce 1994.
[2] Kulesza Z.: Modelowanie wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych, Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2003.
[3] Kulesza Z.: Modelowanie układów napędowych z zaworem przekaźnikowym. Pneumatyka 4/2004.
[4] Kulesza Z.: Modelowanie pneumatycznego głównego zaworu hamulcowego, Hydraulika i Pneumatyka 1/2007, s. 9-12.
[5] Łomako D. M., Stańczyk T. L., Grzyb J.: Pneumatyczne układy hamulcowe w pojazdach samochodowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2002.
[6] Мятлюк Н. Ф., Автушко В. П.: Динамика пневматических и гидравлических приводов. Машиностроение, Москва 1980.
[7] Mikołajczyk B.: Badanie zaworu przekaźnikowo-sterującego, Praca magisterska, Białystok 2008.

Streszczenie

Artykuł prezentuje model matematyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego stosowanego w pneumatycznych układach napędowych pojazdów. Różniczkowe równania ruchu elementów ruchomych zaworu zostały uproszczone i zastąpione równaniami równowagi. W modelu pominięto masy i siły tarcia elementów ruchomych. Sformułowano różniczkowe równania zmian ciśnienia sprężonego powietrza w komorach zaworu. Po pozytywnej weryfikacji eksperymentalnej opracowany model stanie się częścią większego projektu, tzn. komputerowego pakietu symulacyjnego pneumatycznych układów hamulcowych.

Summary

Modeling the relay-control valve

The article presents the mathematical model of the relay-control valve that is used in the vehicles pneumatic brake systems. The differential movement equations of the moving parts of the valve are simplified and they are replaced by the algebraic equilibrium equations. During this the masses and the friction forces of the moving parts are neglected. The differential equations of the pressure changes in the chambers of the valve are formulated. After the positive experimental verification the model is going to become the part of the larger project, that is the computer simulation package of the pneumatic brake systems.

dr inż. Zbigniew Kulesza,
mgr inż. Bartłomiej Mikołajczyk,
prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako
Katedra Automatyki i Robotyki
Wydział Mechaniczny
Politechnika Białostocka

Wykorzystanie strumienia masy w badaniach dynamiki napędów pneumatycznych

S. Grymek, T. Kiczkowiak

Jedną z istotnych wielkości, które decydują o zgodności wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych napędów pneumatycznych, są parametry opisujące właściwości przepływowe instalacji pneumatycznej. W literaturze [4, 3, 5] występuje wiele modeli opisujących masowe natężenie przepływu przez element pneumatyczny, mających od jednego do czterech parametrów opisujących właściwości przepływowe. Wykorzystanie tych zależności wymaga jednak identyfikacji wartości ich parametrów.

W katalogach dostępne są informacje o przewodności dźwiękowej C i krytycznym stosunku ciśnień b, które opisują, zgodnie z normą [6], właściwości przepływowe elementów pneumatycznych. Wykorzystanie tych wielkości w badaniach symulacyjnych jest utrudnione, gdyż:

- model masowego natężenia przepływu stosowany w normie uwzględnia ciśnienia statyczne, a w symulacji komputerowej wyznaczane są wartości ciśnień spiętrzenia,
- dla modelu przepływu Saint Venanta – Wenzela znane są sposoby [3, 5, 1] przeliczenia przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b na współczynnik przepływu m (opisuje w tym modelu właściwości przepływowe elementu), lecz są to procedury iteracyjne. Przeliczenie to musi być dokonywane w każdym kroku całkowania modelu matematycznego napędu, co znacznie zwiększa nakłady obliczeniowe.

W celu uniknięcia powyższych niedogodności autorzy postanowili wykorzystać strukturę modelu zaproponowaną w normie [6]. W pracy opisano sposób przeliczania katalogowych wartości przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b na wartości nowych wielkości C^* i b^*. Po przeliczeniu wielkości te (C^* i b^*) stosowane są w modelu znormalizowanym wraz z ciśnieniami spiętrzenia.

Model masowego natężenia przepływu

Według normy [6] masowe natężenie przepływu czynnika ściśliwego może być wyznaczone zgodnie z wzorami:

$$\dot{m} = \frac{p_1}{\sqrt{T_0}} \cdot \rho_N \cdot \sqrt{T_N} \cdot \varphi(Y_{st}) \qquad (1)$$

$$\varphi(Y_{st}) = \begin{cases} C & \text{dla } Y_{st} \le b \\ C \cdot \sqrt{1 - \left(\dfrac{Y_{st} - b}{1 - b}\right)^2} & \end{cases}$$

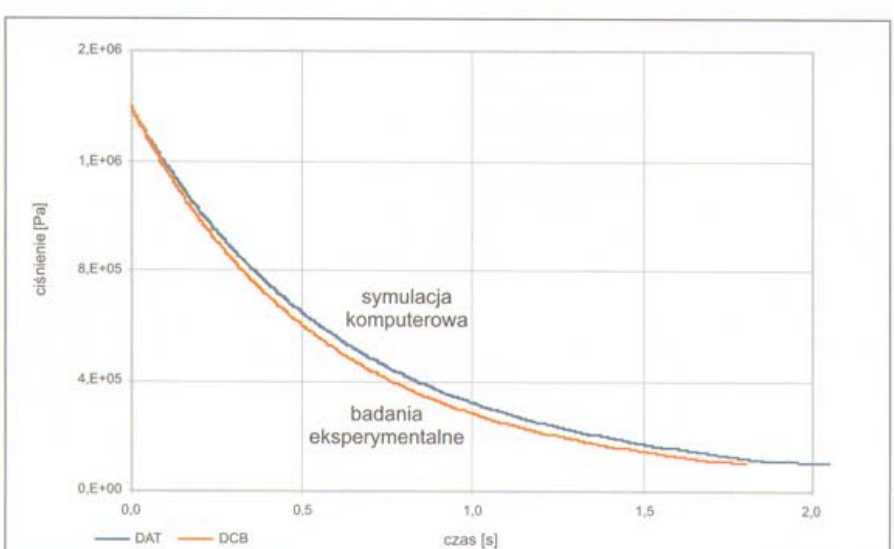
$$\text{dla } b < Y_{st} \le 1 \qquad (2)$$

$$Y_{st} = \frac{p_2}{p_1} \qquad (3)$$

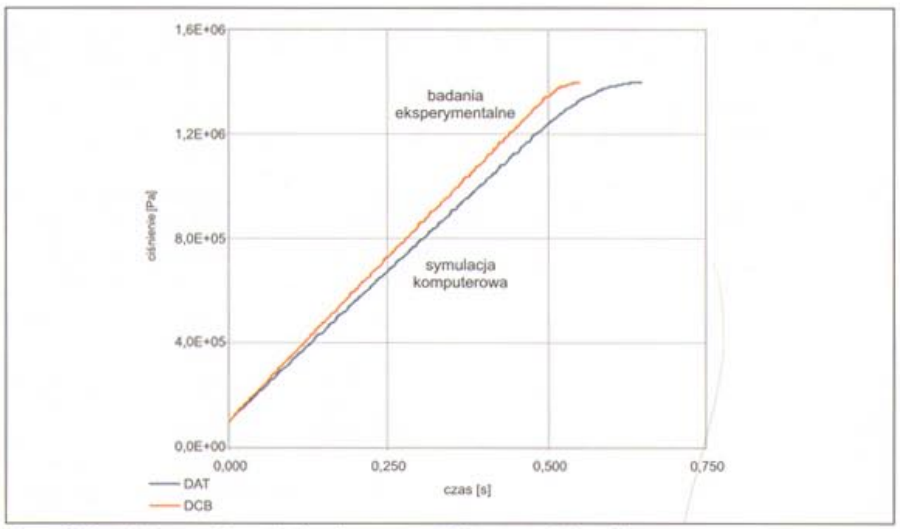
gdzie:
$\varphi(Y_{st})$ – funkcja ekspansji,
Y_{st} – stosunek ciśnień statycznych [–],
C – przewodność dźwiękowa elementu [s×m⁴/kg],
p_1 – absolutne ciśnienie statyczne przed elementem [Pa]
p_2 – absolutne ciśnienie statyczne za elementem [Pa]
T_0 – bezwzględna temperatura gazu przed elementem [K]
ρ_N – gęstość gazu w warunkach znormalizowanej atmosfery odniesienia ANR [kg/m³]
b – krytyczny stosunek ciśnień [–].

Weryfikacja możliwości wykorzystania modelu normowego

Pierwszym działaniem była ocena możliwości wykorzystania modelu normowego, w którym ciśnienia byłyby ciśnieniami spiętrzenia, zamiast ciśnieniami statycznymi. Na rys.1 i 2 porównano przebiegi zmian ciśnienia dla modelu normowego oraz katalogowych wartości przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b, stosując ciśnienie statyczne i ciśnienie spiętrzenia. W przypadku zastosowania w symulacji ciśnień spiętrzenia w napełnianym zbiorniku ciśnienie narasta szybciej (rys. 2), niż odbywa się to w rzeczywistości (model normowy z ciśnieniami statycznymi), a w zbiorniku opróżnianym – szybciej opada (rys. 1).



Rys. 1 Przebieg zmian ciśnienia w zbiorniku opróżnianym



Rys. 2 Przebieg zmian ciśnienia w napełnianym zbiorniku

Wykorzystując posiadane oprogramowanie komputerowe [7], wygenerowano dla katalogowych wartości

oszczędza się na materiałach eksploatacyjnych. Z całą pewnością możemy stwierdzić, że takie działanie staje się przyczyną uruchomienia prawdziwej lawiny nie zawsze porządanych efektów. Zastosowanie separatorów niższej jakości i niewiadomego pochodzenia często powoduje znaczny wzrost zużycia oleju oraz pogorszenie się jakości sprężonego powietrza. Powstaje ryzyko zniszczenia stopnia śrubowego, którego koszliczenia wartości katalogowych przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b.

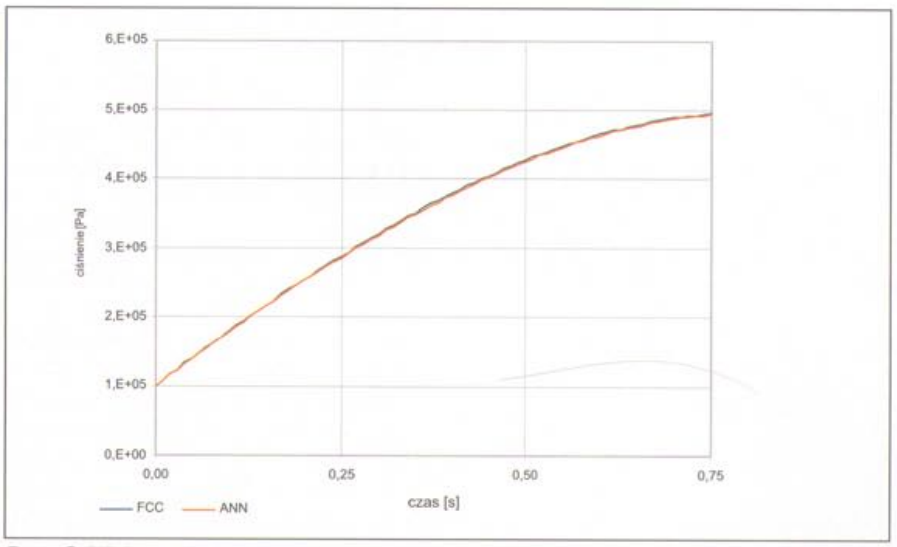
krople oleju, które z powodu swego ciężaru szybko spływają. Olbrzymie doświadczenie inżynierów z Mahle Filtersysteme pozwoliło na stworzenie takiej konstrukcji separatora, by przepływ strumienia zapobiegał przenikaniu oleju przez materiał separujący.

- W zależności od sposobu zabudowy separatora, olej zbiera się na dnie elementu lub spływa do układu olejowego sprężarki.

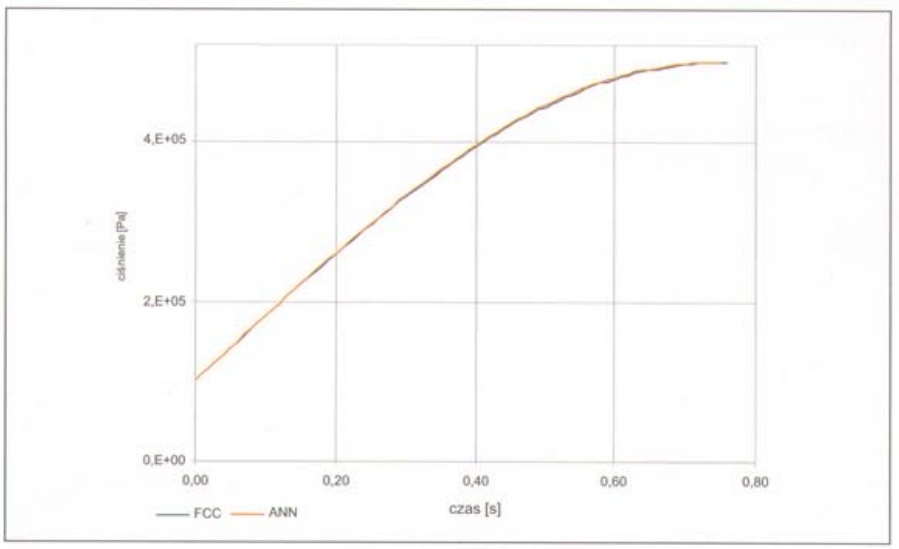
Wykorzystując eksperymenty symulacyjne, wygenerowano zbiór uczący dla wszystkich kombinacji zmiennych niezależnych: $C/d^2 \in$<0,0001, 0,0003, 0,0005, 0,0007, 0,001>; $b \in$<0,000, 0,050, 0,100, 0,300, 0,500, 0,700, 0,900, 0,950, 0,999>; $p \in$<5, 7, 10, 12, 14> barów; x – napełnianie bądź opróżnianie. Uzyskano zbiór uczący zawierający 450 wektorów. Dodatkowo, w ten sam sposób, dla: $C/d^2 \in$<0,0002, 0,0006, 0,0009; $b \in$<0,050, 0,400, 0,800>; $p \in$<8, 11> barów; x – napełnianie bądź opróżnianie, uzyskano zbiór testowy zawierający 36 wektorów.

W efekcie prac projektowych określono wymaganą strukturę obu jednokierunkowych, sztucznych sieci neuronowych i przystąpiono do właściwego uczenia. Obie sieci mają identyczną topologię: cztery wejścia, jedno wyjście i siedem neuronów w p

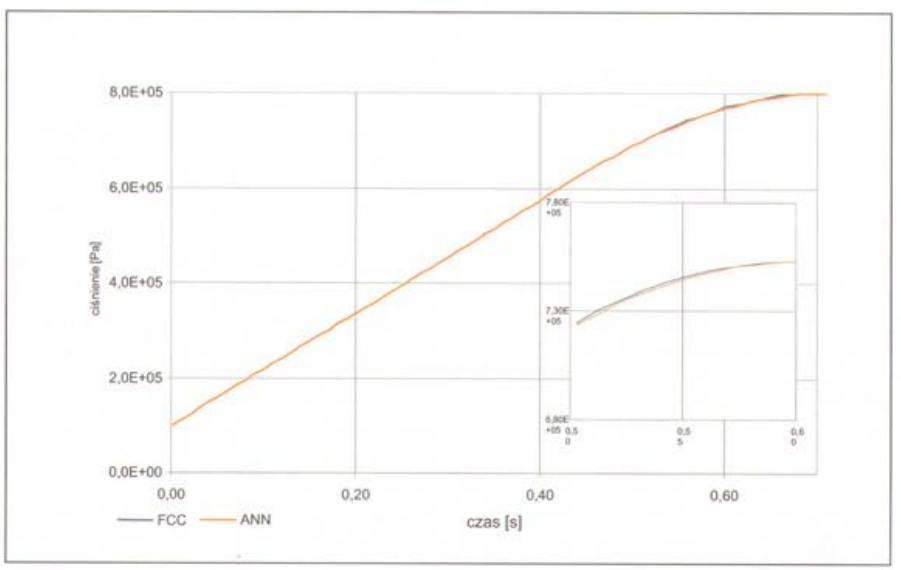
kości sprężarek śrubowych. Pod niec lat 90. ten segment produkcy został sprzedany firmie Comp Mahle Filtersysteme jako produc filtrów przemysłowych ma w sw programie wszystkie elementy fil cji, niezbędne do prawidłowego fu cjonowania sprężarek śrubowych. try powietrza, filtry oleju oraz sep tory oleju. Do dziś produkowan wkłady filtracyjne i separatory



Rys. 3 Wpływ błędu wyznaczenia C na przebieg zmian ciśnienia w zbiorniku (p – 5, b^* –0,0014, C^*/d^2_{FCC} – 0,00091, C^*/d^2_{ANN} – 0,00092)



Rys. 4 Wpływ błędu wyznaczenia b na przebieg zmian ciśnienia w zbiorniku (p – 5, C^*/d^2_{FCC} – 0,00092, b^*_{FCC} – 0,2629, b^*_{ANN} – 0,2359)



Rys. 5 Wpływ błędu wyznaczenia b na przebieg zmian ciśnienia w zbiorniku (p–8, C^*/d^2_{FCC} – 0,00083, b^*_{FCC} – 0,7159, b^*_{ANN} – 0,7058)

– 0,001, b – 0,050, p – 5, napełnianie), a maksymalny bezwzględny błąd wyznaczenia b^* wyniósł $2{,}70\times10^{-2}$ (dla wektora: C/d^2 – 0,001, b – 0,300, p – 5, napełnianie). Wpływ tych błędów na przebiegi ciśnień pokazano odpowiednio na rys. 3 (napełnianie, p – 5, b^* – 0,0014, C^*/d^2_{FCC} – 0,00091, C^*/d^2_{ANN} – 0,00092) i rys. 4 (napełnianie, p – 5, C^*/d^2_{FCC} – 0,00092, b^*_{FCC} – 0,2629, b^*_{ANN} – 0,2359). Porównania ciśnień dokonano dla wartości C^*/d^2 i b^*, wyznaczonych przez sztuczną sieć neuronową (ANN) i wartości identyfikowanych (FCC). Mimo iż do porównania wybrano przypadki o największych błędach, różnice w przebiegach zmian ciśnień w czasie praktycznie pokrywają się.

Dla zbioru testowego maksymalny błąd bezwzględny wyznaczenia C^*/d^2 wyniósł $1{,}70\times10^{-6}$ (dla wektora: C/d^2 – 0,0009, b – 0,800, p – 8, napełnianie), a maksymalny bezwzględny błąd wyznaczenia b^* wyniósł $1{,}01\times10^{-2}$ i uzyskano go dla tego samego wektora. Błąd wyznaczenia C^*/d^2 okazał się nierozróżnialny dla użytego oprogramowania. Wpływ błędu wyznaczenia b^* na przebieg ciśnień pokazano na rys. 5 (napełnianie, p – 8, C^*/d^2_{FCC} – 0,00083, b^*_{FCC} – 0,7159, b^*_{ANN} – 0,7058).

Podsumowanie

Przeprowadzone badania potwierdziły, iż możliwe jest wykorzystanie zaproponowanego w normie modelu masowego natężenia przepływu w badaniach symulacyjnych (dla ciśnień spiętrzenia) po przeliczeniu wartości przewodności dźwiękowej i krytycznego stosunku ciśnień na nowe wielkości. Uzyskano (rys. 3, 4, 5) dobrą zgodność przebiegów ciśnień. W pracy wykazano, że przeliczenie może być zrealizowane z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych.

Proponowane podejście przyspieszy obliczenia numeryczne napędów pneumatycznych poprzez pominięcie konieczności wyznaczania parametrów stosowanego modelu przepływu (przykładowo współczynnika przepływu m w modelu Saint Venanta Wenzela) na podstawie przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b w każdym kroku całkowania. Przeliczenie przewodności dźwiękowej C i krytycznego stosunku ciśnień b na nowe wielkości C^* i b^* będzie dokonywane raz, przed rozpoczęciem całkowania. Skrócenie czasu obliczeń

jest szczególnie istotne w przypadku optymalizacji parametrów (w tym C i b) napędu pneumatycznego.

Literatura

[1] Grymek S., Kiczkowiak T.: Conversion of the sonic conductance C and the critical pressure ratio b into the airflow coefficient M. Journal of Mechanical Science and Technology (The Korean Society of Mechanical Engineers), Vol. 19, No 9/2005, s. 1706-1710.

[2] Iwaszko J.: Nowa metoda pomiaru współczynnika przepływu, Archiwum Budowy Maszyn 1983, tom XXX, zeszyt 3-4, s. 163-172.

[3] Iwaszko J.: Opory przepływu powietrza przez elementy pneumatyczne. Prace naukowe, Mechanika z. 177, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1999.

[4] Kamiński Z.: Ocena modeli matematycznych charakterystyk przepływowych oporów pneumatycznych. Hydraulika i Pneumatyka 5/2003, s. 5-7.

[5] Kiczkowiak T.: Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2005.

[6] Polska Norma PN–92/M–73723: Napędy i sterowanie pneumatyczne. Elementy pneumatyczne. Wyznaczanie parametrów przepływowych.

[7] Grymek S., Kiczkowiak T.: Komputerowo wspomagane obliczenia współczynnika przepływu gazu, ZN Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej nr 37, Koszalin 2005, s. 33-40.

Streszczenie

Wykorzystanie znormalizowanego modelu masowego natężenia przepływu w symulacyjnycxh badaniach dynamiki napędów pneumatycznych

W pracy opisano zastosowanie znormalizowanego modelu masowego natężenia przepływu w symulacyjnycxh badaniach dynamiki napędów pneumatycznych. Pokazano, że model ten może być wykorzystany po przeliczeniu wartości jego parametrów na nowe wielkości. Zaprezentowano metodę przeliczania parametrów z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych.

Proponowane podejście powinno skutkować przyspieszeniem obliczeń numerycznych dynamiki napędów pneumatycznych. Jest to szczególnie ważne np. w optymalizacji pneumatycznych układów napędowych.

Summary

An utilisation of standardised air – flow mass rate in simulation of pneumatic drive dynamics

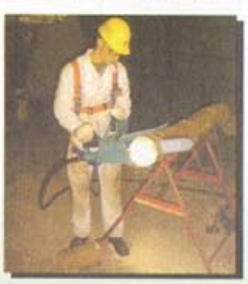
An utilisation of the standardised air – flow mass rate in a simulation of pneumatic drive dynamics is described in this paper. It is shown that the model can be applied if the values of its parameters are recalculated into the new ones. The method of recalculation, with the use of artificial neural networks, is presented.

The approach proposed should result in much faster evaluation of the pneumatic drive dynamic model during simulation, what is very important e. g. in an optimisation of pneumatic driving system.

dr inż. Szymon Grymek
Politechnika Gdańska
dr hab. inż. Tomasz Kiczkowiak
Politechnika Koszalińska

SPITZNAS NIEZAWODNOŚĆ I NISKI KOSZT EKSLPOATACJI

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



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

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

Do zakręcania i odkręcania śrub od M16 do M56

Do wiercenia w miejscach trudnodostępnych

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

Firma Transtools zapewnia autoryzowany serwis gwarancyjny i pogwarancyjny urządzeń Spitznas

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

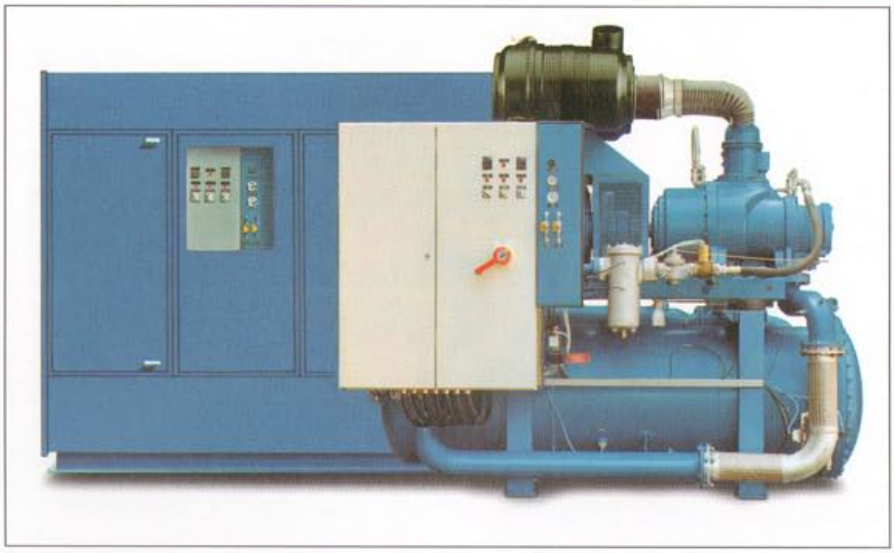
Transtools Sp. z o.o.
20 - 211 Lublin
ul. Gospodarcza 29

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

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

Separatory oleju do sprężarek śrubowych

Od 2003 r. firma BIBUS MENOS Sp. z o.o. przejęła przedstawicielstwo firmy Mahle Filtersysteme GmbH. Stała i bliska współpraca z Mahle stała się podwaliną do stworzenia w ramach struktury BIBUS MENOS Sp. z o.o. odrębnego działu zajmującego się filtracją przemysłową. Mahle Filtersysteme wchodzi w skład koncernu Mahle, od 2006 r. jest odrębną firmą, specjalizującą się w produkcji filtrów hydrauliki siłowej, systemów odpylania, filtrów procesowych i filtrów automatycznych – samoczyszczących. Jesienią 2006 r. koncern Mahle przejął dwie znane na całym świecie firmy z branży filtracyjnej – AKO GmbH i NFV GmbH.



Fot. 1 Kompresor śrubowy z zamontowanymi filtrami produkcji firmy Mahle

Firma BIBUS MENOS Sp. z o.o. reprezentując na terenie Polski również te dwie nowe firmy, znacznie poszerzyła swoją ofertę i obecnie może podejmować najtrudniejsze zadania techniczno-technologiczne i organizacyjne w dziedzinie filtracji mediów przemysłowych, dysponując ogromnym doświadczeniem inżynierskim.

BIBUS MENOS – najlepszy partner czystych rozwiązań

Przez szereg lat na rynku polskim firma Mahle rozpoznawana była między innymi jako pro[illegible]

większości sprężarek, pochodzących jeszcze z zakładu Mahle Kompressoren. Mahle Filtersysteme jest również producentem filtrów dla szeregu renomowanych producentów sprężarek.

Większość zakładów przemysłowych opiera swoje technologie produkcyjne na urządzeniach, liniach produkcyjnych, maszynach, pracujących w oparciu o układy sprężonego powietrza. W zależności od zapotrzebowania, stosuje się sprężarki tłokowe lub śrubowe. Dobrze przygotowane medium (sprężone powietrze) umożliwia długą i bezproblemową eksploatację urządzeń. W dobie permanentnego ograniczania kosztów produkcji zakłady przemysłowe bardzo często starają się te koszty ograniczyć nie w tym miejscu, w jakim powinno to następować. Najczęściej ty naprawy (jeżeli w ogóle ze względu na specyfikę uszkodzenia jest to możliwe) to często sumy, stanowiące nawet 50-60% wartości zakupu nowej sprężarki.

Jak działają separatory oleju w sprężarkach śrubowych

Dobrej jakości separatory zwykle mają konstrukcję wielowarstwową.

- Separatory działają, wykorzystując podstawowe prawa fizyki i koalescencji. Kierunek przepływu od zewnątrz do wewnątrz, przez specjalnie przygotowany materiał koalescencyjno-filtrujący, powoduje skraplanie się mgły olejowej, a grawitacja dopełnia proces, powodując spływ oleju na dół.
- Druga warstwa filtracyjna wyłapuje

- Trwałość separatora jest uzależniona jedynie od zanieczyszczeń stałych, które przedostają się do oleju ze środowiska pracy sprężarki. Osadzając się na wkładzie separatora, powodują przyrost różnicy ciśnień, a ta z kolei uruchamia komunikat o zapchaniu wkładu. Istotnym czynnikiem w tym przypadku jest zastosowanie odpowiedniej filtracji powietrza zasysanego przez sprężarkę. Właściwy dobór materiału filtracyjnego, uzależniony od warunków, w których pracuje sprężarka, jest podstawą do przedłużenia żywotności wkładu separatora i samej sprężarki.

Jako dostawca separatorów do wielu zakładów przemysłowych BIBUS MENOS, bazując na własnych doświadczeniu i informacjach uzyskiwanych od klientów, jest w stanie zagwarantować, przy zachowaniu optymalnych warunków pracy, trwałość separatorów Mahle w zakresie nawet ponad 5000 roboczogodzin. Jednak aby to osiągnąć, wymagana jest odpowiednio wysoka jakość filtracji powietrza zasysanego oraz filtracji oleju w układzie olejowym sprężarki.

Ocena efektywności separatora oleju w sprężarkach śrubowych

Istotnym parametrem określającym

Fot. Separatory oleju produkcji firmy Mahle

Z kolei systemy odpylające Mahle pozwalają nam rozwiązać problemy naszych klientów z pyłem w środowisku pracy, bez względu na to, czy będzie to malarnia proszkowa, obróbka na sucho odlewów żeliwnych, pakowanie herbaty, pasz czy też tynków szlachetnych.

Filtry procesowe Mahle PIP gwarantują odpowiednią czystość elementów po umyciu ich w myjkach procesowych. Przedłużają też żywotność czynnika myjącego.

Program filtrów Mahle AKO umożliwia filtrację przy bardzo dużym przepływie – nawet 1000 m^3/h.

Układy Mahle N

płynnych, biofiltrację wody balastowej etc.

Włókniny filtracyjne TWE Dierdorf pozwalają nam na zaspokojenie potrzeb klientów wykorzystujących tradycyjne technologie filtracji chłodziw.

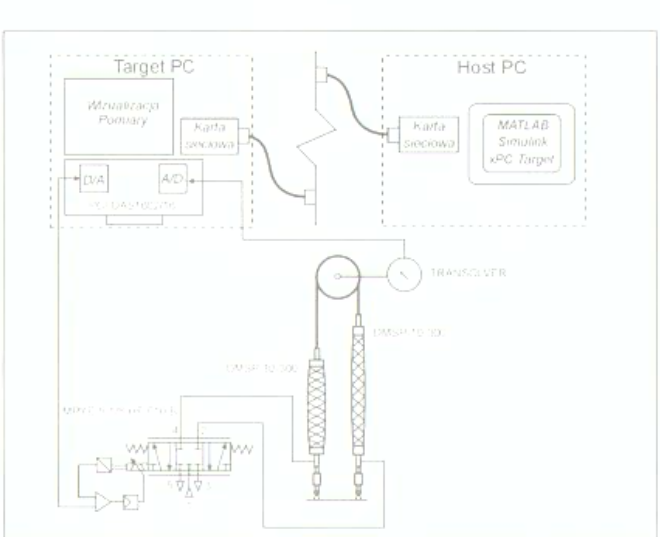
Dzięki szybkiemu rozwojowi i ciągle powiększającej się sieci biur techniczno-handlowych w całej Polsce (między innymi we wrześniu 2007 r. otwarcie nowego biura w Krotoszynie na terenie zakładów MAHLE oraz w lutym 2008 r. nowego biura we Wrocławiu, obecnie przygotowywane otwarcie biura w Rzeszowie) BIBUS

atorami mięśniowymi

oglu, Ryszard Dindorf, Paweł Łaski

ięśniowe (muskuły pneumatycz-
ędu na specyficzne właściwości
tosowanie jako elementy napędo-
ch mobilnych, antropomorficznych,
humanoidalnych, manipulatorach fi-
znych, protezach, ortezach i egzosz-
a także w automatyzacji produkcji.

(mięsień) pneumatyczny jest stosunkowo
m rodzajem napędu pneumatycznego, który
duje zasadę działania naturalnego mięśnia.
z tradycyjnym siłownikiem pneumatycz-
neumatyczny ma bardzo dużą siłę począt-
leży od ciśnienia panującego wewnątrz
gości początkowej i stopnia skrócenia
jego właściwości materiałowych. Wzrost
duje pęcznienie muskułu i w następstwie
terystyki siły. Muskuł pneumatyczny ma
szą siłę początkową w porównaniu z siłow-
ym tej samej średnicy i jest całkowicie
akteryzuje się także wysoką dynamiką,
ruchu skokowego (zjawisko *stick–slip*) oraz
ralne właściwości tłumienia ruchu. Położe-
muskułu pneumatycznego można prosto



Rys. 1 Schemat stanowiska badawczego

(*Bi-Muscular Driving System*) zbudowano według schematu przedstawionego na rys. 1.

Elementami wykonawczymi (aktuatorami) są muskuły pneumatyczne typu DMSP-10-300 (Festo) (o średnicy 10 mm i długości 300 mm), a elementem sterującym jest zwór

efektywność separatora, jest procen-
towa zawartość oleju w sprężonym

separację woda/olej, olej/woda, roz-
dział olejów o różnej gęstości od 1%

MENOS ma możliwość szybkiego
dotarcia do każdego klienta, natych-

aktu

Jakub Takos

Aktuatory
ne) ze wzg
znajdują za
we w robot
bionicznych
zjoterapeuty
kieletonach,

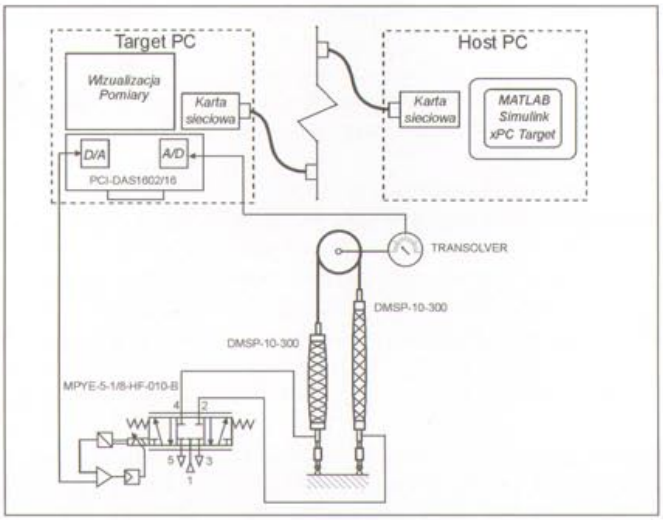
Musku
now
naśl
W porównani
nym, muskuł
kową, która z
muskułu, dł
muskułu oraz
ciśnienia pow
zmianę charak
do 10 razy wię
nikiem tłoko
szczelny. Cha
brakiem efek
wykazuje natu
nia pośrednie

Sterowanie pneumatycznego układu napędowego z dwoma aktuatorami mięśniowymi

Jakub Takosoglu, Ryszard Dindorf, Paweł Łaski

Aktuatory mięśniowe (muskuły pneumatyczne) ze względu na specyficzne właściwości znajdują zastosowanie jako elementy napędowe w robotach mobilnych, antropomorficznych, bionicznych i humanoidalnych, manipulatorach fizjoterapeutycznych, protezach, ortezach i egzoszkieletonach, a także w automatyzacji produkcji.

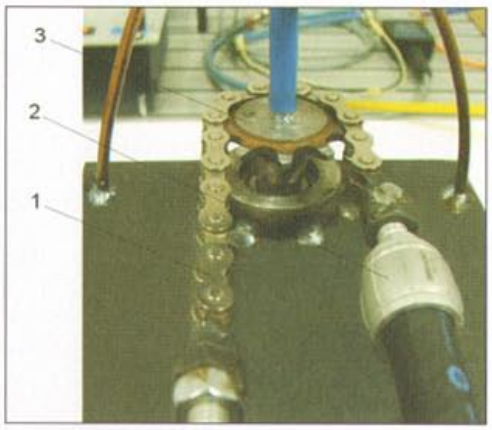
Muskuł (mięsień) pneumatyczny jest stosunkowo nowym rodzajem napędu pneumatycznego, który naśladuje zasadę działania naturalnego mięśnia. W porównaniu z tradycyjnym siłownikiem pneumatycznym, muskuł pneumatyczny ma bardzo dużą siłę początkową, która zależy od ciśnienia panującego wewnątrz muskułu, długości początkowej i stopnia skrócenia muskułu oraz jego właściwości materiałowych. Wzrost ciśnienia powoduje pęcznienie muskułu i w następstwie zmianę charakterystyki siły. Muskuł pneumatyczny ma do 10 razy większą siłę początkową w porównaniu z siłownikiem tłokowym tej samej średnicy i jest całkowicie szczelny. Charakteryzuje się także wysoką dynamiką, brakiem efekt ruchu skokowego (zjawisko *stick–slip*) oraz wykazuje naturalne właściwości tłumienia ruchu. Położenia pośrednie muskułu pneumatycznego można prosto uzyskać dzięki regulacji ciśnienia [3]. Może pracować w różnych warunkach otoczenia, np. pod wodą. Sztuczny muskuł pneumatyczny należy do napędów pneumatycz-



Rys. 1 Schemat stanowiska badawczego

(*Bi-Muscular Driving System*) zbudowano według schematu przedstawionego na rys. 1.

Elementami wykonawczymi (aktuatorami) są muskuły pneumatyczne typu DMSP-10-300 (Festo) (o średnicy 10 mm i długości 300 mm), a elementem sterującyM jest zawór proporcjonalny typu MPYE-5-1/8-HF-010-B (Festo). Do pomiaru położenia kątowego ramienia zastosowano przetwor[illegible]



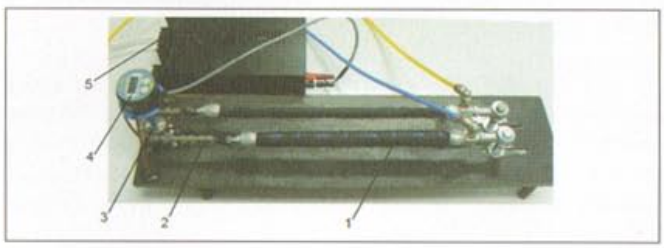
Rys. 3 Widok ogólny elementu obrotowego: 1 – łańcuch, 2 – muskuł pneumatyczny DMSP, 3 – koło zębate

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

Zadawane napięcia	Czasy odpowiedzi	Czasy jałowe
10V→0V	14,4 ms	2,0 ms
0V→10V	15,1 ms	1,3 ms

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

Muskuły pneumatyczne przytwierdzono do podstawy za pomocą przegubów kulowych, natomiast po przeciwnej stronie połączono je łańcuchem. Elementem obrotowym jest koło zębate, po którym obtacza się łańcuch (rys. 3). Oś



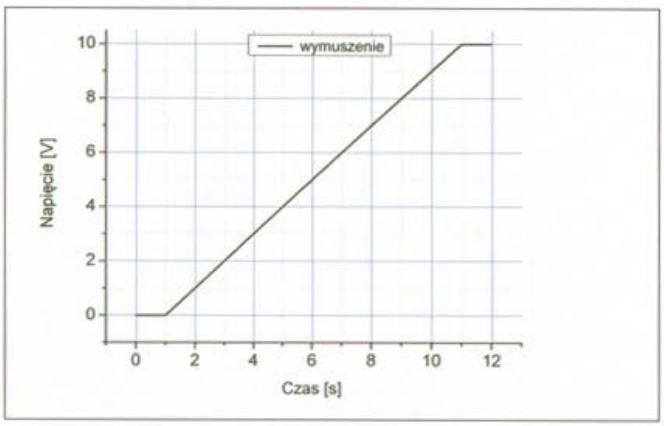
Rys. 4 Widok ogólny stanowiska badawczego: 1 – muskuł pneumatyczny DMSP, 2 – łańcuch, 3 – koło zębate, 4 – przetwornik położenia kątowego, 5 – zasilacz

obrotu koła zębatego połączono z przetwornikiem położenia kątowego. Widok ogólny stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 4.

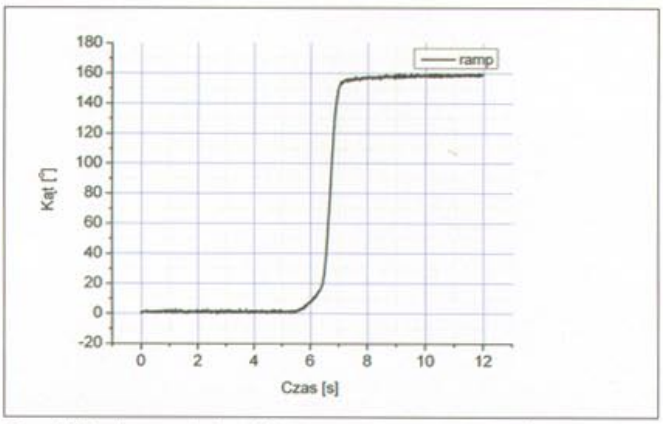
Badania eksperymentalne układu napędowego BMDS

Badania eksperymentalne ramienia bionicznego przeprowadzono w otwartej pętli sterowania (bez regulatora). Na cewkę zaworu proporcjonalnego podawano napięcia wymuszające różnych typów. Rejestrowano zmiany położenia kątowego ramienia. Na rys. 5 przedstawiono sygnał wymuszający typu *ramp* od 0 do 10 V, natomiast na rys. 6 zmiany położenia kątowego ramienia na wymuszenie tego typu. Zakres zmian położenia kątowego wynosi 0–160°.

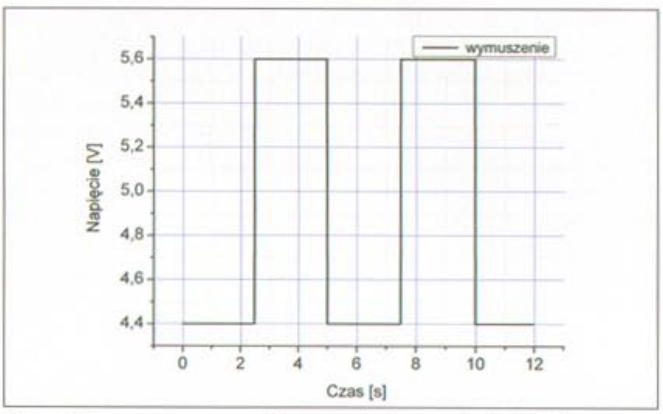
Na rys. 7 przedstawiono sygnał wymuszający prostokątny od 4,4 do 5,6 V, natomiast na rys. 8 – zmiany położenia kątowego



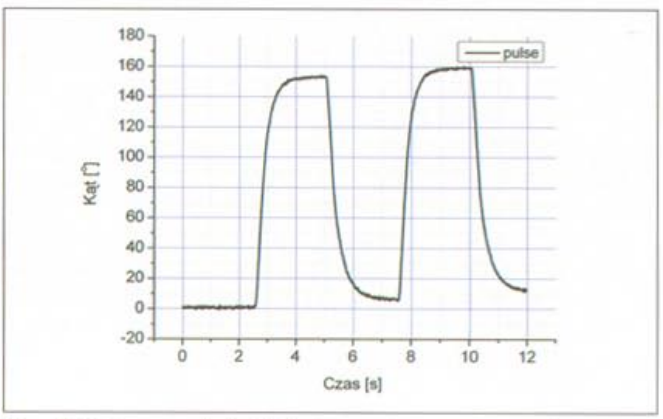
Rys. 5 Sygnał wymuszający typu ramp *0÷10 V*



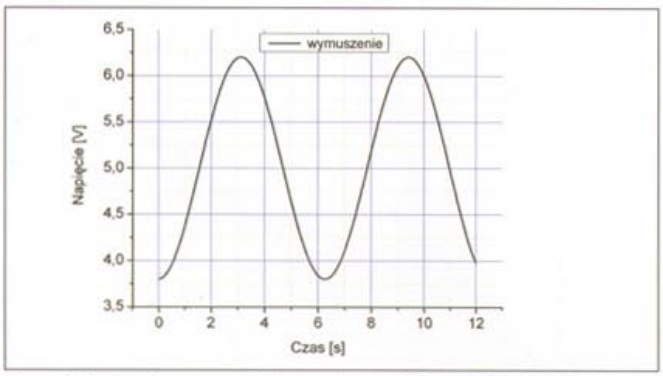
Rys. 6 Zmiana położenia kątowego na wymuszenie typu ramp



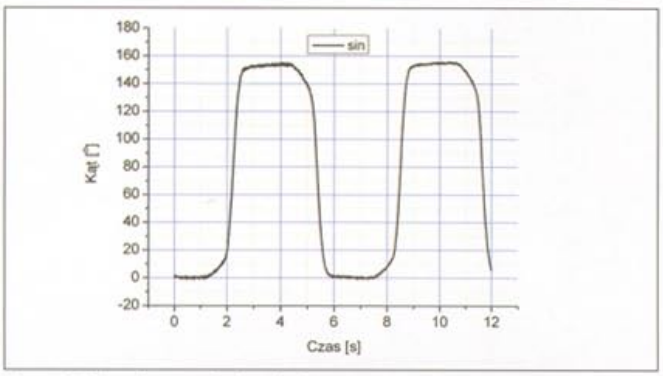
Rys. 7 Sygnał wymuszający prostokątny 4,4–5,6 V



Rys. 8 Zmiana położenia kątowego na wymuszenie prostokątne



Rys. 9 Sygnał wymuszający sinusoidalny 3,8–6,2 V



Rys. 10 Zmiana położenia kątowego na wymuszenie sinusoidalne

ramienia. Zakres zmian położenia kątowego wynosi 0–155°.

Na rys. 9 przedstawiono sygnał wymuszający typu sinusoidalnego od 3,8 do 6,2 V, natomiast na rys. 10 zmiany położenia kątowego ramienia na wymuszenie tego typu. Zakres zmian położenia kątowego wynosi 0–158°.

Przeprowadzono również badania eksperymentalne z bardzo szybkiMI zmianami położenia kątowego. Jako sygnału sterującego zaworem proporcjonalnym użyto sygnału prostokątnego o częstotliwości 80 Hz. Ramię pracowało poprawnie, natomiast zaobserwowano intensywne nagrzewanie się muskułów pneumatycznych podczas tak szybkiej pracy. Spowodowane jest to tarciem wewnątrz struktury materiału, z którego zbudowane są muskuły.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono schemat stanowiska badawczego ramienia bionicznego z aktuatorami mięśniowymi oraz wyniki badań eksperymentalnych. Przedstawiono koncepcję sterowania muskułami za pomocą proporcjonalnego zaworu przepływowego. Zaletą takiego rozwiązania jest zastosowanie tylko jednego elementu sterującego parą mięśni oraz możliwość sterowania pozycyjnego. Do sterowania ciśnieniowego muskułów pneumatycznych wykorzystano pewną część charakterystyki ciśnieniowej proporcjonalnego zaworu przepływowego.

Na wykresach zmian położenia kątowego ramienia w funkcji czasu można zauważyć histerezę pracy muskułów pneumatycznych, którą będzie można skompensować dzięki zastosowaniu regulatora, np. regulatora rozmytego. Kolejnym niekorzystnym zjawiskiem, występującym w muskułach pneumatycznych, może być tarcie wewnątrz struktury materiału, z którego zbudowane są muskuły. Zjawisko to można jednak wykorzystać do pracy muskułów w niskich temperaturach. Badania wykazały poprawną pracę ramienia, zarówno w czasie wolnych, jak i szybkich zmian położenia kątowego. Ramię pracowało łagodnie, z miękkim startem.

Literatura

[1] Dindorf R., Łaski P., Takosoglu J.: Doświadczalne charakterystyki statyczne muskułu pneumatycznego typu MAS, Pneumatyka nr 4, 2005.

[2] Dindorf R., Takosoglu J.: Doświadczalne charakterystyki zaworu proporcjonalnego, Pneumatyka nr 5, 2005.

[3] Takosoglu J., Dindorf R.: Sterowanie pozycyjne muskułu pneumatycznego typu MAS, Zeszyt Naukowy nr 7, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2007.

[4] Dindorf R., Łaski P.: Muskuły pneumatyczne. Budowa, parametry, zastosowanie, Pneumatyka nr 2, 2003.

[5] Dindorf R.: Muskuły pneumatyczne. Charakterystyki statyczne, Pneumatyka nr 4, 2003.

[6] Dindorf R.: Muskuły pneumatyczne. Charakterystyki dynamiczne, Pneumatyka nr 5, 2003.

[7] Dindorf R.: Muskuł pneumatyczny jako element napędowy, Napędy i Sterowanie nr 7-8, 2003.

[8] Dindorf R.: Static and dynamic models of pneumatic muscle actuator, Proc. The 18th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Prague 2003.

[9] Dindorf R.: Model i charakterystyki muskułów pneumatycznych, Pomiary Automatyka Robotyka nr 2, 2004.

Streszczenie

W artykule przestawiono stanowisko badawcze i wyniki doświadczalne pozycjonowania pneumatycznego układu napędowego z dwoma aktuatorami mięśniowymi dla trzech sygnałów wymuszających typu ramp, pulse i sin. Stanowisko badawcze składa się z dwóch muskułów pneumatycznych typu DMSP o średnicy 25 mm i długości 300 mm, zaworu 5/3 rozdzielającego proporcjonalnego sterowanego napięciowo 0-10 V o przepływie nominalnym 700 l/min i częstotliwości przełączania 80 Hz, przetwornika ciśnienia oraz przetwornik położenia kątowego. Do szybkiego prototypowania metodą HIL regulacji położenia pneumatycznego układu napędowego z dwoma aktuatorami mięśniowymi zastosowano oprogramowanie xPC Traget pakietu Matlab/Simulink.

Summary

In paper the test stand and experimental results the positioning control of pneumatic bi-muscular driving system was presented for three input function: *ramp*, *pulse* and *sin*. The test stand consists of two pneumatic muscle DMSP-10-300 (Festo) with diameter of 25 mm and length of 300 mm, proportional 5/3 directional control valve MPYE-5-1/8-HF-010-B (Festo) controlled by 0-10 V voltage of nominal flow rate 700 l/min and switching frequency 80 Hz, pressure transducer PXW (Peltron). Positioning control of pneumatic bimuscular driving system was designed and constructed by means of xPC Target software of Matlab-Simulink package for rapid prototyping and hardware-in-the-loop simulation.

dr Jakub Takosoglu
dr inż. Paweł Łaski
Politechnika Świętokrzyska
dr hab. inż. Ryszard Dindorf profesor Politechniki Świętokrzyskiej

Więcej niż standard

siłowniki kompaktowe firmy Festo

Dobre parametry w szerokiej gamie zastosowań i zwarta konstrukcja to cechy kompaktowych siłowników ADN firmy Festo. Spełniają one wymagania normy ISO 21287.

Siłowniki kompaktowe ADN spełniają wymagania ISO. Są uniwersalne i mają lepsze parametry, niż starsze typy napędów. Dzięki kompaktowej konstrukcji siłowniki ADN mogą pracować nawet z najmniejszymi elementami, w najbardziej ograniczonej przestrzeni działania. Znajdują zastosowanie w procesach związanych z chwytaniem, podawaniem i manewrowaniem miniaturowymi obrabianymi elementami. Dodatkowe zalety to wysoka niezawodność działania i niskie koszty eksploatacji.

Więcej opcji

Oprócz siłowników jednostronnego działania AEN i dwustronnego działania ADN użytkownicy mogą obecnie wybrać jeden z trzech nowych typów. Pierwszy z nich to siłownik ADNGF z prowadnicami, drugi to wielopozycyjny siłownik ADNM, a trzeci to siłownik o dużej sile ADNH tandem.

Ponadto oferowanych jest dziewięć nowych wykonań, m.in. wariant wysokotemperaturowy, wariant z kwadratowym tłoczyskiem oraz wersja o niskiej sile tarcia. Poszczególne kombinacje tych produktów zapewniają maksymalną funkcjonalność i optymalne z technicznego punktu widzenia rozwiązania dla wielu zastosowań. Siłowniki dostępne są w jedenastu rozmiarach i w szesnastu wykonaniach modułowych. Umożliwia to zapewnienie właściwego technicznie i efektywnego ekonomicznie rozwiązani dla każdego zastosowania. W rezultacie, użytkownicy nie muszą już projektować własnej konstrukcji przyrządów. Uzyskują większą niezawodność, korzystając ze sprawdzonych urządzeń o mniejszej liczbie połączeń i z pełnym asortymentem akcesoriów, od uchwytów montażowych do osprzętu i czujników.

Artykuł promocyjny
Festo Polska

Festo Sp. z o.o.
Janki k. Warszawy
ul. Mszczonowska 7
05-090 Raszyn
tel. 022 711 41 00
fax 022 711 41 02
www.festo.pl

Oznaczenie	Opis	Średnica tłoka [mm]	Skok [mm]
AEN	**Siłownik jednostronnego działania.** Zdefiniowana pozycja tłoczyska w przypadku braku ciśnienia – sprężone powietrze potrzebne jest wyłącznie do skoku roboczego.	12–100	1–25
ADN	**Siłownik dwustronnego działania.**	12–125	1–500
ADNGF	**Siłownik dwustronnego działania z prowadnicami.** Tłoczysko zabezpieczone jest przed obrotem, łożyskowanie ślizgowe. Siłownik przeznaczony do podawania w określonym położeniu, o zdolności do przenoszenia momentu obrotowego i dużych sił poprzecznych.	12–100	1–400
ADNM	**Siłowniki wielopozycyjne.** Połączenie kilku siłowników o różnych skokach w jednej obudowie umożliwia ustawianie maksymalnie w pięciu pozycjach.	25, 40, 63, 100	1–400
ADNH	**Siłowniki o dużej sile – tandem.** Przeznaczone do zastosowań, w których normalne siłowniki nie mogą zapewnić dostatecznej siły lub gdy przestrzeń do zabudowy jest ograniczona. Czterokrotnie wyższa siła w porównaniu ze standardowym siłownikiem o takiej samej średnicy tłoka.	25, 40, 63, 100	1–150

Modelowanie i programowanie procedur sekwencyjnych analityczną metodą Grafpol uwzględniającą możliwość wielokrotnych ruchów poszczególnych napędów sterowanych impulsowo

Ł. Dworzak, S. Ciskowski
T. Mikulczyński

W algorytmach dyskretnych procesów produkcyjnych wyszczególnić można wiele rodzajów procedur. Niezależnie od stopnia i złożoności algorytmu procesu podstawę zawsze stanowi procedura sekwencyjna. W związku z tym istotne jest dysponowanie metodami umożliwiającymi modelowanie i programowanie takich procedur.

Powszechnie stosowane w inżynierskiej praktyce języki programowania sterowników PLC opierają się na języku SFC (ang. *Sequential Function Chart*). Wśród wielu zalet rozwiązań bazujących na języku SFC (np. Graph, Grafcet) należy zwrócić uwagę na ich zasadniczą wadę, a mianowicie niekorzystny stosunek liczby kroków do zajmowanego w sterowniku obszaru pamięci. Wada ta skłania do poszukiwania metod umożliwiających modelowanie i zapis procedury sekwencyjnej za pomocą języka zajmującego mniejszy obszar pamięci sterownika. Do grupy takich języków zaliczyć można LD (ang. *Ladder Diagram*), FBD (ang. *Function Block Diagram*) i IL (ang. *Instruction List*). Niedogodnością, związaną ze stosowaniem tych języków, jest ich cykliczne przetwarzanie w sterowniku. Stanowi to poważne utrudnienie w przypadku modelowania i programowania procedur sekwencyjnych, składających się z wielu etapów elementarnych.

Dotychczasowym rozwiązaniem była metoda Grafpol [1], opracowana w Laboratorium Podstaw Automatyzacji Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej. Metoda ta odznacza się jednak pewnymi niedogodnościami dla użytkownika. Mianowicie jest pracochłonna i dlatego uciążliwa w praktycznym stosowaniu. Wynika to z konieczności graficznego przedstawiania zależności opisujących funkcje zmiennych wyjściowych algorytmu sterowania.

Pierwotnie opracowanym rozwiązaniem, eliminującym konieczność graficznej reprezentacji, była analityczna metoda Grafpol modelowania i programowania procedur sekwencyjnych. Metoda ta nie umożliwia jednak modelowania algorytmu sterowania w przypadku, gdy w algorytmie sekwencyjnym poszczególny napęd wykonuje ruchy wielokrotne.

Dlatego też podjęto odpowiednie prace, których celem było opracowanie metody modelowania i programowania procedur sekwencyjnych, bez konieczności graficznego przedstawiania funkcji zmiennych wyjściowych. Metoda ta miała także umożliwiać modelowanie procedur sekwencyjnych w których dane napędy wykonują ruchy wielokrotne w pojedynczej sekwencji. Punktem wyjścia opracowywanej metody miał być algorytm procesu, przedstawionyw postaci sieci Grafpol GP. Opracowaną metodę, spełniającą powyższe kryteria, przedstawiono w niniejszym artykule.

Synteza równania schematowego i programu użytkowego sterownika PLC

Synteza programu użytkowego sterownika PLC (równania schematowego sekwencyjnego algorytmu sterowania) oparta jest na sieci operacyjnej reprezentującej algorytm automatyzowanego procesu produkcyjnego. Podczas syntezy programu użytkowego PLC obowiązują następujące zasady:

Zasada 1.
Liczba elementarnych komórek pamięci użytych do realizacji automatyzowanego procesu jest równa L i określa ją zależność:

$$L = \frac{\sum_{i=1}^{n} E_i}{2} \qquad (1)$$

gdzie:
n – liczba etapów elementarnych,
E_i – i-ty etap elementarny.

Zasada 2.
Zapis komórek pamięci następuje w stanach, w których zostaje zakończone wykonanie ruchu roboczego poszczególnych napędów z pozycji wyjściowej. W przypadku wielokrotnej pracy tego samego napędu, każdorazowo jest przypisywana nowa elementarna komórka pamięci. Stany te opisują tranzycje t_i, które sygnalizują zakończenie wykonania etapu E_i i rozpoczęcie realizacji etapu E_{i+1}.

Zależności, opisujące zapis elementarnych komórek pamięci, mają następujące postaci:

$$\begin{gathered} M1(S) = t_1 \\ M_j(S) = t_i \cdot M_{j-1} \cdot t_{i-1} \\ \text{dla } j=2...L \text{ i dla } i=2...n \end{gathered} \qquad (2)$$

Zasada 3.
Kasowanie wszystkich elementarnych komórek pamięci następuje w ostatnim stanie algorytmu procesu.

Zależność, opisująca kasowanie wszystkich elementarnych komórek pamięci, ma postać:

$$M_{1...L}R = t_n M_L \qquad (3)$$

Powyższe zasady zilustrowano na rys. 1, gdzie przedstawiono przykładowy algorytm pracy napędów pneumatycznych, który reprezentuje sieć operacyjna. Na rys. 2 pokazano ten algorytm w postaci sieci Grafpol GP.

Zasada 4.
Tranzycja t_i^* określa rozpoczęcie i-tego etapu elementarnego. Stanowi ona iloczyn warunku t_i, wynikającego z sieci Grafpol GP oraz sygnału pamięci (M_j) lub zanegowanego sygnału pamięci M_j, lub iloczynu sygnału pamięci i zanegowanego sygnału pamięci $M_j M_{j1}$ lub $M_j M_{j2}$.

Postać danej tranzycji t_i^* ustalamy na podstawie sieci Grafpol GP i wówczas w sieci Grafpol GS:

- zanegowany sygnał pamięci występuje we wszystkich tranzycjach poprzedzających tranzycję, w której nastąpił zapis pamięci M_j, aż do tranzycji, w której zapisywana jest poprzednia elementarna komórka pamięci M_{j-1} włącznie;

- sygnał pamięci M_j występuje we wszystkich tranzycjach następujących po tranzycji, w której nastąpił zapis pamięci M_j do tranzycji, w której następuje zapis kolejnej elementarnej komórki pamięci M_{j+1} włącznie.

Szczególnymi tranzycjami są:

- tranzycja t_0^*, która ma postać $t_0^* = St_n M_1$,
- tranzycje występujące po zapisie ostatniej elementarnej komórki pamięci (M_L), które mają postać $t_{n+x}^* = t_{n+x} M_L$, dla $x = 1,2,...$

Na rys. 3 pokazano algorytm sterowania (sieć Grafpol GS), który otrzymano w wyniku transformacji algorytmu procesu (sieci Grafpol GP). Tranzycje t_i^*, występujące w sieci Grafpol GS, w których została uwzględniona pamięć, wyznaczono zgodnie z zasadą 4.

Na podstawie algorytmu sterowania zapisanego w postaci sieci Grafpol GS określamy zależności opisujące zmienne sterujące oraz warunki zapisu i kasowania elementarnych komórek pamięci:

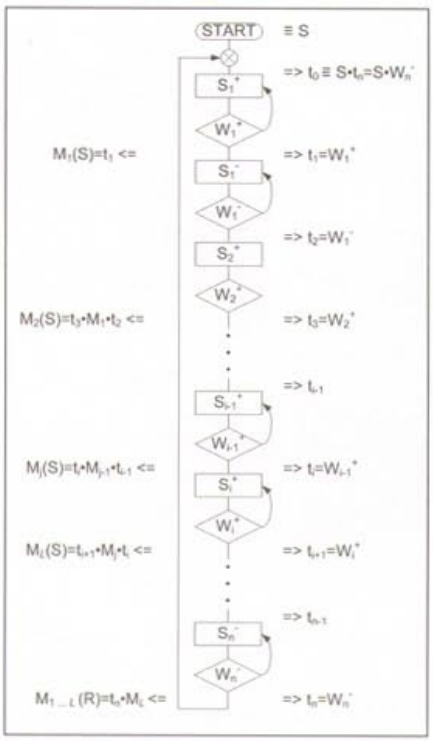
$$
\begin{aligned}
Y_1 &= S \cdot W_n^- \cdot \overline{M_1} \\
Y_2 &= W_n^+ \cdot \overline{M2} \\
&\vdots \\
Y_i &= W_{i-1}^+ \cdot Mj - M_{j-1} \cdot \overline{M_L} \\
&\vdots \\
Y_n &= t_n \cdot M_L \\
M_1(S) &= W_1^+ \\
M_2(S) &= W_2^+ \cdot M_1 \cdot W_1^- \\
&\vdots \\
M_j(S) &= W_{i-1}^+ \cdot M_{j-1} \cdot t_{i-1} \\
&\vdots \\
M_L(S) &= W_i^+ \cdot M_j \cdot W_{i-1}^+ \\
M_{1...L}(R) &= W_n^- \cdot M_L
\end{aligned}
\qquad (4)
$$

Powyżej przedstawione równania są podstawą do implementacji wyznaczonego algorytmu sterowania w sterowniku PLC za pomocą języka LD, FBD lub IL.

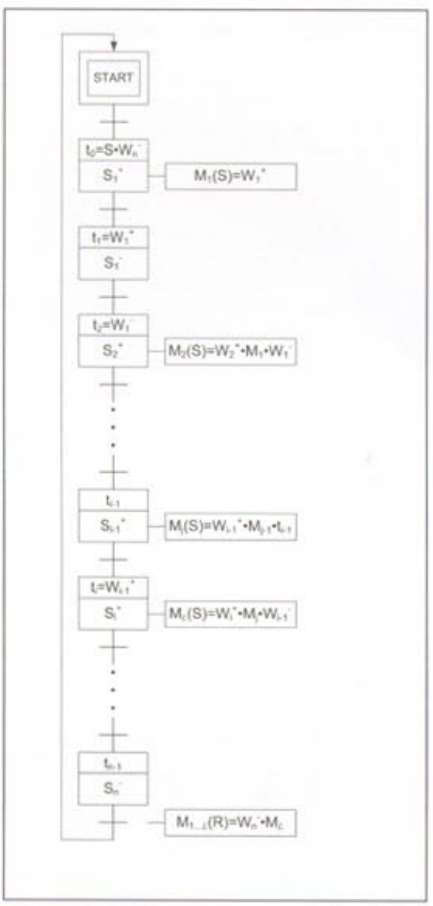
Przykład

Na rys. 4 pokazano schemat funkcjonalny dwóch pneumatycznych zespołów napędowych. Algorytm pracy napędów 1A, 2A stanowi procedura sekwencyjna, składająca się z sześciu etapów elementarnych E1-E6.

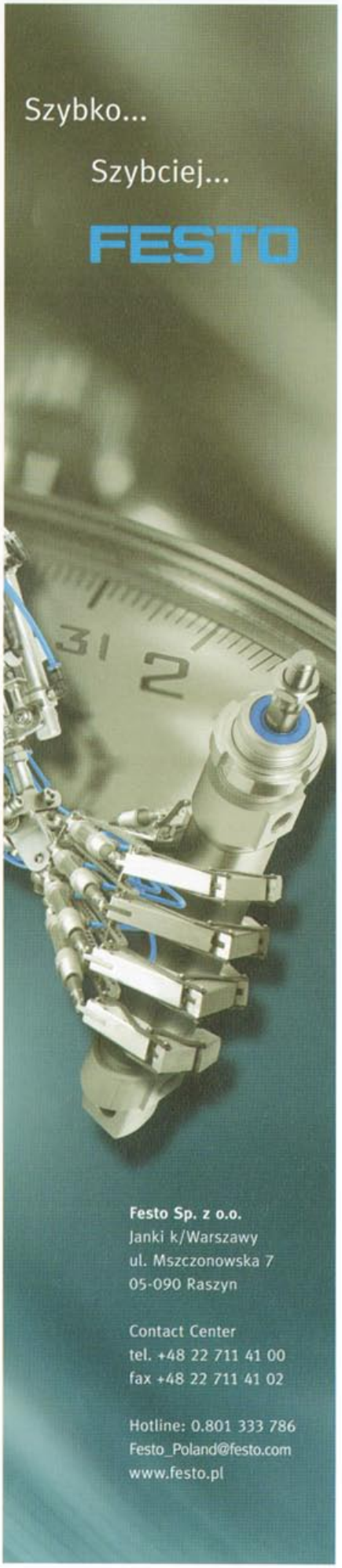
Opis słowny procedury jest następujący:

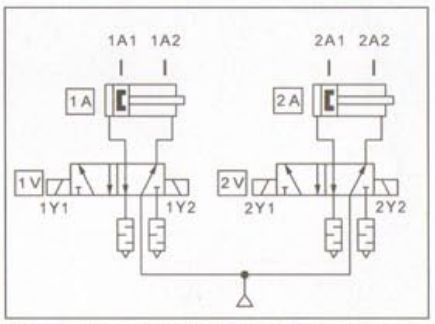


Rys. 1 Algorytm procesu oraz zapis i kasowanie elementarnych komórek pamięci (zasady 1, 2, 3), W_i – warunek logiczny, określający zakończenie realizacji i-tego etapu elementarnego



Rys. 2 Algorytm procesu w postaci sieci Grafpol GP



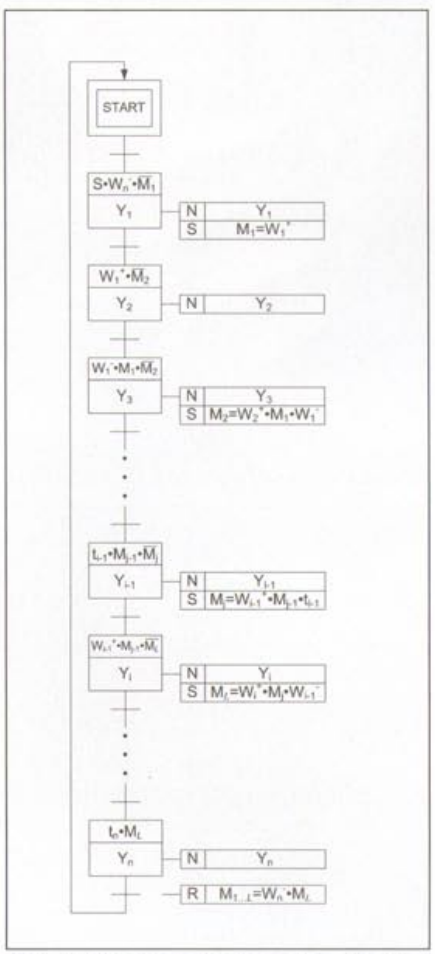


Rys. 4 Schemat funkcjonalny trzech zespołów napędowych

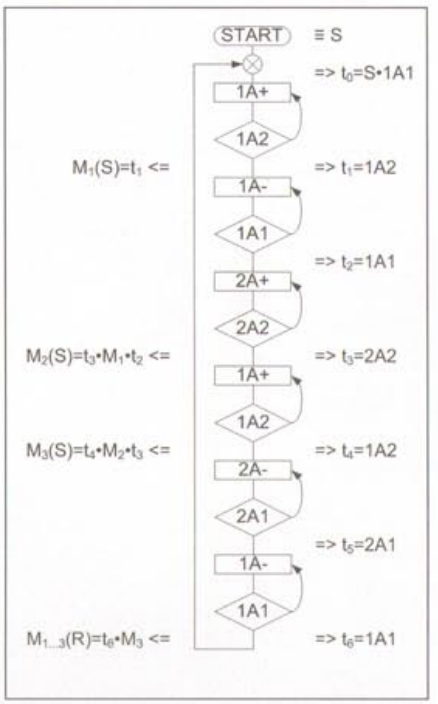
ETAP E1:
wysuw tłoczyska siłownika 1A
Realizacja: 1A+ (1Y1)
Sygnalizacja: 1A2=1

ETAP E2:
wsuw tłoczyska siłownika 1A
Realizacja: 1A- (1Y2)
Sygnalizacja: 1A1=1

ETAP E3:
wysuw tłoczyska siłownika 2A
Realizacja: 2A+ (2Y1)
Sygnalizacja: 2A2=1

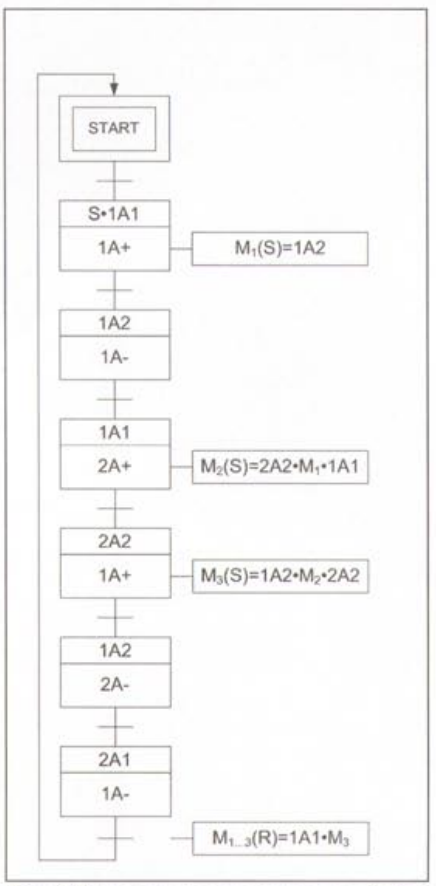


Rys. 3 Algorytm sterowania w postaci sieci Grafpol GS

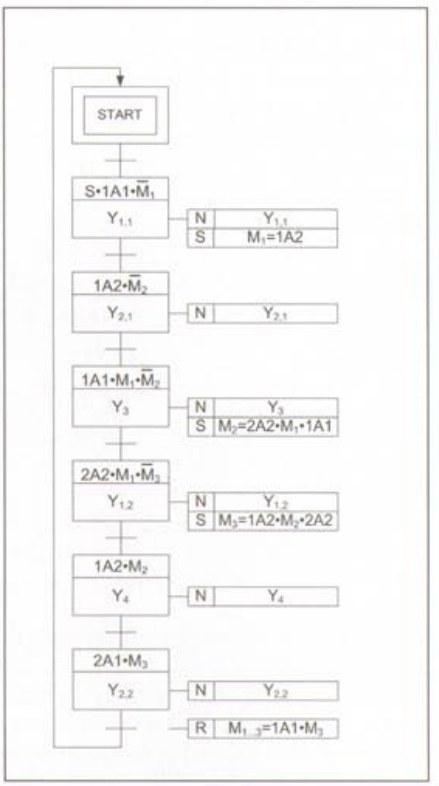


Rys. 5 Algorytm pracy napędów pneumatycznych 1A, 2A w postaci sieci operacyjnej

ETAP E4:
wysuw tłoczyska siłownika 1A
Realizacja: 1A+ (1Y1)
Sygnalizacja: 1A2=1



Rys. 6 Algorytm procesu w postaci sieci Grafpol GP

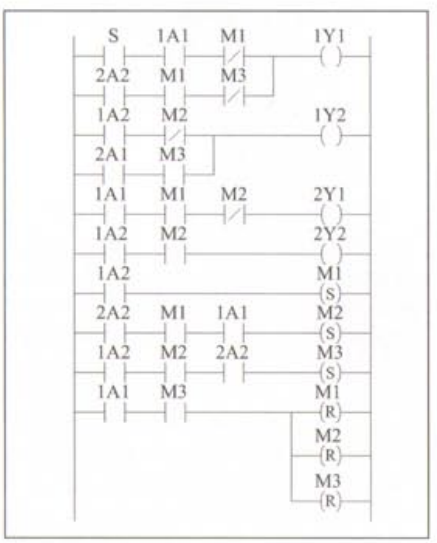


Rys. 7 Algorytm sterowania w postaci sieci Grafpol GS

ETAP E5:
wsuw tłoczyska siłownika 2A
Realizacja: 2A- (2Y2)
Sygnalizacja: 2A1=1

ETAP E6:
wsuw tłoczyska siłownika 1A
Realizacja: 1A- (1Y2)
Sygnalizacja: 1A1=1

Zgodnie z zasadą 1, liczba elementarnych komórek pamięci, niezbędnych do realizacji procesu, jest równa *L*:



Rys. 8 Program użytkowy sterujący pracą napędów 1A i 2A zapisany za pomocą języka LD

$$L = \frac{\sum_{i=1}^{n} E_i}{2} = \frac{6}{2} = 3 \quad (5)$$

Na rys. 5 przedstawiono algorytm pracy napędów pneumatycznych w postaci sieci operacyjnej. Na rysunku tym określono miejsca zapisu (zasada 2.) i kasowania (zasada 3.) elementarnych komórek pamięci. Na rys. 6 pokazano ten algorytm w postaci sieci Grafpol GP.

Stosując 4. zasadę analitycznej syntezy równania schematowego oraz odwzorowując zbiór etapów elementarnych sieci Grafpol GP zbiorem zmiennych wyjściowych w następujący sposób:

- 1A+ => 1Y1 => $Y_{1,1}$, $Y_{1,2}$
- 2A+ => 2Y1 => Y_3
- *1A- => 1Y2 => $Y_{2,1}$, $Y_{2,2}$*
- *2A- => 2Y2 => Y_4*

opracowano algorytm sterowania. Algorytm ten, zapisany za pomocą sieci Grafpol GS, przedstawiono na rys. 7. Na podstawie sieci Grafpol GS określono równania zmiennych sterujących (równanie schematowe), które ma postać:

$$\begin{aligned} Y_{1,1} &= S \cdot 1A1 \cdot \overline{M_1} \\ Y_{1,2} &= 2A2 \cdot M_1 \cdot \overline{M_3} \\ Y_{2,1} &= 2A2 \cdot \overline{M_2} \\ Y_{2,2} &= 2A1 \cdot M_3 \\ Y_3 &= 1A1 \cdot M_1 \cdot \overline{M_2} \\ Y_4 &= 1A2 \cdot M_2 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M_1(S) &= 1A2 \\ M_2(S) &= 2A2 \cdot M_1 \cdot 1A1 \\ M_3(S) &= 1A2 \cdot M_2 \cdot 2A2 \\ M_{1...3}(R) &= 1A1 \cdot M_3 \end{aligned} \quad (7)$$

Powyższe równanie stanowi podstawę do zapisu algorytmu w sterowniku PLC za pomocą języka LD (rys. 8).

Podsumowanie

Procedury sekwencyjne są jednymi z najpowszechniej stosowanych w zautomatyzowanych przemysłowych procesach produkcyjnych, a ponadto stanowią bazę dla innych typów procedur. W związku z tym niezwykle istotną rolę odgrywają metody modelowania i programowania tego typu procedury. Dotychczas opracowane w Laboratorium Podstaw Automatyzacji Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej metody były pracochłonne, a zatem uciążliwe w praktycznym stosowaniu. Dlatego też podjęto odpowiednie prace, których celem było opracowanie metody modelowania i programowania procedur sekwencyjnych, cechującej się brakiem powyższych niedogodności. Ich efektem jest opracowanie metody, która umożliwia w prosty i szybki sposób modelowanie procedur sekwencyjnych bezpośrednio na podstawie algorytmu procesu zapisanego za pomocą sieci operacyjnej, Grafpol GP oraz Grafpol GS. Metoda umożliwia również modelowanie i programowanie procedur sekwencyjnych w których poszczególne napędy wykonują ruchy wielokrotne.

Literatura

[1] Tadeusz Mikulczyński: Automatyzacja procesów produkcyjnych, Wydawnictwa Naukowo- Techniczne, Warszawa 2006.

Streszczenie

Znaczący rozwój automatyzacji procesów produkcyjnych nastąpił dzięki rozwojowi mikro technologii półprzewodników oraz systemów informatycznych. Spowodowało to, że obecnie do automatyzacji procesów produkcyjnych są stosowane zaawansowane mikroprocesorowe systemy sterowania oraz cyfrowe systemy komunikacyjne.

Zastosowanie nowoczesnych narzędzi automatyzacji procesów produkcyjnych wymusiło konieczność poszukiwania nowych metod modelowania procesów i programowania sterowników PLC. Dotyczy to przede wszystkim modelowania i programowania sekwencyjnych procesów dyskretnych. Jedną z takich metod jest metoda Grafpol opracowana w Laboratorium Podstaw Automatyki Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej. Jednak jej praktyczne stosowanie, ze względu na konieczność graficznego przedstawiania zależności opisujących funkcje zmiennych wyjściowych układu sterowania, jest nieco uciążliwe.

Dlatego też podjęto prace których celem było stworzenie metody, która nie wymagałoby graficznego przedstawiania wspomnianych zależności. Opracowana analityczna metoda modelowania i programowania procedur sekwencyjnych Grafpol, podobnie jak analityczno-graficzna metoda Grafpol, wykorzystuje sieć operacyjną, Grafpol GP i Grafpol GS. Wskutek wyeliminowania konieczności graficznej reprezentacji funkcji zmiennych wyjściowych do minimum uproszczono syntezę równania opisującego sekwencyjne algorytmy sterowania. Stworzoną metodę przedstawiono w niniejszej pracy.

Summary

Meaningful development in automation of production systems was possible thanks to evolution of semiconductor's micro technology and information systems. By reason of that for automation of production processes advanced microprocessor control systems and numerical communication systems are used.

Application of modern automation tools of production processes forces research of new process modelling and PLC programming methods. In first place this concerns sequence discrete processes modelling and programming. Grafpol is one of these methods elaborated in Laboratory of Basic Automation of the Institute of Machine Engineering and Automation of Wroclaw University of Technology. However it's practical application may be a bit burdensome because of necessity of graphical presentation of output variable function of control system.

Therefore in order to work out method not requiring graphical presentation development work have been undertaken. Developed analytic Grafpol method for modelling and programming of sequence procedures as well as analytic – graphical Grafpol method takes advantages of operational net Grapfol GP and Grafpol GS. By eliminating graphical presentation of output variable function synthesis of equation describing sequence controlling algorithms has been minimized. Elaborated method is presented in this paper.

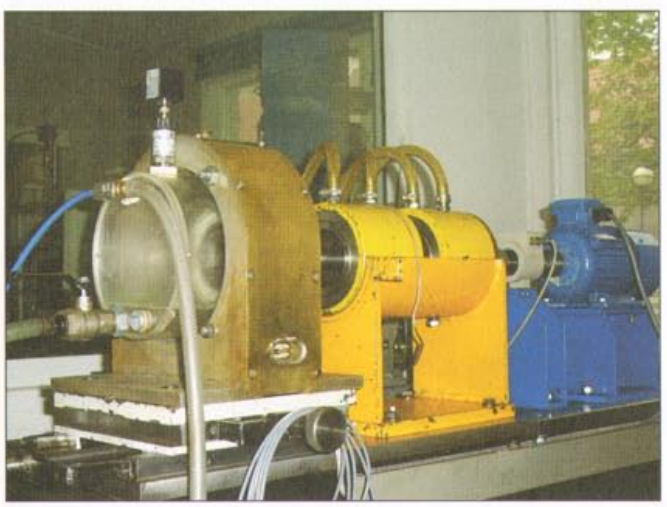
mgr inż. Łukasz Dworzk
mgr inż. Sergiusz Cisowski
prof. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński

Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury Przemysłowej

Marek Gawliński

Laboratorium Techniki Uszczelniania i Armatury Przemysłowej działa w ramach Wydziału Mechaniczno-Energetycznego Politechniki Wrocławskiej.

Podstawowym celem działania laboratorium jest prowadzenie prac rozwojowych uszczelnień i armatury, badanie nowych konstrukcji, materiałów oraz wykonywanie ekspertyz. Laboratorium posiada akredytację Centralnego Laboratorium Urzędu Dozoru Technicznego Nr LB-157/28, a ostatnio ubiega się o akredytację Polskiego Centrum Akredytacji. Laboratorium prowadzi szerokie badania dla przemysłu krajowego i zagranicznego. Partnerami przemysłowymi są producenci uszczel-nień, jak: INCO Veritas, Gambit – Lubawka, Polonit – Łódź, oraz użytkownicy uszczelnień, np.: KWB Bełchatów, KGHM. Przez wiele lat realizowano badania dla takich producentów oraz użytkowników zagranicznych, jak: Bruss Dichtungstechnik GmbH, Chicago Rawhide Industries, USA, Temac – Czechy oraz ostatnio A. Küpper – Niemcy. Wiele nowych rozwiązań konstrukcyjnych wdrożono w przemyśle. Pracownicy laboratorium prowadzą

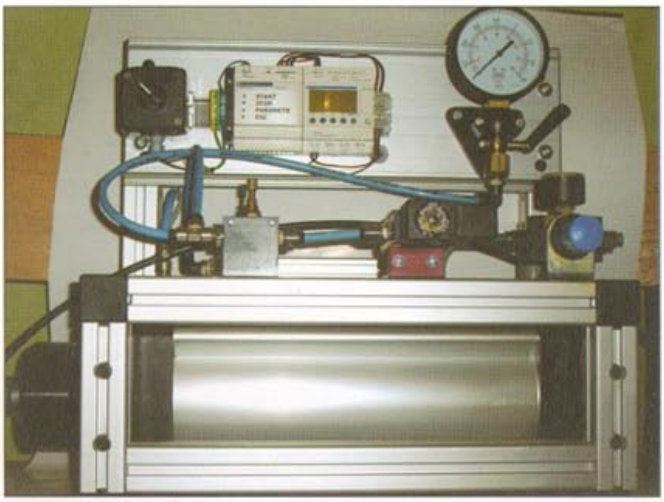


Fot. 1 Widok stanowiska: 1 – komora badawcza, 2 – badane uszczelnienie,3 – kwarcowe złoże fluidalne, 4 – układ zasilający, 5 – łożyska powietrzne, 6 – momentomierz, 7 – silnik

Fot. 2 Widok stanowiska do badania uszczelnień złączy kołnierzowych

Fot. 3 Widok stanowiska do badania materiałów na uszczelnienia spoczynkowe i sznurowe kołnierzowe

Fot. 4 Widok stanowiska do badania wycieku z dławnic zaworów



Fot. 5 Widok stanowiska do badania trwałości złączy pneu-

Na stanowisku tym prowadzone są badania uszczelnień bezstykowych (labiryntowych), elastomerowych wargowych oraz uszczelnień z cieczą magnetyczną. Ocenie podlega opór tarcia uszczelnienia, temperatura trącej powierzchni, szczelność, zużycie

- stanowisko do badania uszczelnień złączy kołnierzowych (fot. 2). Ocenie podlega wyciek ze złącza w zależności od stopnia napięcia śrub
- stanowisko do badania materiałów na uszczelnienia spoczynkowe i sznurowe (fot. 3). Wyznacza się pełzanie materiału w zakresie temperatury od 20 do 500°C oraz obciążenia do 300 kN. Właściwości wytrzymałościowe materiałów, a w przypadku sznurów uszczelniających, pełzanie, współczynnik oddziaływania bocznego sznura, rozkład nacisku stykowego w dławnicy oraz współczynnika tarcia zestawu sznurów o powierzchnię dławnicy
- stanowisko do badania wycieku (emisji) z dławnicy zaworu (fot. 4). Na wyposażeniu stanowiska

Zawory elektropneumatyczne hamulcem wyciągowych maszyn górniczych

J. Bałys, J. Barycki, A. Granieczny, A. Materzok, A. Wiatkowski

Sprężone powietrze stanowiące nośnik energii w układach sterujących, znajduje coraz szersze zastosowanie w wielu dziedzinach gospodarki. Łatwy dostęp do xródła energii i duże bezpieczeństwo przcy sprawia, że pneumayczne zawory i zespoły steujące wykorzystywane sa na szczególnie ważnych odcinkach sterowania maszy i urzadzeń jak np. w górniczych maszynach wyciągowych, wdrożone w wyniku współpracy OPA ROW Sp. z o.o. i OBREiup.

Wymagania ogólne i funkcje hamowania maszyn wyciągowych

Zadaniem układu hamowania maszyny wyciągowej jest wytracenie energii kinetycznej będących w ruchu mas wyciągu szybowego. Masy te obejmują:
- masy naczyń wydobywczych wraz z masą ładunku,
- masę lin nośnych i wyrównawczych,
- wirujące masy linopędni, przekładni i silnika napędowego maszyny wyciągowej, kół linowych i wału.

Ze względu na funkcję w ruchu górniczego wyciągu szybowego rozróżnia się dwa rodzaje hamowania:
- manewrowe, stosowane w czasie normalnej pracy wyciągu szybowego;
- awaryjne, stosowane w sytuacjach zagrożenia.

Hamowanie manewrowe

Zadaniem hamulca manewrowego jest zatrzymanie naczyń w końcowej fazie cyklu jazdy wyciągu szybowego oraz utrzymanie go w bezruchu pomiędzy cyklami jazdy podczas przeładunku naczyń. Ponadto hamulec manewrowy stanowi jedno z dwóch źródeł siły hamowania awaryjnego, działającego niezależnie od hamulca bezpieczeństwa podczas awaryjnego zatrzymywania wyciągu szybowego.

Hamowanie manewrowe realizowane jest za pomocą hamulca manewrowego, sterowanego ręcznie dźwignią lub w sposób programowy przez układ regulatora jazdy w sterowaniu automatycznym.

Hamowanie awaryjne

Hamowanie awaryjne jest realizowane poprzez samoczynne, jednoczesne wyzwolenie siły hamującej hamulca manewrowego i bezpieczeństwa, przy czym siły te nie sumują się – wypadkowa siła hamowania jest zawsze równa większej z nich. Hamowanie to przebiega samoczynnie, niezależnie od woli maszynisty, i jest uruchamiane w następujących przypadkach:
- zadziałania dowolnego zabezpieczenia wchodzącego w skład obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej,
- zadziałania sygnalizacji alarmowej z szybu w wyciągach szybowych o ruchu automatycznym,
- uruchomienia przez maszynistę przycisku bezpieczeństwa.

Podczas hamowania awaryjnego hamulec manewrowy i bezpieczeństwa są wyzwalane jednocześnie. Budowa napędu hamulcowego zapewnia niesumowanie się sił pochodzących z obu tych źródeł, a hamowanie jest realizowane zawsze z większą z tych sił. Gdy hamowanie awaryjne jest inicjowane podczas jazdy maszyny z prędkością większą niż 1 m/s, siły obu hamulców powinny być ograniczone poprzez wysterowanie tzw. ciśnień pierwszego stopnia hamowania bezpieczeństwa w hamulcu manewrowym i bezpieczeństwa (zazwyczaj wartości tych ciśnień są różne). Odpowiadające tym ciśnieniom siły hamowania są tak dobierane, aby dla dowolnych warunków załadowania naczyń opóźnienie nie przekraczało obliczonych opóźnień krytycznych, a jednocześnie nadawane opóźnienie nie było mniejsze niż 1,5 m/s^2 (1,2 m/s^2). Zapobiega to między innymi poślizgowi liny na kole pędnym oraz zmniejsza dynamiczne naprężenia w linach.

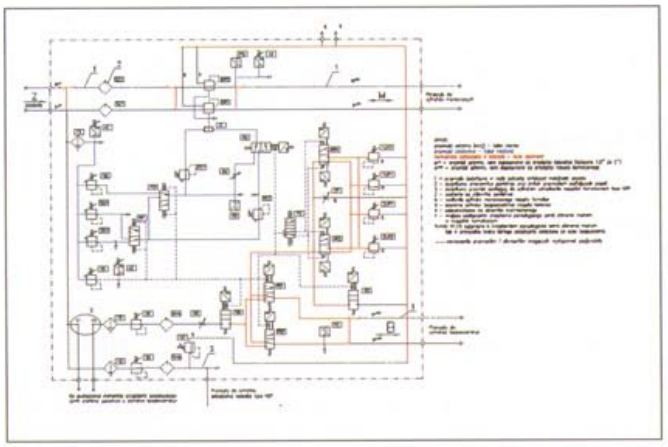
Wprowadzone w 1994 r. znowelizowane wymagania przepisów odnoszących się m.in. do budowy i struktury układów sterowania hamulców wymusiły podjęcie prac nad nowoczesnym zespołem sterowania układami hamowania.

Podjęte w CMG KOMAG prace badawczo-rozwojowe (grant badawczy), a następnie rozpoczęty wraz z partnerem przemysłowym OPA-ROW projekt celowy zaowocowały opracowaniem prototypu Zespołu Sterowania Hamulcami Pneumatycznymi, przeznaczonego do sterowania szczękowych hamulców maszyn wyciągowych wyposażonych w pneumatyczno-obciążnikowe napędy o dwóch niesumujących się źródłach siły hamowania.

Zespół sterowania hamulców pneumatycznych ZSHP

Zespół został opracowany w dwóch wersjach: z jednowariantowym realizowaniem hamowania bezpieczeństwa oznaczonym symbolem ZSHP-B oraz dwuwariantowym realizowaniem hamowania bezpieczeństwa oznaczonym symbolem ZSHP-A, umożliwiającym dostosowanie siły hamowania bezpieczeństwa (ciśnień pierwszego stopnia) do wielkości i kierunku ruchu nadwagi. Rozwiązanie to pozwoliło polepszyć parametry hamowania bezpieczeństwa i jest zalecane do stosowania zwłaszcza w tych wyciągach, gdzie realizowanie hamowania bezpieczeństwa jedną wartością siły hamującej odbywa się na granicy opóźnień krytycznych.

Pierwsze podłączenie zespołu wykonano w 2000 r. w maszynie K-7000/2500 szybu III KWK Marcel, wyposa-



Rys. 1 Schemat pneumatyczny zespołu ZSHP-A1

Fot. 1 Widok szafy wyposażenia pneumatycznego zespołu ZSHP-A1

żonej w pojedynczy napęd hamulcowy typu Skoda. Zrealizowany został tam ruch próbny zespołu. W 2001 r. uzyskano dopuszczenie do stosowania obu wersji zespołu w maszynach wyciągowych: dwuwariantowy ZSHP-A – znak dopuszczenia GM-272/01, jednowariantowy ZSHP-B – znak dopuszczenia GM-273/01.

W wyniku nabytych doświadczeń eksploatacyjnych na przestrzeni lat prowadzono i nadal prowadzi się prace nad udoskonaleniem zespołu.

Prezentowane poniżej rozwiązanie zespołu przedstawia stan na dziś. Zespoły te po zmodernizowaniu uzyskały ponownie dopuszczenie do stosowania w maszynach wyciągowych jako odmiana 1: dwuwariantowy ZSHP-A1 – znak dopuszczenia GM-165/04, jednowariantowy ZSHP-B1 – znak

pierwszego stopnia hamowania bezpieczeństwa). Wybór odpowiedniej wartości ciśnienia pierwszego stopnia dla określonych warunków ruchu wyciągu jest dokonywany przez zawór rozdzielający RP na podstawie obliczonej przez sterownik wartości nadwagi. Z wyjścia regulatora RC1 powietrze przepływa przez przełącznik logiczny „lub" ZL, sterując regulatorami ciśnienia WR1 i WR2.

Przy prędkości ruchu maszyny poniżej wartości 0,9 m/s zawór RM zostaje przełączony, umożliwiając zasilanie regulatora ciśnienia RC1 sprężonym powietrzem o ciśnieniu nastawionym na zaworze redukcyjnym SM. Daje to pełną siłę hamowania i gwarantuje utrzymanie maksymalnej nadwagi z wymaganym współczynnikiem pewności na postoju.

Przy sterowaniu automatycznym układ pneumatyczny działa tak samo, ale sygnał sterujący regulatorem RC1 jest wysyłany niezależnie od dźwigni hamulca – na podstawie sygnałów sterowania automatycznego z maszyny wyciągowej.

Hamowanie awaryjne

Podczas ruchu maszyny cewki zaworów RW, RR, RR1, RR2 [illegible] hamowania.

[illegible] etapie prowadzi się identyfikację charakterystyk przepływowych i statycznych (podsystemy: *Identyfikacja – charakterystyki przepływowe*, *Identyfikacja – charakterystyki statyczne*).

i zawory RR1, RR2 z zaworami ograniczającymi ciśnienie 1UR1, 2UR1 lub 1UR2, 2UR2.

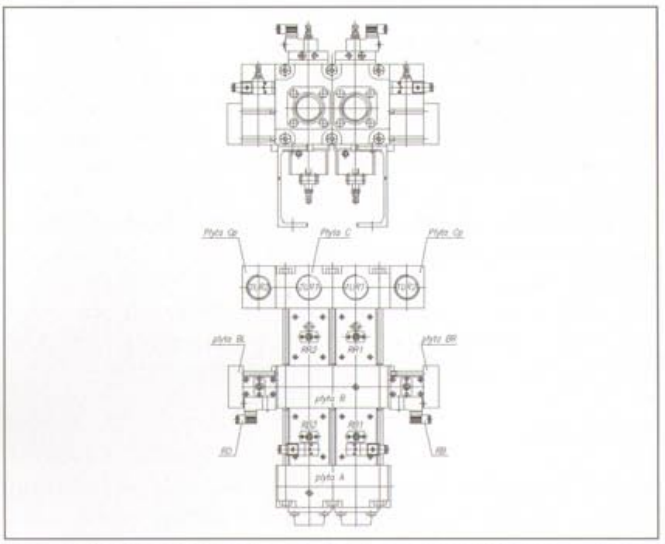
Po zmniejszeniu prędkości maszyny równocześnie z przełączeniem zaworu RM następuje załączenie zaworu RO i wydmuch pozostałego powietrza z siłowników bezpieczeństwa. Przebieg narostu wartości siły hamującej pochodzącej od obciążnika jest zbliżony do przebiegu siły hamującej pochodzącej od siłowników manewrowych w całym czasie hamowania bezpieczeństwa.

Blok zaworów zespołu sterowania hamulcem bezpieczeństwa

W OBREiUP Kielce opracowano konstrukcję bloku zaworów sterujących pracą hamulca bezpieczeństwa. Blok został wykonany w formie indywidualnego modułu konstrukcyjnego. Zabudowany jest w szafie sterowniczej – fot.1. Składa się z zaworów rozdzielających specjalnej konstrukcji i płyt montażowych z wewnętrznymi kanałami przepływowymi. Na rys. 2 przedstawiono schemat funkcjonalny bloku, a na rys. 3 – jego budowę zewnętrzną.

Zawór RR – 2/2 DN 20 sterowany elektromagnetycznie [illegible] zbiornika podawanych w oknie *Nastawy*. Podsystem wyposażono w okna wizualizacji pomiarów, które przedstawiają w sposób ciągły zmiany ciśnień $p_1(t)$, $p_2(t)$ oraz $p_1(p_2)$. Przykładowe okna podsystemu zaprezentowano na rys. 5.

[illegible] W drug[illegible] styk pr[illegible] *tyka[illegible] – charak[illegible]*



Rys. 2 Blok zaworów sterujących hamulcem bezpieczeństwa

Zawory 1UR1, 2UR1, 1UR2, 2UR2 – zawory upustowe. Ich zadaniem jest szybkie upuszczenie powietrza z siłowników bezpieczeństwa z zachowaniem jednej z dwóch ustalonych wartości ciśnień resztkowych odpowiadających hamowaniu z odpowiednią wartością ciśnienia wyprzedzenia.

Płyta A – służy połączeniu wyjść zaworów RB1, RB2 z siłownikami bezpieczeństwa. W płycie jest wykonany kanał poprzeczny łączący wyjścia zaworów pomiędzy sobą oraz kanał kontrolny, służący podłączeniu czujnika kontroli ciśnienia na wyjściu bloku.

Płyta B – służy połączeniu wejść zasilających zaworów RB1, RB2 z wyjściem zaworu RB oraz wyjść zrzutowych tych zaworów z wejściami zaworów RO, RR1 i RR2. W płycie jest wykonany kanał poprzeczny, łączący wyjścia zaworów RB1 i RB2. Do kanału poprzecznego doprowadzony jest kanał łączący go z wejściem zaworu RO oraz kanał kontrolny do pomiaru ciśnienia.

Płyta C – ma za zadanie połączenie każdego z wylotów zaworów RR1 i RR2 ze sobą oraz z zaworami UR.

Płyta BR – służy do mocowania zaworu RB i przyłączenia do jego wejścia rurociągu zasilającego. Jest przymocowana do płyty B.

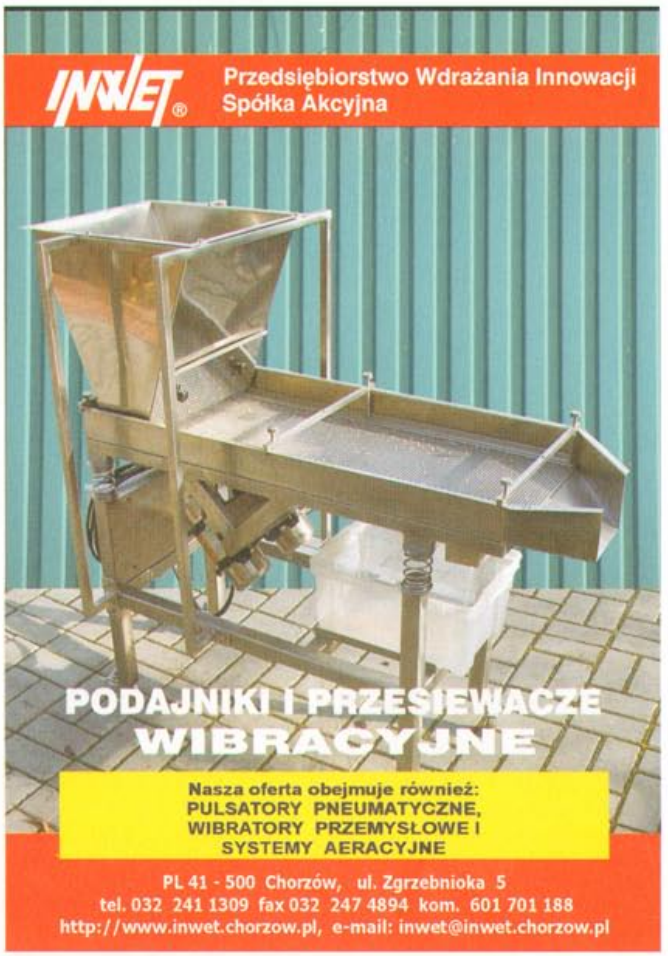
Płyta BL – służy do mocowania zaworu RO i przyłączenia do jego wyjścia kanału odpowietrzającego. Jest przymocowana do płyty B.

Płyty Cp – są to płyty pomocnicze zaworów zrzutowych. Umożliwiają zachowanie wymaganych odstępów pomiędzy zaworami UR i stanowią jednocześnie zaślepienie wylotu kanału poprzecznego płyty C.

Blok jest zasilany sprężonym powietrzem doprowadzanym do wejścia zaworu RB poprzez płytę BR. Wyjście zaworu RB kanałem w płycie B jest połączone z wejściami zaworów RB1 i RB2.

Do wyjść zaworów RB1 i RB2 poprzez płytę A podłączone są siłowniki bezpieczeństwa. Zawory RB, RB1 i RB2 są zawsze jednocześnie załączane lub wyłączane. W stanie załączonym zawory RB1 i RB2 doprowadzają ciśnienie zasilania do siłowników. W stanie wyłączonym – łączą siłowniki z układem wylotowym.

Kanały zaworów RB1 i RB2, zarówno po stronie wyjściowej w płycie A, jak i wypływowej w płycie B, są połączone równolegle. Powoduje to, że łączenie siłowników z układem wypływowym następuje już przy wyłączeniu, względnie zablokowaniu jednego z dwóch zaworów RB1 lub RB2.



W płycie B kanał wypływowy łączy się również z równolegle połączonymi wejściami zaworów RR1 i RR2. Na wyjściach zaworów RR1 i RR2 jest podłączona płyta C, która do każdego z wyjść tych zaworów dołącza dwa zawory zrzutowe UR. Położenie zaworów RR1 i RR2 decyduje o wyborze odpowiedniej pary zaworów UR i tym samym ciśnienia resztkowego.

Zawory UR otwierają się, jeżeli ciśnienie w układzie wypływowym jest wyższe od nastawionego, i pozostają otwarte aż do obniżenia ciśnienia do wartości nastawionej, upuszczając nadmiar powietrza do atmosfery.

Zawór RO powoduje opróżnienie układu wydechowego i siłowników z resztek ciśnienia i obniżenie ciśnienia do zera.

Układ sterowania siłownikami bezpieczeństwa może pozostawać w trzech stanach:

- zahamowanie:
  zasilanie siłowników jest odcięte poprzez wyłączony zawór RB, a siłowniki są połączone z atmosferą poprzez wyłączone zawory RB1 i RB2 i załączony RO;
- hamowanie:
  zasilanie siłowników jest odcięte poprzez wyłączony zawór RB, a siłowniki są połączone z układem wypływowym poprzez wyłączone zawory RB1 i RB2. W siłownikach pozostaje ciśnienie resztkowe, ustalone na zaworach zrzutowych UR. Zawór RO nie jest załączony. Zawory RR1 i RR2 wybierają jedną z dwóch wartości ciśnienia resztkowego, łącząc siłowniki z jedną z dwóch par zaworów UR, na których nastawia się wymaganą wartość tego ciśnienia. Ciśnienie resztkowe jest ustalone tylko z wykorzystaniem resztek powietrza zamkniętego w układzie siłowniki –zawory–przewody i po pewnym czasie w wyniku nie-

szczelności zmniejsza się, co jest dopuszczalne. W szczelnych układach wywołuje się sztuczne odpowietrzenie dławikiem DO połączonym z wydmuchem. Ubytek powietrza w układzie asekuruje działanie zaworu RO i w przypadku jego niezałączenia pozwala po czasie odpowietrzyć siłowniki i uzyskać pełną siłę zahamowania;

- odhamowanie:
siłowniki są połączone z zasilaniem poprzez załączone zawory RB, RB1 i RB2, a ciśnienie w siłownikach jest równe ciśnieniu zasilającemu blok zaworów. Płyty A i C skręcone są z płytą B śrubami dwustronnymi. Podobnie śrubami skręcone są płyty BR i BL do płyty B, a płyty Cp do płyty C. Zawory RB1 i RB2 są dociskane do płyty B płytą A, zawory RR1 i RR2 płytą C do płyty B, zawór RB płytą BR do płyty B, zawór RO płytą BL do płyty B. Zawory zrzutowe UR są wkręcane bezpośrednio do płyt C i Cp. Uszczelnienie między płytami a zaworami jest realizowane pierścieniami uszczelniającymi typu O-ring. W dolnej części płyt A, B i C znajdują się występy ustalające pionowe położenie zaworów. Zabezpieczają one również zawory przed opadnięciem, przy częściowo zluzowanych płytach. Płyty są posadowione na dwóch teownikach. Całość stanowi mobilną, zwartą konstrukcję.

Podsumowanie

Zespół ZSHP doczekał się kilkudziesięciu wdrożeń w polskich kopalniach. Zaletą tego rozwiązania, oprócz aspektów bezpieczeństwa, jest aspekt ekonomiczny, który wiąże się ze stosunkowo niskimi kosztami modernizacji układu hamulcowego maszyny wyciągowej.

Zespół ZSHP może być zastosowany do wszystkich maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych kopalń krajowych i zagranicznych, które są wyposażone w hamulce pneumatyczne. W Polsce jest to około 200 maszyn.

Zainstalowanie zespołu podnosi niezawodność działania hamulca maszyny wyciągowej.

Streszczenie

W artykule opisano zadania układów hamowania maszyn wyciągowych górniczych, budowę pneumatycznych układów hamulcowych oraz strukturę ich sterowania.

Summary

This paper describes tasks of braking systems in mine hoists, construction of pneumatic braking systems and structure of control them.

mgr inż. Jacek Bałys, mgr inż. Adam Granieczny,
mgr inż. Adam Materzok
Ośrodek Pomiarów i Automatyki
Rybnickiego Okręgu Węglowego Spółka z.o.o. w Rybniku
mgr inż. Józef Barycki, mgr inż. Andrzej Wiatkowski
Ośrodek Badawczo-Rozwojowy
Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach

wydawnictwo LEKTORIUM

Pneumatyka
kwartalnik o przemysłowych
systemach sprężonego powietrza

EKOTECHNIKA
ogólnopolski kwartalnik
o technice w ochronie środowiska

SPAJANIE
ogólnopolski kwartalnik
poświęcony technologiom łączenia
nierozłącznego i procesom pokrewnym

TRANSPORT PRZEMYSŁOWY
kwartalnik o charakterze
naukowo-technicznym

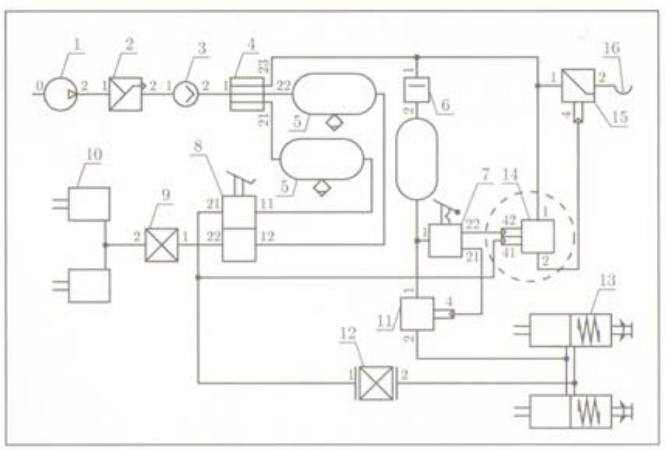
WYDAWNICTWO LEKTORIUM
53-608 Wrocław, ul. Robotnicza 72
tel. +48 (0) 71 798 5940
fax +48 (0) 71 798 5947
info@lektorium.pl
www.lektorium.com

Modelowanie pneumatycznego układu hamulcowego
z zaworem przekaźnikowo-sterującym

Zbigniew Kulesza

W artykule [5] przedstawiono budowę i zasadę działania oraz opracowany model matematyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego, stosowanego w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów. W niniejszym artykule model matematyczny zaworu, wraz z wcześniej opracowanymi modelami innych elementów [2, 3, 4], zostanie wykorzystany do zapisania modeli matematycznych dwóch wybranych obwodów układu hamulcowego: układu ze sterowaniem wzrostem ciśnienia oraz układu ze sterowaniem spadkiem ciśnienia. Wyniki symulacji tych modeli będą mogły być wykorzystane w trakcie planowanej weryfikacji eksperymentalnej.

Zawór przekaźnikowo-sterujący jest stosowany w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów samochodowych, wyposażonych w siłowniki sprężynowe i membranowo-sprężynowe hamulca pomocniczego i mających jednoprzewodowy, kombinowany lub dwuprzewodowy układ sterowania hamulcami przyczepy



Rys. 1. Schemat układu hamulcowego z jednoprzewodowym układem sterowania hamulcami przyczepy: 1 – sprężarka, 2 – regulator ciśnienia, 3 – pompa odmrażająca, 4 –zawór zabezpieczający trójobwodowy, 5 – zbiorniki sprężonego powietrza, 6 – zawór przepływowy bez przepływu zwrotnego, 7 – ręczny zawór hamulcowy, 8 – dwuobwodowy główny zawór hamulcowy, 9 – zawór korygujący, 10 – siłownik pneumatyczny jednoobwodowy, 11 – zawór przekaźnikowy, 12 – automatyczny regulator siły hamowania, 13 – siłownik membranowo-sprężynowy, 14 – zawór przekaźnikowo-sterujący, 15 – zawór sterujący hamulcami przyczepy dla jednoprzewodowego układu hamulcowego z zaworem ograniczającym ciśnienie, 16 – złącze przewodu

[1, 6]. Zastosowanie i funkcje zaworu zostaną omówione na przykładzie układu hamulcowego wyposażonego w jednoprzewodowy układ sterowania hamulcami przyczepy. Schemat układu przedstawiono na rys. 1.

Wejście sterujące 41 zaworu przekaźnikowo-sterującego 14 połączone jest z wyjściem 21 głównego zaworu hamulcowego 8. Wejście sterujące 42 zaworu przekaźnikowo-sterującego 14 połączone jest z wyjściem 22 ręcznego zaworu hamulcowego 7. Do wejścia zasilającego 1 zaworu przekaźnikowo-sterującego 14 doprowadzone jest sprężone powietrze ze sprężarki 1. Wyjście 2 zaworu przekaźnikowo-sterującego 14 jest połączone z wejściem sterującym 4 zaworu sterującego hamulcami przyczepy 15.

Przy takich połączeniach elementów zawór przekaźnikowo-sterujący umożliwia hamowanie przyczepy przy sterowaniu:

- głównym zaworem hamulcowym 8 przy wzroście ciśnienia podawanego na wejście 41 z wyjścia 21 zaworu głównego,
- ręcznym zaworem hamulcowym 7 przy spadku ciśnienia podawanego na wejście 42 z wyjścia 22 zaworu ręcznego.

W każdym z tych przypadków przesterowanie zaworu przekaźnikowo-sterującego powoduje wzrost ciśnienia w przyłączu wyjściowym 2 i zahamowanie przyczepy.

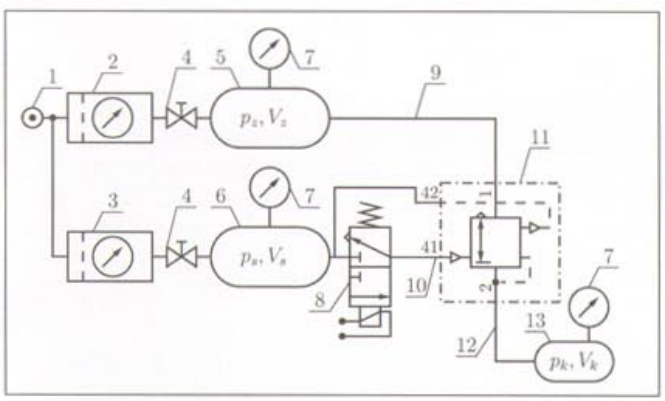
Założenia

Pełny model matematyczny zaworu przekaźnikowo-sterującego tworzą równania równowagi elementów ruchomych oraz równania zmian ciśnienia w komorach, omówione w artykule [5]. W równaniach zmian ciśnienia wykorzystano hiperboliczną funkcję natężenia przepływu powietrza przez opór (Mietluka-Awtuszki) [7]. Równania te nie uwzględniają jednak faktu połączenia zaworu ze zbiornikami sprężonego powietrza poprzez przewody, których długość i średnica mają znaczenie dla działania układu. Krótkie przewody, takie jak np. przewód zasilający dołączony do wejścia 1 i sterujący dołączony do wejść 41 lub 42 zaworu, mogą być modelowane jako pneumatyczne opory miejscowe z pominięciem ich objętości wewnętrznej. Z kolei długie przewody, np. przewód dołączony do wyjścia 2 zaworu, powinny być przedstawione w postaci układu szeregowo połączonych kilku stałych objętości i oporów miejscowych [2]. Przy układaniu równań zmian ciśnienia sprężonego powietrza w komorach układu nie można także pominąć dynamiki zaworu rozdzielającego, sterującego pracą zaworu przekaźnikowo-sterującego. Jego model stanowi układ równolegle połączonych oporów pneumatycznych o zmiennej przewodności [2].

Jak wspomniano, zawór przekaźnikowo-sterujący może być sterowany dwojako i dlatego zostaną przedstawione modele dwóch układów: pierwszego – dla sterowania wzrostem ciśnienia przez przyłącze 41 i drugiego, dla sterowania spadkiem ciśnienia przez przyłącze 42.

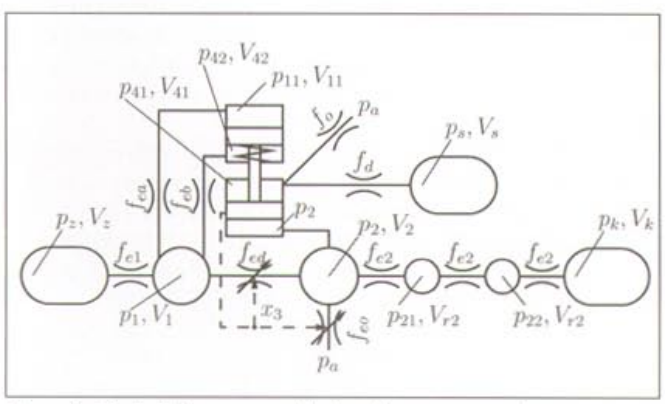
Model układu dla sterowania wzrostem ciśnienia

Na rys. 2 przedstawiono schemat układu dla sterowania zaworu przekaźnikowo-sterującego poprzez wzrost ciśnienia podawanego na przyłącze 41. W układzie zawór przekaźnikowo-sterujący 11 jest sterowany zaworem dwupołożeniowym trójdrogowym 8, zasilanym sprężonym powietrzem ze zbiornika 6 o objętości 80 dm^3. Sprężone powietrze z zaworu 8 doprowadzane jest przewodem 10 o długości 1 m i średnicy 12 mm do przyłącza sterującego 41 zaworu przekaźnikowo-sterującego 11. Przyłącze 42 jest na stałe połączone ze zbiornikiem 6. Zawór 11 jest zasilany ze zbiornika 5 o objętości 40 dm^3 poprzez przewód 9 o długości 1 m i średnicy 12 mm. Po podaniu ciśnienia sterującego na wejście 41 zaworu 11 następuje przepływ sprężonego powietrza przewodem 12 ze zbiornika zasilającego 5 do zbiornika wyjściowego 13 o objętości kilku dm^3. Przewód 12 może mieć znaczną długość i średnicę i dlatego w modelu matematycznym należy uwzględnić jego objętość wewnętrzną.



Rys. 2 Schemat układu dla sterowania wzrostem ciśnienia: 1 – źródło sprężonego powietrza, 2, 3 – bloki przygotowania sprężonego powietrza, 4 – zawory odcinające, 5, 6 – zbiorniki sprężonego powietrza, 7 – manometry, 8 – zawór rozdzielający trójdrogowy dwupołożeniowy, 9 – przewód zasilający, 10 – przewód sterujący, 11 – zawór przekaźnikowo–sterujący, 12 – przewód wyjściowy, 13 – komora

Model fizyczny układu z rys. 2 przedstawiono na rys. 3. Zgodnie z przyjętymi założeniami przewód zasilający 9 został przedstawiony w postaci jednego oporu o przewodności f_{e1}, zawór sterujący 8 i przewód 10 w postaci równolegle połączonych oporów o przewodnościach f_d i f_o, a przewód wyjściowy 12 w postaci układu szeregowo połączonych trzech oporów o przewodności f_{e2} i dwóch komór o objętości V_{r2}.



Rys. 3 Model fizyczny układu dla sterowania wzrostem ciśnienia

Równania zmian ciśnienia powietrza w poszczególnych komorach układu można zapisać następująco [2, 5]:

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\alpha_1}{V_z} g(p_z, p_1) \tag{1}$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\alpha_1}{V_1} g(p_1, p_z) + \frac{\alpha_d}{V_1} g(p_1, p_2) + \frac{\alpha_a}{V_1} g(p_1, p_{11}) + \frac{\alpha_b}{V_1} g(p_1, p_{42}) \tag{2}$$

$$\frac{dp_{11}}{dt} = \frac{\alpha_a}{V_{11}} g(p_{11}, p_1) \tag{3}$$

$$\frac{dp_{42}}{dt} = \frac{\alpha_b}{V_{42}} g(p_{42}, p_1) \tag{4}$$

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{\alpha_{41}}{V_s} f_d(t) g(p_s, p_{41}) \tag{5}$$

$$\frac{dp_{41}}{dt} = \frac{\alpha_{41}}{V_{41}} f_d(t) g(p_{41}, p_s) + \frac{\alpha_{41}}{V_{41}} f_o(t) g(p_{41}, p_a) \tag{6}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\alpha_d}{V_2} g(p_2, p_1) + \frac{\alpha_o}{V_2} g(p_2, p_a) + \frac{\alpha_2}{V_2} g(p_2, p_{21}) \tag{7}$$

$$\frac{dp_{21}}{dt} = \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{21}, p_2) + \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{21}, p_{22}) \tag{8}$$

$$\frac{dp_{22}}{dt} = \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{22}, p_{21}) + \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{22}, p_k) \tag{9}$$

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{\alpha_2}{V_k} g(p_k, p_{22}) \tag{10}$$

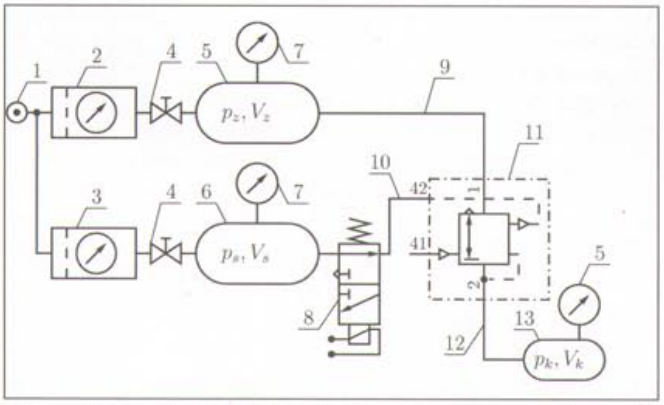
Model dla sterowania spadkiem ciśnienia

Na rys. 4 przedstawiono schemat układu dla sterowania zaworu przekaźnikowo-sterującego poprzez spadek ciśnienia podawanego na przyłącze 42. Tym razem przyłącze sterujące 41 jest połączone z atmosferą. Przy obniżaniu ciśnienia sterującego na wejściu 42 zaworu 11 następuje przepływ sprężonego powietrza przewodem 12 ze zbiornika zasilającego 5 do zbiornika wyjściowego 13. Objętości zbiorników, długości i średnice przewodów są takie same jak w układzie dla sterowania wzrostem ciśnienia.
Model fizyczny układu z rys. 4 przedstawiono na rys. 5.

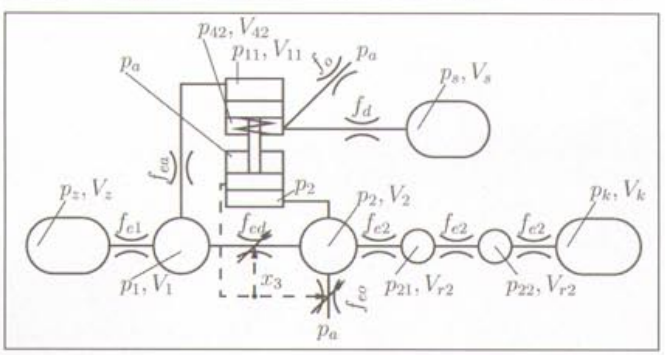
W tym układzie równania zmian ciśnienia powietrza w poszczególnych komorach zostaną zapisane następująco [2, 5]:

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\alpha_1}{V_z} g(p_z, p_1) \tag{11}$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\alpha_1}{V_1} g(p_1, p_z) + \frac{\alpha_d}{V_1} g(p_1, p_2) + \frac{\alpha_a}{V_1} g(p_1, p_{11}) \tag{12}$$



Rys. 4 Schemat układu dla sterowania spadkiem ciśnienia: 1 – źródło sprężonego powietrza, 2, 3 – bloki przygotowania sprężonego powietrza, 4 – zawory odcinające, 5, 6 – zbiorniki sprężonego powietrza, 7 – manometry, 8 – zawór rozdzielający trójdrogowy dwupołożeniowy, 9 – przewód zasilający, 10 – przewód sterujący, 11 – zawór przekaźnikowo-sterujący, 12 – przewód wyjściowy, 13 – komora



Rys. 5 Model fizyczny układu dla sterowania spadkiem ciśnienia

$$\frac{dp_{11}}{dt} = \frac{\alpha_a}{V_{11}} g(p_{11}, p_1) \tag{13}$$

$$p_{41} = p_a \tag{14}$$

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{\alpha_{42}}{V_s} f_d(t) g(p_s, p_{42}) \tag{15}$$

$$\frac{dp_{42}}{dt} = \frac{\alpha_{42}}{V_{42}} f_d(t) g(p_{42}, p_s) + \frac{\alpha_{42}}{V_{42}} f_o(t) g(p_{42}, p_a) \tag{16}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{\alpha_d}{V_2} g(p_2, p_1) + \frac{\alpha_o}{V_2} g(p_2, p_a) + \frac{\alpha_2}{V_2} g(p_2, p_{21}) \tag{17}$$

$$\frac{dp_{21}}{dt} = \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{21}, p_2) + \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{21}, p_{22}) \tag{18}$$

$$\frac{dp_{22}}{dt} = \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{22}, p_{21}) + \frac{\alpha_2}{V_{r2}} g(p_{22}, p_k) \tag{19}$$

$$\frac{dp_k}{dt} = \frac{\alpha_2}{V_k} g(p_k, p_{22}) \tag{20}$$

W równaniach (1–20) oznaczono:

- zmodyfikowaną funkcję (Mietluka-Awtuszki) natężenia przepływu powietza przez opór miejscowy [2,7]:

$$g(p_x, p_y) = \begin{cases} p_y \dfrac{p_y - p_x}{1{,}13 p_y - p_x}, \text{dla } p_y \geq p_x \\ -p_x \dfrac{p_x - p_y}{1{,}13 p_x - p_y}, \text{dla } p_y < p_x \end{cases}$$

- $\alpha_j = 0{,}654 f_{ej} \sqrt{RT\kappa^3}$, $f_{ej} = \mu_j f_j$, f_j – pola przekroju poprzecznego odpowiednich kanałów zaworu oraz przewodów łączących, [m²], m_j–współczynniki wydatku tych kanałów i przewodów, gdzie $j = a, b, 1, 2, 41, 42$,
- R = 287 Nm/kgK– stałą gazową, T = 293 K – temperaturę powietrza, κ = 1,4 – wykładnik adiabaty,
- $p_1, p_2, p_{41}, p_{42}, p_{11}, p_{21}, p_{22}$ – ciśnienia w komorach, [Pa],
- p_a – ciśnienie atmosferyczne, [Pa],
- p_z, p_s, p_k – ciśnienia w zbiornikach 5, 6 i w komorze 13, [Pa],
- przewodności efektywne przelotów f_{ed} i f_{eo}, [m²], [5]:

$$f_{ed} = \begin{cases} 0, \text{dla } x_2 \leq a_2 \\ (x_2 - a_2)/(s_2 - a_2) \cdot f_{ed\max}, \text{dla } x_2 > a_2 \end{cases}$$

$$f_{eo} = \begin{cases} (a_2 - x_2)/a_2 \cdot f_{eo\max}, \text{dla } x_2 \leq a_2 \\ 0, \text{dla } x_2 > a_2 \end{cases} \tag{21}$$

gdzie:

$f_{ed\,max}, f_{eo\,max}$– przewodności efektywne całkowicie otwartych przelotów, a_2 – luz między elementami ruchomymi zaworu, s_2 – maksymalny skok tłoków zaworu, x_2 – przemieszczenie tłoków zaworu wyznaczane na podstawie równań równowagi [5],

- funkcje przełączające zaworu rozdzielającego 8:
  – dla sterowania wzrostem ciśnienia:

$$f_d(t) = \begin{cases} 0, \text{dla } t \leq 0{,}05\,\text{s} \\ 1, \text{dla } t > 0{,}05\,\text{s} \end{cases}, \quad f_o(t) = \begin{cases} 1, \text{dla } t \leq 0{,}05\,\text{s} \\ 0, \text{dla } t > 0{,}05\,\text{s} \end{cases},$$

  – dla sterowania spadkiem ciśnienia:

$$f_d(t) = \begin{cases} 1, \text{dla } t \leq 0{,}05\,\text{s} \\ 0, \text{dla } t > 0{,}05\,\text{s} \end{cases}, \quad f_o(t) = \begin{cases} 0, \text{dla } t \leq 0{,}05\,\text{s} \\ 1, \text{dla } t > 0{,}05\,\text{s} \end{cases}$$

Model symulacyjny

Model symulacyjny zaworu przekaźnikowo-sterującego został napisany w środowisku MATLAB [8]. Składa się on z czterech podprogramów – po jednym dla hamowania i odhamowania za pomocą dwóch wejść sterujących 41 oraz 42. Każdy z tych podprogramów składa się z dwóch plików, z których jeden jest funkcją obliczającą pochodne ciśnienia w poszczególnych komorach układu, a drugi jest skryptem wywołującym funkcję `ode23s` w celu rozwiązania modelu zaworu [8].

Poniżej zamieszczono fragment podprogramu służącego do symulacji pracy zaworu przekaźnikowo-sterującego w układzie rzeczywistym dla hamowania poprzez przyłącze 41 (zob. rys. 3). Podany fragment zawiera instrukcje obliczające wartości pochodnych ciśnienia w poszczególnych komorach układu [por. z (1–10)]:

```
xp(1)=(al1*g(p1,p1z)+xd*ald*g(p1,p2)+...
       ala*g(p1,p11)+alb*g(p1,p42))/V1;
xp(2)=(xd*ald*g(p2,p1)+xo*alo*g(p2,pa)+...
       alz*g(p2,p2p2))/V2;
xp(3)=(ala*g(p11,p1))/V11;
```

```
xp(4)=(alb*g(p42,p1))/V42;
xp(5)=(al41*fd(t)*g(p41,p4z)+...
      al41*fo(t)*g(p41,pa))/V41;
xp(6)=(al1*g(p1z,p1))/V1z;
xp(7)=(alz*g(p2z,p1p2))/V2z;
xp(8)=(al41*fd(t)*g(p4z,p41))/V4z;
xp(9)=(alz*g(p1p2,p2z)+...
      al2*g(p1p2,p2p2))/Vp2;
xp(10)=(alz*g(p2p2,p2)+...
      al2*g(p2p2,p1p2))/Vp2;
```

Podsumowanie

W przedstawionych modelach matematycznych dwóch obwodów hamulcowych z zaworem przekaźnikowo-sterującym pominięto część zjawisk i parametrów. Zostały one jednak uproszczone tylko na tyle, aby zapewnić uzyskanie jednoznacznego rozwiązania numerycznego w niezbyt długim czasie (dlatego pominięto np. masy elementów ruchomych, siły oporów i tarcia oraz zjawiska uderzenia sprężystego) [5].

Dalsze prace polegać będą na wykonaniu badań eksperymentalnych zaworu przekaźnikowo-sterującego, pracującego w wyżej przedstawionych dwóch układach. Porównanie wyników tych badań z wynikami obliczeń symulacyjnych pozwoli oszacować wartości nieznanych parametrów (np. wartości współczynników wydatku μ_d, μ_o, przelotów) i ocenić jakość opracowanych modeli.

Literatura

[1] Katalog wyrobów POLMO Praszka, ARW „Fine Grain", Kielce 1994.

[2] Kulesza Z.: Modelowanie wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych, Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2003.

[3] Kulesza Z.: Modelowanie układów napędowych z zaworem przekaźnikowym, Pneumatyka 4/2004.

[4] Kulesza Z.: Modelowanie pneumatycznego głównego zaworu hamulcowego, Hydraulika i Pneumatyka 1/2007, s. 9–12.

[5] Kulesza Z., Mikołajczyk B., Siemieniako F.: Modelowanie zaworu przekaźnikowo-sterującego, Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowej PNEUMA 2008, Białystok 2008.

[6] Łomako D.M., Stańczyk T.L., Grzyb J.: Pneumatyczne układy hamulcowe w pojazdach samochodowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2002.

[7] Мятлюк Н. Ф., Автушко В. П.: Динамика пневматических и гидравлических приводов. Машиностроение, Москва 1980.

[8] Mrozek B., Mrozek Z.: MATLAB i Simulink. Poradnik użytkownika, Wydawnictwo PLJ, Warszawa 2004.

Streszczenie

W artykule przedstawiono modele matematyczne dwóch obwodów napędowych wyposażonych w zawór przekaźnikowo-sterujący: jeden dla sterowania wzrostem ciśnienia i drugi dla sterowania spadkiem ciśnienia. Model matematyczny tworzą równania równowagi elementów ruchomych oraz równania różniczkowe zmian ciśnienia powietrza w komorach zaworu. W przyszłości planowane jest przeprowadzenie weryfikacji doświadczalnej opracowanych modeli.

Summary

Modeling the pneumatic brake system With the relay-control valve

The article presents the mathematical models of two pneumatic brake circuits equipped with the relay-brake system: the first with the pressure growth control signal and the second with the pressure drop control signal. The model consists of the algebraic equilibrium equations of the moving elements and the differential equations of the pressure changes in the chambers of the valve. The experimental verification of the elaborated models is planned in the future.

dr inż. Zbigniew Kulesza
Politechnika Białostocka
Wydział Mechaniczny
Katedra Automatyki i Robotyki

Spółdzielcza Wytwórnia Aparatów Natryskowych WAN
81-963 Gdynia, ul. Łużycka 10
tel. cent. 058 622 60 26 ■ Dział handlowy 058 622 26 61
Dział marketingu 058 622 26 61 ■ Sklep 058 622 00 29
www.wan-gdynia.pl
ROK ZAŁOŻENIA 1950

- Agregaty sprężarkowe tłokowe i śrubowe
- Doprężacze
- Agregaty do malowania natryskowego, piaskowania, konserwacji
- Zbiorniki na farbę i płyny konserwujące
- Zbiorniki ciśnieniowe
- Filtry i osuszacze sprężonego powietrza
- Remonty agregatów
- Systemy sprężonego powietrza z polipropylenu
- Doradztwo i projektowanie

Wyznaczanie charakterystyki urządzeń pneumatycznych wspomagane komputerowo

Jarosław Czaban, Mikołaj Miatluk

Pneumatyczne układy napędowe stosowane są głównie w autobusach, samochodach ciężarowych oraz samochodach ciężarowych z przyczepami i naczepami o dużej ładowności. Układy te zbudowane są z takich elementów, jak: zawory, regulatory, złączki, przewody i siłowniki [1].

Elementy te charakteryzują się objętością wewnętrzną (pojemnością) oraz opornością. Złożoność zjawisk związanych z przepływami w oporach pneumatycznych utrudnia modelowanie dynamiki wieloelementowych układów napędowych, gdyż praktycznie nie można na drodze obliczeniowej określić charakterystyki przepływowej, czyli zależności masowego strumienia powietrza przepływającego przez opór od czynników wywołujących ten przepływ. Stąd dla większości elementów pneumatycznych wynika konieczność określania ich charakterystyki przepływowej na drodze doświadczalnej.

Celem pracy jest przygotowanie komputerowego systemu wspomagania badań urządzeń pneumatycznych pojazdów.

Podstawy teoretyczne

Do badań elementów pneumatycznych układów hamulcowych zastosowano metodę opracowaną w Katedrze Pojazdów Samochodowych Politechniki Białostockiej [2, 3], w której wykorzystano zależność opisującą masowe natężenie przepływu powietrza przez opór miejscowy [1]:

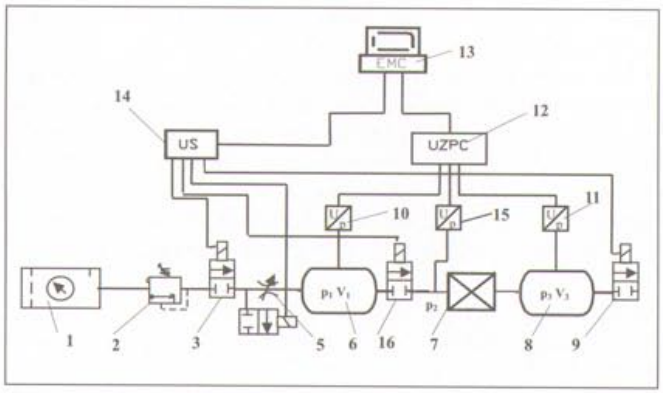
$$Q = (\mu A)\cdot v_m \frac{p_2}{R\cdot T}\varphi_{\max}(\sigma_{kr})\cdot\varphi(\sigma) \qquad (1)$$

gdzie:
(μA) – przewodność (efektywne pole przepływu) [m^2],
T – temperatura powietrza przed oporem [K],
σ – stosunek ciśnienia p_3 za oporem do ciśnienia p_2 przed oporem (rys. 2),
$j(s)$ – bezwymiarowa funkcja przepływu,
R – stała gazowa, dla powietrza R=287,14 [J/(kg×K)],
v_m – prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie, $v_m = \sqrt{\kappa\cdot R\cdot T}$

k – współczynnik adiabaty,
$j_{max}(s_{kr})$ – wartość maksymalna funkcji teoretycznej Saint Venanta i Wantzela otrzymana dla dyszy:

$$\varphi_{\max}(\sigma_{kr}) = \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = 0{,}578$$

W metodzie tej, w celu uproszczenia stanowiska, przyjęto koncepcję pomiaru pośredniego na podstawie przebiegu ciśnienia p_3 w komorze napełnianej 8 oraz ciśnienia p_2 przed badanym elementem 7. Schemat stanowiska przedstawiono na rys. 1. Umożliwia ono automatyczne prowadzenie pomiarów przebiegów ciśnień p_1, p_2 i p_3 oraz ich akwizycję, a następnie obróbkę uzyskanych pomiarów za pomocą systemu komputerowego PNEUMA.



Rys. 1 Schemat stanowiska badawczego: 1 – sprężarka, 2 – regulator ciśnienia LPR-1/4-10, 3, 4, 9, 16 – zawory elektromagnetyczne, 5 – zawór dławiący, 6, 8 – zbiornik powietrza, 7 – badany element pneumatyczny, 10,11,15 – przetwornik ciśnienia P15 RVA1/10B, 12 – układ zasilania przetworników ciśnienia, 13 – komputer EMC z kartą pomiarową MC1212, 14 – urządzenie sterujące zaworami

Równanie stanu gazu w komorze 8 (rys. 1) o stałej objętości V_3 podczas jej adiabatycznego napełniania przyjmuje postać:

$$Q = \frac{dm}{dt} = \frac{V_3}{kRT}\cdot\frac{dp_3}{dt} \qquad (2)$$

gdzie:
p_3 – ciśnienie w komorze 8.
Wykorzystując równania (1) i (2), otrzymano równanie różniczkowe:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{\kappa RT}{V_3}\left((\mu A)\cdot v_m\cdot\frac{p_2}{RT}\cdot\varphi_{\max}(\sigma_{kr})\cdot\varphi(\sigma)\right) \qquad (3)$$

gdzie: $\sigma = p_3/p_2$.

W pracach [2, 3] posłużono się powyższym równaniem do komputerowej identyfikacji wartości mA oraz parametrów funkcji przepływu $j(s)$ na podstawie doświadczalnie zarejestrowanych przebiegów ciśnień p_{2d} i p_{3d} w trakcie przepływu powietrza z komory 6 do komory 8, minimalizując wyrażenie:

$$\sum_{i=1}^{m}(p_{3di} - p_{3i})^2$$

gdzie:
i – liczba punktów w doświadczeniu aż do osiągnięcia zadanej dokładności obliczeń.

Odpowiednie sterowanie zaworami elektropneumatycznymi umożliwia również wyznaczenie charakterystyki statycznej badanego elementu instalacji hamulcowej:

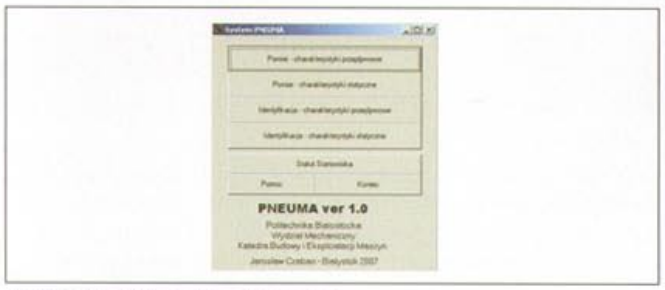
$$p_3 = f(p_2) \qquad (4)$$

Komputerowy system wspomagania badań elementów pneumatycznych PNEUMA

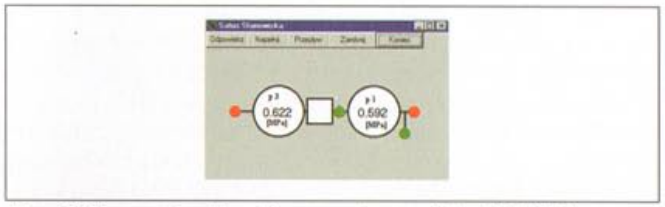
Do sterowania pracą zaworów elektromagnetycznych stanowiska oraz do identyfikacji uzyskanych wyników badań napisano w środowisku programistycznym Borland-Delphi własny system komputerowy *PNEUMA*. System współpracuje z kartą Senga – MC1212, wykorzystując jej standardowe biblioteki DLL. Karta umożliwia określanie ciśnień w poszczególnych zbiornikach oraz sterowanie pracą zaworów (włącz/wyłącz) stanowiska (rys. 3).

System składa się z następujących podsystemów:
- Pomiar – charakterystyki przepływowe,
- Pomiar – charakterystyki statyczne,
- Identyfikacja – charakterystyki przepływowe,
- Identyfikacja – charakterystyki statyczne.

Wywołanie odpowiedniego podsystemu odbywa się przez wybór przycisku w oknie głównym systemu PNEUMA (rys. 2). Wszystkie pomiary odbywają się w trybie automatycznym. Na każdym etapie użytkowania systemu możliwe jest wywołanie okna wizualizacji pracy stanowiska (rys. 4). Przedstawia ono stan pracy poszczególnych zaworów (włączony/wyłączony) oraz bieżące wartości ciśnień w zbiornikach. Umieszczone w tym oknie przyciski umożliwiają sterowanie manualne pracą zaworów 3, 4, 9 i 16.



Rys. 2 Główne okno systemu

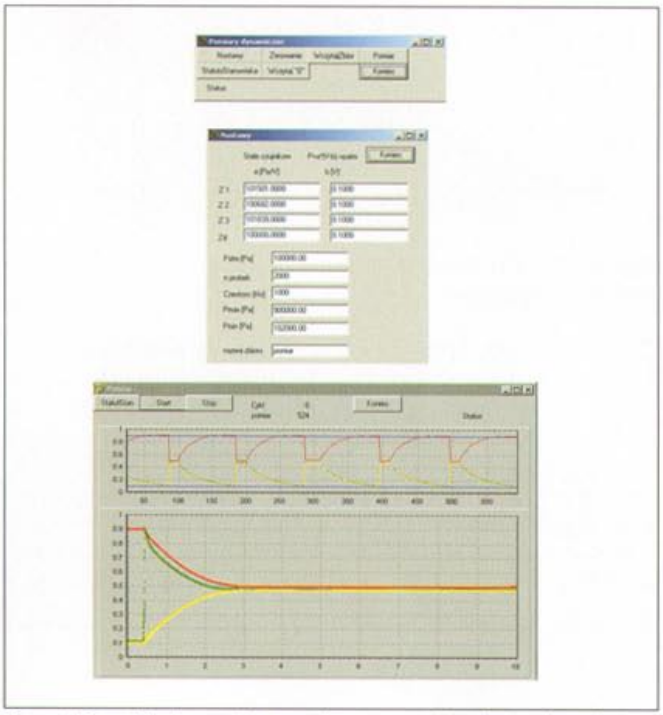


Rys. 3 Okno wizualizacji pracy stanowiska PNEUMA

Badania poszczególnych charakterystyk prowadzone są dwuetapowo. W pierwszym etapie przeprowadza się badania eksperymentalne (podsystemy: *Pomiar – charakterystyki przepływowe*, *Pomiar – charakterystyki statyczne*).

Podsystem *Pomiar – charakterystyki przepływowe*

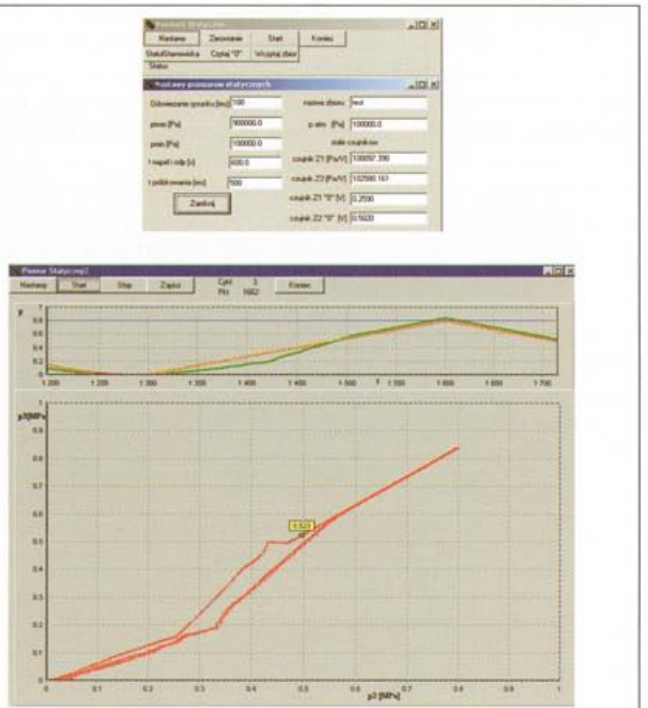
Podsystem *Pomiar – charakterystyki przepływowe* umożliwia automatyczne przeprowadzenie pomiarów do wyznaczania charakterystyk przepływowych badanego elementu. Praca podsystemu składa się z dwóch etapów: przygotowanie stanowiska (uzyskanie odpowiednich ciśnień p_1 i p_3 w zbiornikach 6 i 8) oraz przeprowadzenie pomiarów wraz z ich zapisem na dysku komputera. Cykle pracy są powtarzane do momentu przerwania systemu przez operatora. Parametry pracy podsystemu ustawiane są w oknie *Nastawy*. Okno umożliwia kalibrację przetworników ciśnienia, podanie wartości ciśnień p_1 i p_3, częstotliwości pomiarów oraz liczby punktów pomiarowych, nazwy zbioru pomiarowego oraz bieżącej wartości ciśnienia atmosferycznego. Przykładowe okna podsystemu w trakcie realizacji pomiarów przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4 Przykładowe okna podsystemu Pomiar - charakterystyki przepływowe

Podsystem *Pomiar – charakterystyki statyczne*

Podsystem Pomiar – charakterystyki statyczne umożliwia automatyczne przeprowadzenie badań charakterystyk statycznych badanego elementu. Zakresy ciśnień, w których prowadzone są pomiary, podawane są oknie *Nastawy*. Możliwe jest także podanie czasu trwania napełniania i opróżniania zbiornika 6, czasu próbkowania ciśnienia oraz nazwy zbioru pomiarowego. Dodatkowo umożliwiono kalibrację przetworników ciśnienia. W trakcie pracy podsystem tak steruje pracą elektrozaworów, aby uzyskać liniowe zmiany ciśnienia p_2 (dp_2/dt=const) przy napełnianiu i opróżnianiu zbiornika 6. Wartość prędkości dp_2/dt narastania ciśnienia w zbiorniku 6 określana jest za pomocą zakresu ciśnienia p_2, w którym prowadzone są pomiary ($p_{2\min}$ ... $p_{2\max}$) oraz czasu napełniania/opróżniania

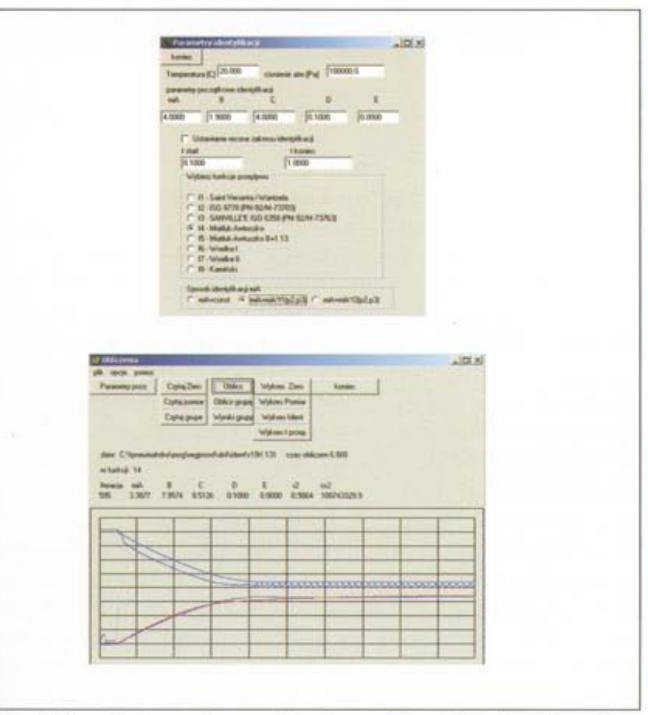


Rys. 5 Przykładowe okna podsystemu Pomiar – charakterystyki statyczne

Podsystem *Identyfikacja – charakterystyki przepływowe*

Podsystem *Identyfikacja – charakterystyki przepływowe* przeznaczony jest do identyfikacji charakterystyk przepływowych elementu pneumatycznego na podstawie wcześniej przeprowadzonych badań eksperymentalnych. Do identyfikacji funkcji przepływu *f(s)* system wykorzystuje typowe funkcje [3].

Standardowo podsystem identyfikuje przewodność *mA* jako wartość stałą. W przypadku zaworów i regulatorów



Rys. 6 Przykładowe okna podsystemu Identyfikacja – charakterystyki przepływowe

wartość ta jest zależna od stosunku ciśnień s_z, przy którym następuje zamknięcie przepływu. W celu identyfikacji parametrów przepływowych takich elementów pneumatycznych system wyposażono dodatkowo w funkcje opisujące zamknięcie przepływu w postaci:

$$a)\ \mu A(\sigma,\sigma_z)=\begin{cases}\mu A & \text{dla } 0\le\sigma<\sigma_z\\ 0 & \text{dla } \sigma_z\le\sigma\end{cases}$$

$$b)\ \mu A(\sigma,\sigma_z)=\begin{cases}\mu A\left(1-(\sigma/\sigma_z)^B\right) & \text{dla } 0\le\sigma<\sigma_z\\ 0 & \text{dla } \sigma_z\le\sigma\end{cases} \qquad (5)$$

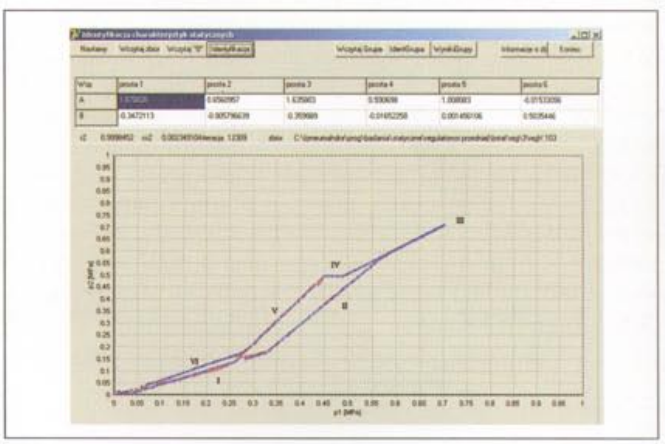
gdzie:

s_z, B – wartości identyfikowane.

Przykładowe okna podsystemu przedstawiono na rys.6.

Podsystem *Identyfikacja – charakterystyki statyczne*

Podsystem *Identyfikacja – charakterystyki statyczne* umożliwia przeprowadzenie identyfikacji charakterystyki statycznej badanego elementu. W przypadku zaworów oraz regulatorów kształt charakterystyki składa się z kilku segmentów liniowych (rys. 7). Dlatego w systemie do identyfikacji charakterystyk zastosowano funkcje liniowe w postaci: $p_3=A_1p_2+B_1$. Możliwa jest identyfikacja do sze-



Rys. 7 Przykładowe okno podsystemu Identyfikacja – charakterystyki statyczne

ściu segmentów charakterystyki statycznej metodą najmniejszych kwadratów. System samoczynnie określa zakresy stosowania poszczególnych linii prostych. Przykładowe okno podsystemu przedstawiono na rys. 7.

Podsumowanie

Zaprezentowany komputerowy system wspomagania badań elementów pneumatycznych układów hamulcowych PNEUMA został przetestowany na przykładzie regulatora 6120 oraz korektora 975 002 siły hamowania pojazdu. Dzięki automatyzacji badań uzyskano wysoką dokładność (współczynniki regresji nieliniowej R^2>0,99) i powtarzalność wyników. System umożliwia znaczne skrócenie czasu prowadzenia badań poprzez eliminację sterowania ręcznego. Na każdym etapie badań możliwy jest eksport zarówno pomiarów, jak i wyników identyfikacji do plików tekstowych, co umożliwia integrację z innymi systemami obliczeniowymi. System zapewnia również wizualizację otrzymanych wyników w postaci tabel i wykresów, co znacznie ułatwia znacznie analizę i kontrolę prowadzonych badań. Szczegółowy opis systemu dostępny jest w instrukcji obsługi.

Literatura
[1] Miatluk M., Avtuško V.: Dinamika pnevmatièeskich i gidravlièeskich prividov avtomobilej, Mašinostroenije, Moskva 1980.
[2] Metljuk N., Kaminskij Z., Èaban J.: Opytnaja identifikacija provodimosti pnevmatièeskich élementov. Vibracii v Technike i Technologijach nr 2, Minsk 2003.
[3] Miatluk M., Kamiński Z., Czaban J.: Characteristic features of the airflow of pneumatic elements of agricultural vehicles. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Vol. 3, Lublin 2003.

Streszczenie

W pracy zaprezentowano komputerowy system PNEUMA do wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych urządzeń pneumatycznych. System umożliwia automatyczne prowadzenie badań, analizę oraz prezentację wyników.

Summary

Computer aided analysis for the static and dynamic characteristics of pneumatic equipments

The article presents the computer system PNEUMA for static and dynamic analysis of pneumatic equipments. The system makes possible the automatic investigations and presentations the analysis results.

dr inż. Jarosław Czaban
Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn
Politechnika Białostocka

prof. dr hab. inż. Mikołaj Miatluk
Katedra Automatyki i Robotyki
Politechnika Białostocka

domnick hunter Polska,
wchodzący w skład Parker Hannifin Sp. z o.o.,
zmienia swoją dotychczasową siedzibę.

Od 1 lipca br. zapraszamy Państwa do biura w Warszawie:

Parker Hannifin Sp. z o.o.
ul. Równoległa 8 (dojazd od al. Krakowskiej)
02-235 Warszawa
tel. 022 573 24 00, fax 022 573 24 03
e-mail: warszawa@parker.com
www.parker.com, www.domnickhunter.pl

Firma domnick hunter Polska działa w ramach Parker Hannifin Sp. z o.o.

Parker
domnick hunter

ENGINEERING YOUR SUCCESS.
www.parker.com

wydawnictwo LEKTORIUM
www.lektorium.pl

Chłodnia wentylatorowa o powiększonym przekroju wlotowym powietrza

J. K. Mikołajczak, M. Fijewski, K. Jędrusik
M. Laska, M. Rdzak

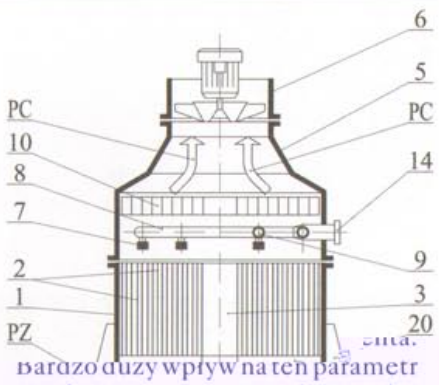
W artykule [11] przedstawiono na podstawie [10] konstrukcję chłodni wentylatorowej. Jej cechą charakterystyczną było to, że kierunki przepływu wody ochładzanej i powietrza chłodzącego były zgodne. W dolnej części konstrukcji chłodni umieszczono na drodze przepływu powietrza dodatkowe głowice rozdrabniające wodę ochłodzoną. Dzięki nim powietrze opuszczające chłodnię pozbawiane jest mgły.

– prosimy o kontakt z Działem Filtracji firmy BIBUS MENOS Sp. z o.o.

Wszelkie dane kontaktowe znajdą Państwo na naszej stronie internetowej – www.bibusmenos.pl

BIBUS MENOS®

Artykuł promocyjny
Zygfryd Derc
Grzegorz Zapotoczny
BIBUS MENOS Sp.z o.o.
www.bibusmenos.pl

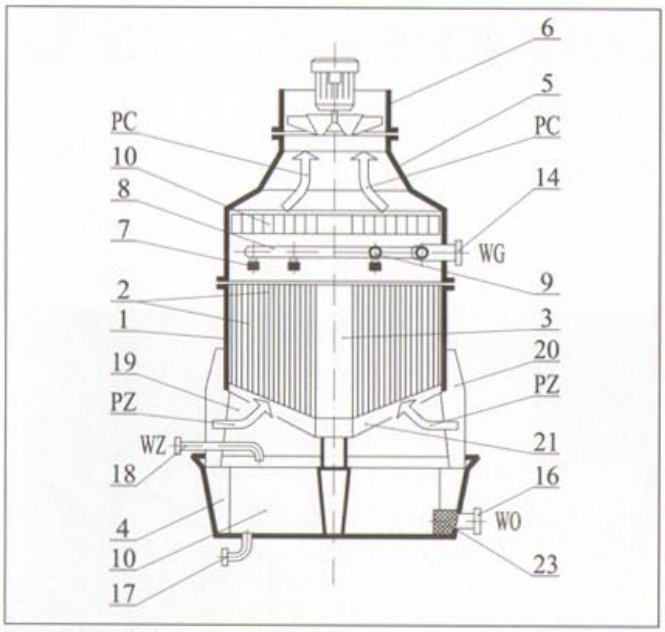


Bardzo duży wpływ na ten parametr ma rodzaj i temperatura robocza oleju. Dlatego też niezmiernie istotne jest stosowanie olejów o odpowiednich, założonych przez producenta sprężarki parametrach.

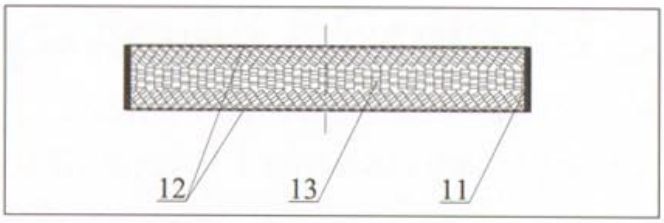
BIBUS MENOS – Dział Filtracji ma w swojej ofercie nie tylko separatory oleju dla sprężarek śrubowych.

Jednym z podstawowych elementów oferty działu są filtry hydrauliki siłowej.

Program filtrów samoczyszczących Mahle AF pozwala nam na podjęcie wyzwań filtracji – od mydła w płynie, pasty do zębów, silikonów, farb, czekolady itd., a na asfalcie skończywszy.



Rys. 2 Wentylatorowa chłodnia powietrzno-wodna w przekroju pionowym – rozwiązanie I: 1 – obudowa, 2 – wypełnienie, 3 – rdzeń, 4 – zbiornik wody ochłodzonej, 5 – pokrywa, 6 – wentylator, 7 - głowica rozdrabniająca, 8 – pierścień zewnętrzny, 9 - pierścień wewnętrzny, 10 – odkraplacz, 11 – cylindryczna obudowa, 12 – podstawa, 13 – wypełnienie odkraplacza, 14 – przewód doprowadzenia wody, 15 – przewód łączący, 16 – przewód odprowadzenia



Rys. 4 Odkraplacz: 11 – cylindryczna obudowa, 12 – podstawa, 13 – wypełnienie odkraplacza

Literatura

[1] Mikłajczak J.K.: Chłodnia wentylatorowa powietrzno-wodna. Zgłoszenie patentowe nr P 368775. Politechnika Wrocławska 2004.

[2] Mikołajczak J.K.: Wymiana ciepła i masy w wypełnieniu chłodni wentylatorowej. Pneumatyka 1/2005.

[3] Mikołajczak J.K.: Model matematyczny wymiany ciepła i masy w wypełnieniu chłodni wentylatorowej. Pneumatyka 5/2005.

[4] Mikołajczak J.K.: Obliczanie parametrów termodynamicznych wymiany ciepła i masy w chłodni wentylatorowej. Pneumatyka 6/2005.

[5] Mikołajczak J.K.: Wyniki obliczeń numerycznych parametrów termodynamicznych wymiany ciepła i masy w chłodni wentylatorowej. Pneumatyka 1/2006.

[6] Mikołajczak J.K.: Siła motoryczna wymiany ciepła i masy w wypełnieniu chłodni wentylatorowej. Pneumatyka 2/2006.

[7] Mikołajczak J.K., Jadwiszczak P., Klimczak M.:

się, że temperatura powietrza
ła np. w pracy [3]. Po założeniu nie-
tury T należy opuścić dwa pierwsze
nań (10), natomiast w dwóch pierw-
datkowych (12) zastąpić zmienne x_1
peraturę T.
y napędu siłownikowego został zbu-
Matlab Simulink. Do budowy został
zczony układ równań (10). Przyjęto,
etrza w obu komorach siłownika jest
odelu uproszczonego oraz modelu
edyskutowane w kolejnych pracach.
ące parametry modelu: L=0,4 [m],
0005 [m^3], Ftp=1 [N], ftp=200 [N·m·s^{-1}],
$_{gr}$=0,03 [m·s^{-1}], a=0,5 [J·m^{-2}·s^{-1}],
oraz parametry powietrza: T=273,16
=101,325 [kPa].
poprawności działania zbudowane-
zeprowadzone testy jego pracy przy
erowania: u, u_1=u_2. Dla każdego z te-
ci parametrów, tj. wartości początko-
nu $s(0)$, $P_1(0)$, $P_2(0)$ oraz wartość masy

$$P_{\max} = \max(P_i, P), \quad P_{\min} = \min(P_i, P)$$

$$\rho_{\max} = \frac{P_{\max}}{rT_{in}}$$

Jeżeli znany jest schemat połączeń przewodów zasilających oraz zdefiniowane są sygnały sterujące, można określić wartość temperatury przepływającego powietrza T_{ni} z zależności (9).

$$T_{ni} = f(P_i - f((-1)^{i-1}(2u-1), P_a, P_z), \qquad (9)$$
$$f((-1)^{i-1}(2u-1), T_a, T_z), T_i)$$

Temperatura przepływającego powietrza jest funkcją sterowania u oraz ciśnień i temperatur: P_i, T_i, P_a, T_a, P_z, T_z.

Układ równań różniczkowych modelujących pracę siłownika

Z rozważań w poprzednich podrozdziałach wynika, że do pełnego opisu pracy siłownika konieczne jest zastosowanie układu sześciu równań różniczkowych. W układzie rów-

częst
w cylindrach jest st
zmienności temper
równia z układu rów
szych równaniach d
oraz x_2 przez stałą te

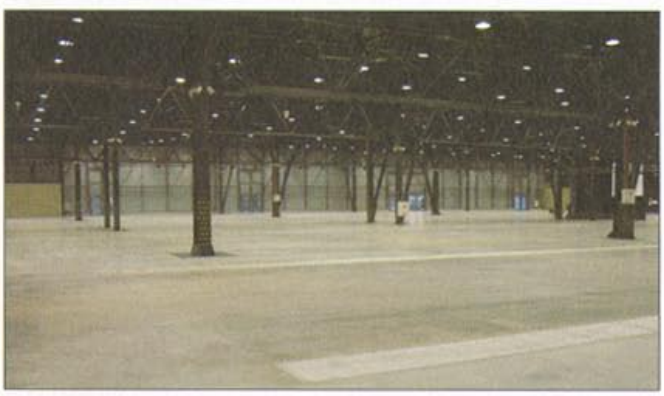
Model symulacyj
dowany w pakiecie
wykorzystany upro
że temperatura pow
stała. Porównanie
pełnego zostanie pr

Przyjęto następu
D=0,04 [m]; V_0=0,00
^{1}], γ=0,5 [m·s^{-1}],
A_{max}=0,0000025 [m^2]
[°K], P_z=600 [kPa], P

W celu weryfikac
go modelu zostały p
ustalonej wartości s
stów ustalono warto
we dla zmiennych st
$m(t)$=m.

Wystawa jest niepowtarzalną okazją do zaprezentowania osiągnięć firmy specjalistom z całego świata oraz osobom, które podejmują najważniejsze decyzje w zakresie przyszłości górnictwa w swoich krajach. Górnicze EXPO po raz pierwszy od wielu lat odbędzie się w Europie. W wystawie wezmą udział czołowi światowi producenci maszyn, sprzętu i wyposażenia dla górnictwa. Podczas ostatnich dwóch edycji w EXPO wzięło udział ponad 400 firm z 25 krajów z całego świata. Ta tendencja zostanie podtrzymana podczas tegorocznej, polskiej edycji. W nowoczesnym pawilonie wystawienniczym Expo Silesia pojawi się około 200 firm z kilkunastu krajów. Wśród zwiedzających możemy spodziewać się m.in. zorganizowanych grup – specjalistów z krajów Europy Wschodniej.

Zgodnie z motto Kongresu „Nowe wyzwania i wizje dla górnictwa", podczas MINING EXPO będzie można zobaczyć nowe techniki i technologie wydobywcze. Wystawa zostanie przygotowana w oparciu o następujące sektory tematyczne: eksploatacja węgla kamiennego i brunatnego, maszyny i urządzenia do eksploatacji rud, maszyny i urządzenia wiertnicze, górnictwo skalne, chemia przemysłowa dla górnictwa, przemysł elektroenergetyczny, wyroby przemysłu hutniczego dla górnictwa, ochrona środowiska i urządzanie terenów poprzemysłowych, bezpieczeństwo i higiena pracy.



Fot. 3 Nowoczesny pawilon czeka na wystawców

MINING EXPO 2008 odbędzie się w nowym Centrum Targowo-Wystawienniczym Expo Silesia w Sosnowcu. Obiekt jest zlokalizowany tylko 10 minut jazdy samochodem od centrum Katowic – serca aglomeracji śląskiej. Główne jego atuty to: niewielka odległość od Krakowa (dojazd samochodem z centrum trwa około godziny), doskonałe usytuowanie względem 2 międzynarodowych lotnisk: Katowice-Pyrzowice (20 min jazdy samochodem) i Kraków-Balice (40 min jazdy samochodem), 13,5 tysiąca metrów kwadratowych w nowoczesnej klimatyzowanej hali, ponad 20 tysięcy metrów kwadratowych zewnętrznych terenów wystawienniczych wyposażonych w pełną infrastrukturą targową.

Wystawa MINING EXPO 2008 cieszy się dużym zainteresowaniem wystawców. Światowe marki będą reprezentowane przez takie firmy, jak: SANDVIK Mining and Construction, JOY Mining Machinery, METSO MINERALS czy BOSCH REXROTH Group. W ramach pawilonów narodowych wystąpią firmy z Australii, Chin, Indii, Indonezji, Turcji, Wielkiej Brytanii i Finlandii. Poza tym swój indywidualny udział w wystawie potwierdzili wystawcy z Niemiec, Czech, Słowacji, Irlandii, Danii, Francji i Holandii. Z największych polskich firm duże powierzchnie zarezerwowały już: Grupa Zabrzańskie Zakłady Mechaniczne KOPEX (Przedsiębiorstwo Budowy Szybów, Kopex Famago, Dozut Tagor, Tagor, Tiefenbach, ZEG), Grupa FAMUR wraz ze swoimi firmami członkowskimi (Nowomag, Pioma, Fazos, Georyt, Dams, Odlewnia Śrem, IRR), Grupa GLINIK, Huta Łabędy, Huta Stalowa Wola, Elektrometal S.A., Dolnośląska Fabryka Maszyn Zanam-Legmet.

Rys. 1 Mapka dojazdowa

Organizator Kongresu:
Fundacja dla AGH im. Stanisława Staszica
w Krakowie
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
tel. (12) 617 46 04, fax (12) 617 46 05,
kom. 692 439 360
e-mail: office@wmc-expo2008.org
www.wmc-expo2008.org

21. WORLD MINING
CONGRESS & EXPO 2008

Organizator Wystawy:
Kolporter Expo Sp. z o.o.
Małgorzata Sosna – dyrektor projektu
tel. (32) 78 87 511, fax (32) 78 87 526,
kom. 510 031 690
e-mail: miningexpo@kolporter.com.pl
www.miningexpo.pl

Artykuł promocyjny
Kolporter Expo Sp. z o.o.

Pneumatyczna przenośna nitownica obwiedniowa

Jerzy Łunarski
Jerzy Lenczewski

Procesy nitowania są powszechnie stosowane przy wykonywaniu różnorodnych połączeń nierozłącznych. Przybliżone szacunki wskazują, że wśród różnych połączeń stosowanych w wyrobach maszynowych udział połączeń nitowych wynosi około 10–12% i istnieje niewielka tendencja wzrostu tego udziału. Zaletą takich połączeń jest duża wydajność procesu łączenia oraz możliwość przenoszenia zna-cznych obciążeń ścinających. Połączenia takie są szerokostosowane w przemyśle lotniczym, motoryzacyjnym, meblowym i innych.

Specjalne odmiany nitowania radialnego, o nieco mniejszej wydajności niż zwykłego (do odmian takiego nitowania należy również nitowanie obwiedniowe), umożliwiają łączenie elementów kruchych (np. ceramicznych, szklanych), elastycznych (np. z tworzyw sztucznych) [1] i innych. Metody nitowania radialnego pozwalają na uzyskanie połączenia o podwyższonej wytrzymałości oraz jego estetycznego wyglądu, co zapewnia wyraźne polepszenie walorów jakościowych połączenia [2]. Uzyskuje się to dzięki przemieszczającej się po rozecie punktowej strefie deformowania, przy względnie małych naciskach, co równocześnie powoduje deformacyjne umacnianie odkształcanego materiału [3]. Do realizacji tego procesu stosowane są przeważnie nitownice stacjonarne o różnych rozwiązaniach układów napędowych (hydrauliczno-elektryczne, pneumatyczno-elektryczne, mechaniczno-pneumatyczne i inne) i różnych sposobach wprowadzania pochyłego stempla w ruch obiegowy [4]. W tradycyjnych głowicach, nadających ruch obiegowy stempla, występuje para cierna w postaci półkulistej czaszy oraz kulowe łożysko ślizgowe. Z tych względów gabaryty takich głowic nie mogą być zbyt małe, zaś trwałość może ulegać ograniczeniu w przypadku niewystarczającego smarowania par ciernych.

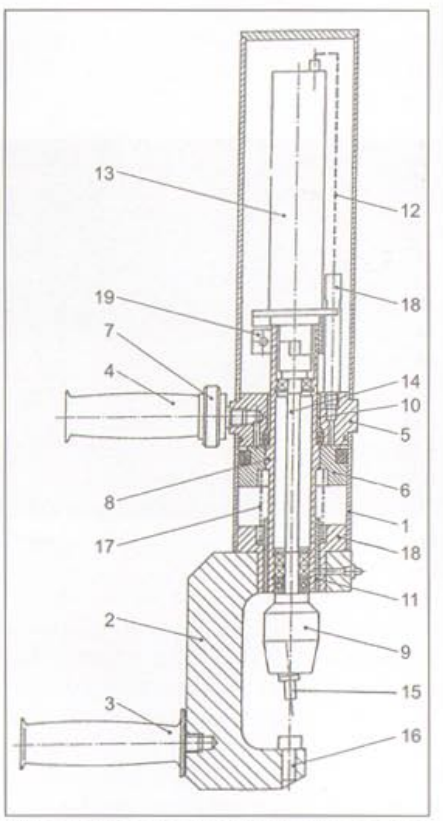
Aby uniknąć powyższych niedogodności, w Zakładzie Badawczo-Rozwojowym TEKOMA IMBiGS Warszawa opracowano specjalną głowicę do deformowania w ruchu obiegowym, w której łożyska ślizgowe zastąpiono łożyskami tocznymi [5]. Pozwoliło to na pewne zmniejszenie gabarytów głowicy i zwiększenie jej trwałości, lecz ograniczyło zakres dopuszczalnych nacisków.

Nitowanie za pomocą takich głowic nazwano nitowaniem obwiedniowym, chociaż nie ma ono nic wspólnego z obwiedniowym nacinaniem uzębień. Głowicę taką opisano w pracy [6], zaś jej zastosowanie w różnych odmianach nitownic wykonywanych dla różnych zakładów wykazało, iż charakteryzuje się ona dobrymi właściwościami eksploatacyjnymi, zwłaszcza w operacjach zamykania małych nitów oraz wykonywania innych zabiegów na małych elementach (kształtowanie kołnierzy, spęczanie, zamykanie nitów rurkowych i inne).

Mając na względzie potrzeby różnych przedsiębiorstw związane ze stosowaniem dużej liczby małych połączeń nitowych w elementach trudnych do usytuowania w przestrzeni roboczej nitownicy stacjonarnej, opracowano konstrukcję małej, przenośnej nitownicy, z głowicą obwiedniową i pojedynczym źródłem stosowanej energii w postaci sprężonego powietrza. Dopływ sprężonego powietrza, sterowany pojedynczym pierścieniem regulacyjnym, wymusza zarówno ruch obiegowy stempla z narzędziem deformującym, jak i posuwowy ruch poosiowy głowicy wraz ze stemplem, w wyniku czego następuje wzrost nacisków oraz punktowe deformowanie głowy nitu. Schemat budowy takiej nitownicy przenośnej pokazano na rys. 1.

Opis działania

Działanie nitownicy w cyklu roboczym jest następujące. Cylinder roboczy nitownicy 1 jest przymocowany



Rys. 1 Schemat pneumatycznej przenośnej nitownicy obwiedniowej: 1 – cylinder pneumatyczny, 2 – jarzmo do zamocowania nitownicy ze stemplem oraz matrycy, 3 – rękojeść podtrzymująca, 4 – uchwyt z regulatorem dopływu powietrza, 5 – pokrywa górna cylindra roboczego, 6 – tłok cylindra roboczego, 7 – pierścień ruchomy regulacji dopływu powietrza, 8 – tłoczysko drążone, 9 – głowica obwiedniowa, 10 – tuleja ślizgowa, 11 – tuleja ślizgowa, 12 – elastyczny przewód pneumatyczny, 13 – motoreduktor pneumatyczny, 14 – wrzeciono motoreduktora, 15 – stempel deformujący, 16 – gniazdo matrycy, 17 – sprężyna powrotna, 18 – króciec powietrza do motoreduktora, 19 – łącznik zaciskowy motoreduktora

do jarzma 2. Jarzmo wraz z rękojeścią 3 i cylinder roboczy 1, w którego pokrywie górnej znajduje się uchwyt 4, służą do przemieszczania ręcznego i manipulowania przenośną nitownicą, w celu ustawiania w strefie deformowania łącznika nitowego. Dla ułatwienia czynności manipulacyjnych nitownica może być podwieszona na lince z przeciwciężarem (waga nitownicy 7 kg, a w przypadku wykonania z przeznaczeniem do większych nitów może być proporcjonalnie większa). Sprężone powietrze, przygotowane w odpowiednim układzie, o ciśnieniu 0,6 MPa jest doprowadzane elastycznym przewodem do otworu w uchwycie 4, a następnie – z chwilą otwarcia ręcznie zaworu doprowadzającego za pomocą pierścienia regulacyjnego 7 – dochodzi ono do przestrzeni roboczej cylindra 1 i wywołuje ruch poosiowy głowicy 9 ze stemplem 15. Jednocześnie powietrze z przestrzeni roboczej cylindra 1, za pomocą zaworu 18 i elastycznego przewodu pneumatycznego 12, jest kierowane do motoreduktora 13, wprowadzając jego wrzeciono w ruch obrotowy. Ruch ten za pośrednictwem wrzeciona 14 jest przekazywany do głowicy obwiedniowej i stempla 15. W wyniku złożenia tych dwóch ruchów następuje dosunięcie stempla do strefy deformowania łącznika, zaś ruch obiegowy stempla, powodowany wrzecionem 8 motoreduktora, powoduje przemieszczanie się punktu styku stempla z główką nitu po złożonej rozecie i jej stopniowe deformowanie. Zwolnienie nacisku na pierścień 7 w uchwycie 4 powoduje odcięcie zasilania sprężonym powietrzem, zaś obrót pierścienia regulacyjnego otwiera kanał wylotowy powietrza na zewnątrz. W tym momencie tłok cylindra roboczego 6 pod działaniem sprężyny powrotnej 17 przesuwa tłok 6 w położenie początkowe i cykl pracy można rozpoczynać ponownie. Cylinder roboczy od strony głowicy zamknięty jest pokrywą 20. Motoreduktor pneumatyczny 13 jest osadzony na końcu tłoczyska drążonego 8 za pomocą łącznika zaciskowego 19.

W omawianej nitownicy przenośnej zastosowano motoreduktor pneumatyczny typu ZMO7/ZN firmy ARCHIMEDES. Zasilanie nitownicy odbywa się powietrzem o ciśnieniu 0,6 MPa, oczyszczonym i smarowanym zgodnie z wymaganiami, poprzez zawór w uchwycie 4. Opracowana przenośna nitownica obwiedniowa ręczna jest przeznaczona do wykonywania połączeń nitowych o średnicy nitu stalowego (stal St3) do 4 mm. Może ona być wykorzystywana w dowolnym położeniu (pionowe, poziome, skośne). Nadaje się ona również do wbudowania w specjalne montażowe urządzenia stacjonarne, działające w cyklu półautomatycznym lub automatycznym (z nieznacznymi zmianami układu zasilania) jako moduł naciskowo-deformujący. Podstawowe dane techniczne nitownicy przenośnej to: maksymalny skok roboczy 30 mm, czas trwania cyklu roboczego 2–5 sekund, zasilanie sprężonym powietrzem 0,6 MPa, zużycie powietrza przy pracy ciągłej 20 m^3/h, masa 7 kg.

Istnieje możliwość wykonania nitownic przenośnych o innych parametrach (skok, nacisk, czas cyklu i ewentualnie regulowanej zmianie nacisku podczas deformowania) na specjalne zamówienie.

Podsumowanie

- Nitownica zasilana jest jednym medium energetycznym – sprężonym powietrzem, co ułatwia jej eksploatację.
- Małe gabaryty nitownicy umożliwiają jej wbudowywanie w różnych urządzeniach montażowych jako moduł deformujący.
- Prosta budowa umożliwia łatwe wykonanie przenośnych nitownic o innych danych technicznych, niż przedstawione powyżej.

Literatura

[1] Łunarski J., Stachowicz F.: Prasowanie radialne w procesach kształtowania i łączenia małych elementów maszyn, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 1999.

[2] Łunarski J.: Jakość połączeń nierozłącznych nitowanych radialnie w wyrobach maszynowych, Technologia i Automatyzacja Montażu nr 3/1998.

[3] Łunarski J.: Plastik deformed assembly joint mode by radial pressing metod, Prec. Int. Conf. III Symp. Ukrainian Engineering Mechanical, Lvov 1997.

[4] Łunarski J.: Prasowanie radialne w kształtowaniu i montażu małych elementów, Materiały Konf. IV Naukowe Warsztaty Profesorskie – TM'98, Koszalin 1998.

[5] Lenczewski J.: Nitownica obwiedniowa pneumatyczna ręczna, Wzór użytkowy nr 10864, Urząd Patentowy RP, Warszawa, 10.04.2007.

[6] Lenczewski J., Łunarski J.: Innowacyjne zmiany w budowie nitownic radialnych OBR TEKOMA, Technologia i Automatyzacja Montażu nr 3/2000.

Streszczenie

W pracy przedstawiono opis przenośnej nitownicy obwiedniowej, opracowanej w OBR PTiKM TEKOMA Warszawa (obecnie Centrum Konstrukcji i Automatyzacji Maszyn IMBiGS Warszawa), wykorzystującej tylko jedno źródło zasilania. Nitownica jest przeznaczona do wykonywania wytrzymałych połączeń o estetycznym wyglądzie, z nitami stalowymi o średnicy trzpienia do 4 mm. Głowica nitująca wykonuje złożony ruch, nazwany obwiedniowym, powodując stopniowe deformowanie głowy nitu stemplem łożyskowanym w łożyskach tocznych.

Summary

Pneumatic mobile envelope riveting machine

The paper presents description of the mobile envelope riveting machine, worked out in Institute of Mechanical Configuration & Rock Mining Warsaw. The riveting machine uses only one power source and was designed to execute resistant and esthetical joints with steel rivet about the 4mm diameter.

prof. dr hab. inż. Jerzy Łunarski
mgr inż. Jerzy Lenczewski
Zakład Mechaniki Płynów
i Aerodynamiki
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Politechnika Rzeszowska
im. Ignacego Łukaszewicza

Sterowanie napędem siłownikowym przy zmiennych parametrach zasilania sprężonym powietrzem

Karol Szostek

Napędy siłownikowe są powszechnie wykorzystywane w systemach automatyki pracujących w przemyśle. Zastosowanie napędów ogranicza się głównie do chwytaków, urządzeń pakujących, w których wymaga się tylko zmiany położenia siłownika pomiędzy skrajnymi położeniami. System sterowania takich siłowników ogranicza się do binarnego sterowania otwarciem zaworów. Za zastosowaniem siłowników do innych zadań niż przemieszczanie pomiędzy skrajnymi położeniami przemawia ich niski koszt, małe rozmiary oraz duża prędkość działania.

W niektórych zastosowaniach siłowników (np. sterowanie zaworów) wymagane jest sterowanie pozycyjne. W przypadku zastosowania siłowników w manipulatorach oprócz dokładnego sterowania pozycyjnego konieczna jest również stabilizacja prędkości przemieszczania pomiędzy pozycjami zadanymi.

Proces przetwarzania energii sprężonego gazu na energię mechaniczną charakteryzuje się zmienną dynamiką i słabym tłumieniem, wyrazistą nieliniowością, czasową i parametryczną wariantowością oraz eksploatacyjną niestacjonarnością [2]. Ze względu na złożony charakter procesu przetwarzania energii w siłowniku należy uwzględnić wszystkie czynniki zmienne, mogące niekorzystnie wpływać na proces sterowania.

Jednym z czynników zmiennych mogących niekorzystnie wpływać na pracę napędu jest zmiana parametrów zasilania sprężonym powietrzem. Zmiany parametrów zasilania mogą być spowodowane pulsacjami i drganiami ciśnienia w instalacji sprężonego powietrza oraz źle zaprojektowaną instalacją.

Typowy układ napędu siłownika pneumatycznego zbudowany jest z następujących elementów: elementu przetwarzającego energię sprężonego powietrza na energię ruchu postępowo-zwrotnego tłoka (cylinder pneumatyczny), układu zaworów elektropneumatycznych sterujących dopływem powietrza do komór cylindra oraz systemu sterowania pracą elektrozaworów. W artykule omówiono poszczególne elementy napędu pod kątem tworzenia matematycznego modelu symulacyjnego.

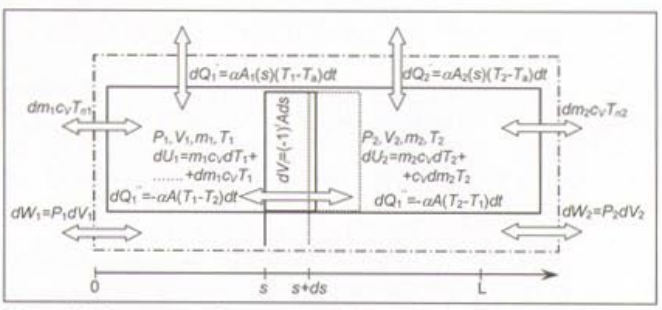
Model napędu siłownikowego

Poniżej został omówiony model matematyczny siłownika beztłoczyskowego dwustronnego działania pod kątem zastosowań symulacyjnych.

W omawianym modelu siłownika zostały uwzględnione przemiany termodynamiczne zachodzące w cylindrach, dynamika ruchu masy, zmienne obciążenia, występujące siły tarcia statycznego i dynamicznego oraz sposób połączenia zaworów sterujących.

Bilans energii w komorach siłownika

W równaniach bilansu energii zostaną wykorzystane następujące stałe fizyczne oraz oznaczenia: R=8,13447215 – uniwersalna stała gazowa [J·mol^{-1}·K^{-1}], η=0,02896979 – masa molowa powietrza [kg·mol^{-1}], k=7/5 – wykładnik adiabatyczny dla gazów dwuatomowych do wyznaczenia indywidualnej stałej gazowej $r=R/\eta$ [J·kg^{-1}·K^{-1}] oraz ciepła właściwego przy stałej objętości $c_v=r/(k-1)$.



Rys. 1 Bilans przepływu energii w komorach siłownika

Przetwarzanie energii sprężonego powietrza na energię ruchu tłoka w modelowanym siłowniku przebiega w dwóch komorach. Na rys. 1 przedstawiony jest bilans przepływu energii w komorach siłownika.

Zgodnie z pierwszą zasadą termodynamiki [1] dla komór siłownika i=1,2 można napisać równania różniczkowe bilansu ciepła $Q(t)$, pracy $W(t)$ oraz energii wewnętrznej $U(t)$, jak pokazano w zależnościach (1). Komory siłownika zostały oznaczone przez indeksy i=1,2.

$$dU_i(t) = dQ_i(t) - dW_i(t) + dm_i(t)c_v T_{ni}(t) \quad i = 1,2 \qquad (1)$$

gdzie:
$T_{ni}(t)$ – temperatura przepływającego powietrza [K],
$dm_i(t)$ – przyrost masy gazu dla i-tego cylindra [kg].

Równanie bilansu energii mówi, że zmiana energii wewnętrznej w przedziale czasu dt jest równa różnicy ciepła dostarczonego oraz wykonanej pracy. W rozpatrywanym przypadku w równaniach bilansu należy również uwzględnić zmianę energii wewnętrznej, spowodowaną zmianą masy gazu.

Zmiana energii wewnętrznej $U(t)$, zmiana ciepła $Q(t)$ z uwzględnieniem przenikania ciepła przez ścianki cylindra oraz tłok i praca $W(t)$ wykonana przez cylinder z równań (1) zostały rozpisane w równaniach (2).

$$\begin{aligned} dU_i(t) &= m_i(t)c_v dT_i(t) + dm_i(t)c_v T_i(t) \\ dQ_i(t) &= -\alpha[A_i(s)(T_i(t) - T_a(t)) + \\ &+ A(T_i(t) - T_j(t))]dt \qquad i, j = 1,2,\ j \neq i \\ dW_i(t) &= P_i(t)dV_i(t) \end{aligned} \qquad (2)$$

gdzie:
α – współczynnik przewodności cieplnej [J·m^{-2}·K^{-1}],
$A_i(s)$ – powierzchnia komory siłownika [m^2],
A – powierzchnia tłoka [m^2],
P_i – ciśnienie w komorze siłownika [Pa],
T_i – temperatury w komorze siłownika [°K],
T_a – temperatura otoczenia [°K],
s – skok tłoka [m].

Po uwzględnieniu równań (2) w bilansie energii (1) oraz wykorzystaniu równania stanu gazu doskonałego równania bilansu energii można zapisać jak w zależnościach (3).

$$\frac{dP_i}{dt}=\frac{k}{V_i}\left\{\begin{array}{l}-\alpha\dfrac{k-1}{k}[A_i(s)(T_i-T_a)+A(T_i-T_j)]-\\ -(-1)^{i-1}P_iAv_i+q_i\dfrac{r}{k}T_{ni}\end{array}\right\},\quad \begin{array}{l}i,j=1,2,\\ j\neq i\end{array} \tag{3}$$

W równaniu bilansu energii (3) uwzględniono, że: przyrost objętości dV_i jest równy iloczynowi powierzchni tłoka oraz przyrostowi drogi ze współczynnikiem kierunku $dV_i=(-1)^{i-1}Ads$; $i=1,2$, wydatek masowy q_m jest pochodną masy po czasie $dm/dt=q$, natomiast prędkość ruchu tłoka v jest pochodną drogi po czasie $ds/dt=v$.

Jeśli zamiast pochodnej ciśnienia zostanie wprowadzona pochodna temperatury, równania bilansu energii można zapisać jak w zależnościach (4).

$$\frac{dT_i}{dt}=\frac{1}{m_ic_v}\left\{\begin{array}{l}-\alpha[A_i(s)(T_i-T_a)+A(T_i-T_j)]-\\ -(-1)^{i-1}P_iAv-q_ic_v[T_i-T_{ni}]\end{array}\right\},\quad \begin{array}{l}i,j=1,2,\\ j\neq i\end{array} \tag{4}$$

Równanie ruchu

Prędkość ruchu cylindra v oraz skok s, występujące w równaniach (3), (4), można odtwarzać z równań bilansu sił oraz równań ruchu. Wykorzystany w modelu siłownika bilans sił przedstawiony jest w zależnościach (5).

$$\begin{aligned}&a'=F/m\\ &\quad dla\ v=0\quad F=sign(F_n)\max(0,|F_n|-F_v(v=0))\\ &\quad dla\ v\neq 0\quad F=F_n-sign(v)F_v\\ &F_n=(P_1-P_2)A+F_z(t)\\ &F_v=F_{tp}+\gamma\frac{F_{tp}}{v_{gr}+|v|}+f_{tp}|v|\end{aligned} \tag{5}$$

gdzie:
a' – przyspieszenie ruchu wynikające z bilansu sił [m·s^{-2}],
m – sumaryczna masa tłoka i części ruchomych [kg],
F – siła powodująca przyspieszenie ruchu tłoka [N],
F_n – sumaryczna siła wywołana różnicą ciśnień w komorach siłownika oraz zewnętrzną siłą obciążenia [N],
$F_z(t)$ – zewnętrzną siłą obciążenia [N],
F_v – siła tarcia [N],
F_{tp} – siła tarcia suchego [N],
γ – współczynnik tarcia mieszanego [m·s^{-1}],
f_{tp} – współczynnik proporcjonalności [N·s·m^{-1}],
v_{gr} – prędkość graniczna [m·s^{-1}],
v – prędkość ruchu [m·s^{-1}].

Do opisu siły oporu F_v została wykorzystana zależność podana w pracy [2]. Jeżeli prędkość v jest równa zeru, w równaniach ruchu moduł siły F_n pomniejszany jest do wartości 0 o wartość siły tarcia statycznego $F_v(v=0)$, stąd wprowadzona funkcja $max(0,|F_n|-F_{vs}(v=0))$, zwrot wyznaczonej siły brany jest ze znakiem zgodnym z siłą napędową F_n. Jeżeli prędkość v jest różna od zera, wówczas w równaniach ruchu siła F_n jest modyfikowana o wartość siły tarcia dynamicznego $F_v(v\neq 0)$ ze znakiem przeciwnym do zwrotu prędkości v. W bilansie sił został pominięty wpływ ciśnienia w komorach siłownika na siłę tarcia.

W modelu ruchu siłownika uwzględniono fakt, że siłownik może poruszać się tylko pomiędzy granicznymi położeniami $0<=s<=L$. Po dojściu do pozycji krańcowej prędkość tłoka gwałtownie spada do zera oraz pojawia się chwilowy skok przyspieszenia. W równaniach (6) zostały podane równania ruchu napędu, opisujące dynamikę ruchu oraz zachowanie w skrajnych położeniach.

$$\begin{aligned}&a=\frac{dv}{dt},\qquad v=\frac{ds}{dt},\\ &dla((a'<0\ i\ s<=0)\ \mathrm{lub}\ (a'>0\ i\ s>=L))\\ &\qquad a=-v(t)\delta(t)\\ &dla((a'>0\ i\ s<=0)\ \mathrm{lub}\ (a'<0\ i\ s>=L)\ \mathrm{lub}\ (s>0\ i\ s<L))\\ &\qquad a=a'\end{aligned} \tag{6}$$

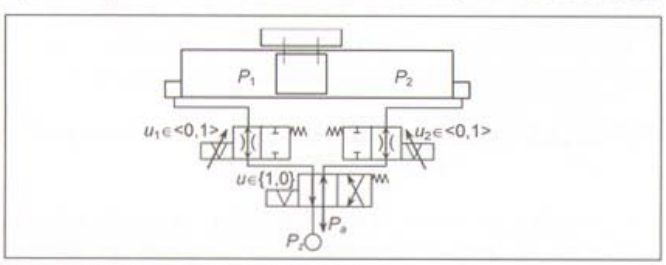
W równaniach ruchu zastosowano logikę sterującą wartością przyspieszenia w skrajnych położeniach. Jeżeli zostanie osiągnięta któraś z wartości krańcowych $s=0$, $s=L$ oraz z bilansu sił wynika, że przyspieszenie jest mniejsze od zera, większe od zera, odpowiednio wówczas element całkujący przyspieszenie jest zerowany, odpowiada to pojawieniu się w sygnale przyspieszenia *delta-Diraca* o wartości $v(t)\,\delta(t)$.

Bilans masy gazu w komorach siłownika

Do całkowitego opisu napędu, poza równaniami bilansu energii, równaniem bilansu sił oraz równaniami ruchu, konieczne jest określenie równań różniczkowych przepływu masy. Równania przepływu pozwalają odtwarzać wydatki masowe q_i oraz masę m_i występujące w równaniach (3), (4). Wydatek masowy wyznaczany jest na podstawie znajomości sterowania oraz układu połączeń zasilania komór siłownika.

Układ zasilania rozpatrywanego siłownika jest zbudowany z dwóch zaworów dławiących przepływ o sterowaniu ciągłym, dla których sterowania u_1 oraz u_2 przyjmują wartości z przedziału <0,1>, oraz jednego zaworu rozdzielającego dwupołożeniowego, dla którego wartość sygnału sterującego u przyjmuje wartości ze zbioru {1,0}. Założono, że przekrój przepływu w zaworach sterujących jest proporcjonalny do wartości sygnału sterowania $A=A_{max}u_i$.

Schemat rozpatrywanego układu zasilania pokazany jest na rys. 2. Jeżeli sterowanie $u=1$, komora pierwsza podłączona jest do ciśnienia zasilania P_z a komora druga



Rys. 2 Układ zasilania siłownika

z atmosferą. Jeśli u=0, komory są połączone w odwrotnej kolejności.

W porównaniu z zasilaniem z wykorzystaniem dwóch zaworów proporcjonalnych, w którym steruje się ciśnieniem zasilania komór siłownika, schemat z rys. 2 wprowadza ograniczenia możliwości sterowania. Przy zadanym kierunku ruchu siłownika możliwe jest tylko tłumienie przepływu; nie można jednocześnie zwiększać/zmniejszać ciśnienia w obu komorach siłownika. Jednoczesne zmniejszanie/zwiększanie ciśnienia w obu komorach siłownika może wystąpić jedynie wówczas, gdy w jednej komorze ciśnienie przekroczy wartość ciśnienia zasilania, będzie odpowiednio mniejsze od wartości ciśnienia atmosferycznego.

Do opisu przepływu gazu do komór siłownika zostały wykorzystane zależności podane w równaniach (7).

$$\begin{aligned} q_i &= f((-1)^{i-1}(2u-1), q(P_i, P_a, u_i) \\ & q(P_i, P_z, u_i)) \qquad i = 1,2 \end{aligned} \tag{7}$$

W równaniu (7) została wprowadzona funkcja $f(a, b, c = \Phi(-a)b + \Phi(a)c$, której zadaniem jest przełączanie temperatury przepływającego powietrza, funkcja Φ jest to funkcja Heaviside'a.

Wartość przepływu $q(P_i,P,u)$ wykorzystywana w równaniu (7) wyliczana jest z zależności (8) wyznaczonych na podstawie danych zawartych w pracach [2], [3]:

$$dla \quad \frac{P_{min}}{P_{max}} < 0{,}527833 \quad q(P_i, P, u_i) = sign(P - P_i) A_{max} u_i \sqrt{2 P_{max} \rho_{max}} \psi\left(k, \frac{P_{min}}{P_{max}}\right)$$

$$dla \quad \frac{P_{min}}{P_{max}} > 0{,}527833 \quad q(P_i, P, u_i) = 0{,}484416$$

$$\psi\left(k, \frac{P_{min}}{P_{max}}\right) = \sqrt{\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_{min}}{P_{max}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{min}}{P_{max}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \tag{8}$$

nań modelujących pracę siłownika zostaną wykorzystane równania różniczkowe opisane zależnościami (4), (6) oraz (7). Przyjęto oznaczenia dla zmiennych stanu $x_1=T_1, x_2=T_2, x_3=m_1, x_4=m_2, x_5=v, x_6=s$.

Po uwzględnieniu oznaczeń zmiennych stanu równania różniczkowe opisujące pracę siłownika można zapisać w postaci podanej w zależnościach (10).

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dfrac{1}{x_3 c_v}\left\{\begin{matrix} -\alpha[A_1(x_6)(x_1 - T_a) + A(x_1 - x_2)] - \\ - P_1 A x_5 - \dot{x}_3 c_v [x_1 - f(q_{m1}, x_1, T_{ni})] \end{matrix}\right\} \\ \dot{x}_2 = \dfrac{1}{x_4 c_v}\left\{\begin{matrix} -\alpha[A_2(x_6)(x_2 - T_a) + A(x_2 - x_1)] + \\ + P_2 A x_5 - \dot{x}_4 c_v [x_2 - f(q_{m2}, x_2, T_{ni})] \end{matrix}\right\} \\ \dot{x}_3 = f((2u-1), q(P_1, P_a), q(P_1, P_z), u_1), \\ \dot{x}_4 = f(-(2u-1), q(P_2, P_a), q(P_2, P_z), u_2), \\ \dot{x}_5 = a, \\ \dot{x}_6 = x_5, \end{cases} \tag{10}$$

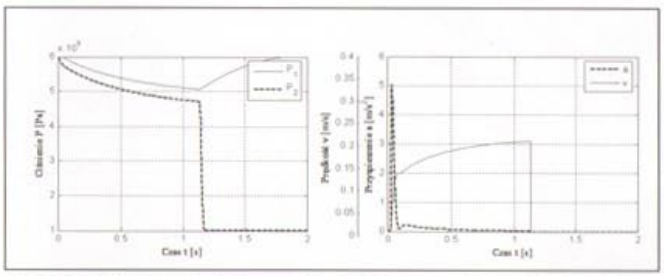
Poza równaniami różniczkowymi (10) w modelu napędu zostały wykorzystane równania stanu gazu, doskonałego do wyznaczania ciśnień w komorach siłownika, równania bilansu sił (5) do wyznaczania przyspieszenia a', równa przepływu (8) do wyznaczania wydatków, równania (9) do wyznaczenia temperatury przepływającego powietrza, równania (11) do wyznaczania objętości komór siłownika V_i oraz powierzchni przenikania ciepła A_i. W równaniach (0.11) przez D oznaczona jest średnica tłoka.

$$\begin{aligned} V_i &= V_0 + A[(i-1)L + (-1)^{i-1} x_6] \\ A_i(x_6) &= A + \pi D[(i-1)L + (-1)^{i-1} x_6], \quad i = 1,2 \end{aligned} \tag{11}$$

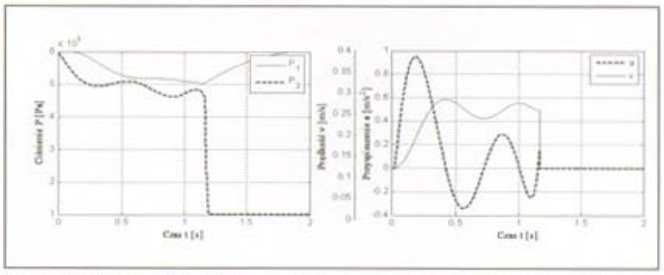
Do wyznaczenia ciśnień w komorach siłownika zostały wykorzystane zależności (0.12).

$$P_i = \frac{x_{i+2} r x_i}{V_0 + A[(i-1)L + (-1)^{i-1} x_6]}, \qquad i = 1,2 \tag{12}$$

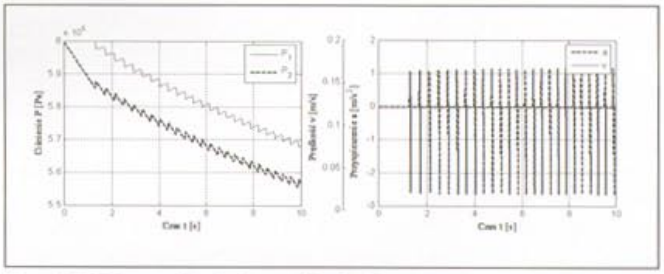
W celu uproszczenia układu równań różniczkowych (10)



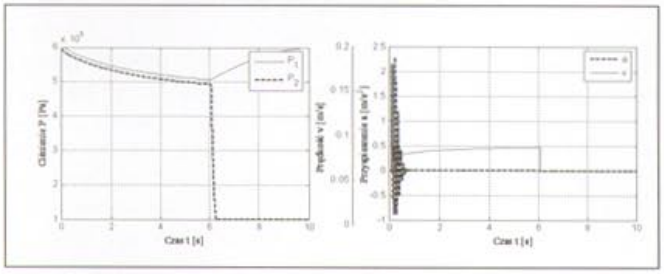
Rys. 3 Wykres ciśnień, prędkości i przyspieszenia dla sterowania: u=1, $u_1=u_2=0,55$, oraz parametrów: s(0)=L/2, $P_1(0)=P_2(0)=P_z$, m=2



Rys. 4 Wykres ciśnień, prędkości i przyspieszenia dla sterowania: u=1, $u_1=u_2=0,55$, oraz parametrów: s(0)=L/2, $P_1(0)=P_2(0)=P_z$, m=80



Rys. 5 Wykres ciśnień, prędkości i przyspieszenia dla sterowania: u=1, $u_1=u_2=0,01$, oraz parametrów: s(0)=L/2, $P_1(0)=P_2(0)=P_z$, m=2



Rys. 6 Wykres ciśnień, prędkości i przyspieszenia dla sterowania: u=1, $u_1=u_2=0,1$, oraz parametrów: s(0)=L/2, $P_1(0)=P_2(0)=P_z$, m=2

Na rys. 0.3 0.4 0.5 0.6 przedstawione są wykresy uzyskanych ciśnień P_1, P_2 w komorach siłownika, prędkości v oraz przyspieszeń a ruchu tłoka.

Z wykresów przedstawionych na rys. 3, 4, 5, 6 widać, że zachowanie się modelu pokrywa się z przewidywaniami.

Regulator napędu

jęte następujące założenia: stabilizacja prędkości zadanej v_0 podczas nadążania tłoka za wartością zadaną $s_0(t)$, pozycjonowanie dla stałej wartości zadanej $s_0(t>\tau)$=const, oraz zapewnienie maksymalnych ciśnień w komorach siłownika po osiągnięciu stałej wartości zadanej $s_0(t>\tau)$=const. Nie zostały przyjęte żadne ograniczenia na dopuszczalne przyspieszenia ruchu tłoka.

Założenie maksymalnych ciśnień jest uzasadnione tym, że siłownik o wyższych ciśnieniach w komorach siłownika jest bardziej sztywny.

Do sterowania zaworami siłownika został wykorzystany regulator *PD* z dodatkową funkcją dławiącą. Układ równań opisujących regulator pokazano w zależnościach (13).

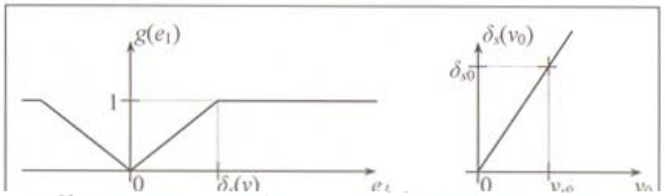
$$
\begin{aligned}
&e_1 = (s_0 - s) && s_0 >= 0\\
&u = f(e_2,0,1)\\
&e_2 = (v_0 - sign(e_1)v), && v_0 >= 0\\
&u_1 = sat_{<0-1>}\left[(k_p e_2 + k_D \frac{de_2}{dt}) f(e_1, g(e_1),1)\right]\\
&u_2 = sat_{<0-1>}\left[(k_p e_2 + k_D \frac{de_2}{dt}) f(e_1,1, g(e_1))\right] && (13)\\
&g(e_1) = f(|e_1| - \delta_s(v_0), \frac{1}{\delta_s(v_0)}|e_1|,1), \quad \delta_s(v_0) = \frac{\delta_{s0}}{v_{s0}} v_0
\end{aligned}
$$

Zastosowana w równaniach (1) funkcja $sat_{<0-1>}(x)$ jest to funkcja ograniczająca sygnał sterowania opisana równaniem (14).

$$
sat_{<0-1>}(x) = \begin{cases} 0 & dla \quad x <= 0 \\ x & dla \quad 0 < x <= 1 \\ 1 & dla \quad 1 < x \end{cases} \qquad (14)
$$

Ideą regulatora opisanego w równaniach (13) jest stabilizacja prędkości ruchu tłoka poprzez zastosowanie regulatora *PD* sterującego otwarciem zaworów dławiących. Podczas stabilizacji w stałej wartości zadanej regulator działa na maksymalnym uchybie od prędkości zadanej e_2, dlatego nie mógł zostać zastosowany człon całkujący do stabilizacji prędkości. Jeżeli pozycja siłownika zbliży się do pozycji zadanej na odległość mniejszą niż $\delta_s(v_0)$, zostaje załączone dodatkowe tłumienie na zaworze wylotowym. Zadaniem funkcji $f(e_1,g(e_1),1)$, $f(e_1,1,g(e_1))$ jest załączenie dodatkowego dławienia na zaworze wylotowym. Funkcja $g(e_1)$ jest to funkcja dodatkowego dławienia. Przyjęto, że w przedziale $<0, \delta_s(v)>$ jest ona liniową funkcją błędu e_1, natomiast odchyłka $\delta_s(v)$ jest liniową funkcją prędkości v_0 jak na rys. 7.

W podanym rozwiązaniu regulatora istnieje możliwość zastosowania innych funkcji dławiących, np. funkcji kwadratowej, pierwiastkowej itp.



eprowadzonych badań wynika, że dla zaproponoanego układu zasilania jedynym sposobem uniknięcia ekorzystnych oscylacji wokół wartości zadanej st zwiększenie tłumienia na zaworze wylotowym w końwej fazie ruchu tłoka. Jednak zwiększenie tłumienia oże spowodować znaczne zmniejszenie prędkości ruchu, ategо bardziej korzystne będzie zastosowanie układu tłumienia. Zastosowany regulator pracuje na uchybach od wartości zadanych prędkości i położenia. Parametry zaproponowanego regulatora zostały dobrane dla stałych parametrów ciśnienia zasilania. Kryterium doboru parametrów regulatora była minimalizacja całki z kwadratu błędu pomiędzy położeniem a trajektorią zadaną przy zmianie położenia pomiędzy wartościami zadanymi. Po dobraniu

Dobór parametrów regulatora

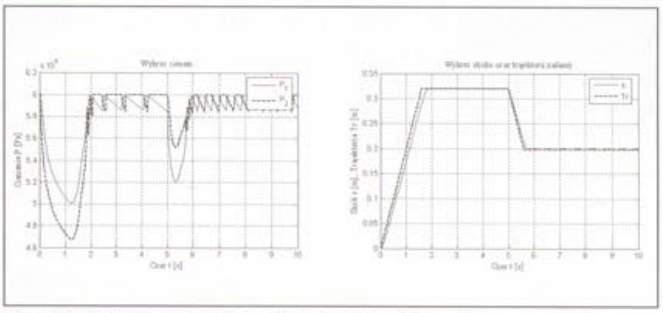
Kryterium doboru parametrów regulatora była minimalizacja wartości całki z modułu błędu położenia tłoka s od trajektorii wyznaczanej z zadanych wartości położenia $s_0(t)$ oraz prędkości v_0 podczas symulacji pracy napędu w przedziale czasu t=10 [s]. Ponieważ autor nie zna metod znalezienia optimum globalnego dla przyjętego kryterium, dlatego do doboru parametrów regulatora została zastosowana metoda symulacyjna, pozwalająca na znalezienie parametrów regulatora, dla których kryterium osiąga minimum lokalne.

Symulacja została przeprowadzona przy warunkach początkowych $s(0)$=0 [m], $P_1(0)=P_2(0)=P_{z1}$=600 [kPa], masa obciążenia wynosiła m=2 [kg], prędkości zadana wynosiła 0,2 [m·s^{-1}], natomiast położenie zadane $s_0(t)$ wynosiło 0,8*L w przedziale czasu <0-5) [s] oraz 0,5*L w przedziale czasu <5-10> [s].

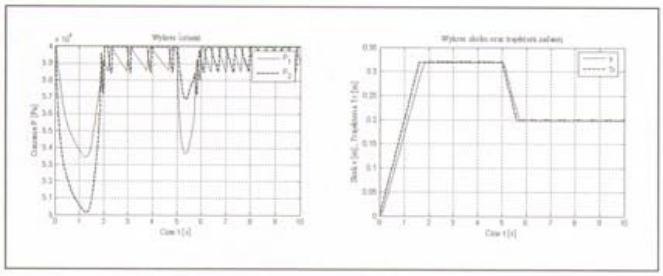
Do doboru parametrów regulatora zastosowano funkcję *fminsearch* pakietu MATLAB. Dla parametrów zostały przyjęte wartości początkowe równe: k_p=50, k_d=0,2 δ_{s0}/v_{s0}=0,5. Wartość kryterium oceny dla parametrów początkowych wynosi 1,133e-003. Po optymalizacji regulatora z wykorzystaniem funkcji *fminsearch* uzyskano parametry regulatora: k_p=57,952, k_d=0,179; δ_{s0}/v_{s0}=0,530, dla których wartość kryterium oceny spadła do wartości 9,870e-004.

Wyniki symulacji

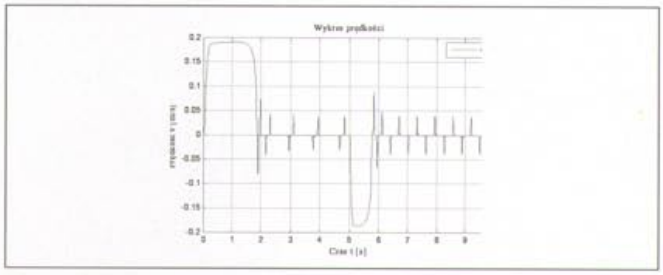
W tej części zostaną przedstawione wyniki symulacji pracy napędu dla nominalnego ciśnienia zasilania równego 600 [kPa] oraz obniżonego ciśnienia zasilania równego 400 [kPa]. Symulacja pracy została przeprowadzona przy takiej samej trajektorii ruchu oraz warunkach jak dobór parametrów. Na rys. 8 pokazane są wykresy przebiegu ciśnień P_1, P_2 w komorach siłownika oraz wykres położenia s i trajektoria Tr przy nominalnym ciśnieniu zasilania. Na rys. 10 pokazane są wykresy przebiegu ciśnień P_1, P_2 w komorach siłownika oraz skok s i trajektoria Tr przy obniżonym ciśnieniu zasilania. Na rys. 9 oraz 11 pokazane są



Rys. 8 Wykres ciśnień w cylindrach siłownika oraz skok



Rys. 10 Wykres ciśnień w cylindrach siłownika oraz skok w porównaniu z trajektorią zadaną Tr *dla ciśnienia zasilania 400 [kPa]*



Rys. 11 Wykres prędkości dla ciśnienia zasilania 400 [kPa]

przebiegi prędkości v podczas symulacji przy ciśnieniu nominalnym oraz obniżonym.

Po przemieszczeniu tłoka do pozycji zadanej występują niewielkie oscylacje o dużym okresie wokół wartości zadanej.

Dla nominalnego ciśnienia zasilania wartość kryterium oceny doboru parametrów regulatora wynosiła 9,870-004 natomiast wartość odchyłki od wartości zadanej była w przybliżeniu równa 0,0008 [m]. Dla obniżonego ciśnienia zasilania wartość kryterium wynosiła 1,447e-003, natomiast odchyłka od wartości zadanej była w przybliżeniu równa 0,0016 [m].

Niekorzystnym zjawiskiem zaproponowanego regulatora są oscylacje wokół wartości zadanej na poziomie 0,1 [mm].

Podsumowanie i wnioski

W artykule zostały przedstawione badania modelowe napędu siłownikowego. W omówionym napędzie zastosowano nietypowy układ połączeń zaworów zasilających, umożliwiający jednocześnie zwiększenie ciśnienia w jednej komorze siłownika. Do sterowania pracą układu został zaproponowany regulator, pozwalający na efektywne sterowanie pracą opisywanego układu napędowego. Podstawową zaletą wybranego układu zasilania jest utrzymanie maksymalnych ciśnień w komorach siłownika w pozycji zadanej.

Z przeprowadzonych testów wynika, że zaproponowany

Optymalizacja dynamiczna napędu pneumatycznego

Wojciech Tarnowski, Tomasz Kiczkowiak

Napędy pneumatyczne opisywane są dość złożonymi modelami matematycznymi. Ta złożoność wynika z silnie nieliniowych zjawisk przepływu gazu, wymiany ciepła i masy, tarcia suchego i lepkiego, zderzeń tłoka z ogranicznikami ruchu [5]. Pogorszenie dokładności modelu spowodowane jest niewystarczająco rozpoznanym i nie dość dokładnym opisem właściwości dynamicznych i statycznych obciążenia zewnętrznego, a także zbyt ogólnym opisem innych zakłóceń. Ponadto dodatkowym utrudnieniem jest różniczkowa postać modelu, który może być rozwiązany tylko metodami numerycznymi.

Efekty działania napędu zależą jednocześnie od konstrukcji i sterowania. Ten drugi aspekt powoduje, że należy formułować zadanie optymalizacji dynamicznej. Wszystkie te elementy sprawiają, że optymalizacja jest trudna matematycznie.

Najczęściej dyskusyjne są także kryteria optymalizacji [5]. Z tego powodu należy formułować zadanie optymalizacji wielokryterialnej, a najlepiej zadanie polioptymalizacji, która prowadzi do zbioru rozwiązań kompromisowych [3].

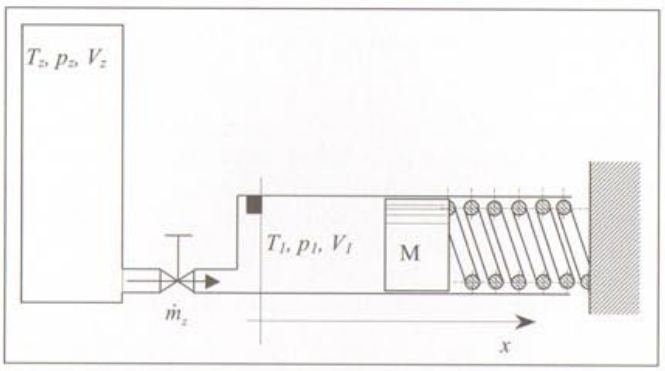
W niniejszej pracy sformułowano pewne zadanie polioptymalizacji dla jednego napędu z siłownikiem pneumatycznym jednostronnego działania. Model jest uproszczony, ale zadanie jest ogólne i omówiony przykład może być wykorzystany jako pewien wzorzec.

Model matematyczny obiektu

Na rys.1 przedstawiono schemat badanego obiektu. Ponieważ w pracy analizowany jest tylko ruch roboczy tłoka siłownika (napełnianie komory siłownika), w celu uproszczenia pominięto nieistotne dla procesu modelowania elementy instalacji. Siłownik pneumatyczny jednostronnego działania jest napełniany ze zbiornika o objętości V_z powietrzem o ciśnieniu p_z i o temperaturze T_z przez zawór sterujący masowym natężeniem przepływu powietrza.

Przy wyprowadzaniu równań różniczkowych opisujących procesy w obiekcie założono, że:

- Procesy mają charakter *quasi*-statyczny, to znaczy przemiany przebiegają tak wolno, że w każdej chwili rozpatrywany układ znajduje się w stanie równowagi termodynamicznej.
- Powietrze jest gazem doskonałym termodynamicznie.
- Przepływ w instalacji odbywa się bez wymiany ciepła z otoczeniem (przepływ adiabatyczny).
- Wszystkie elementy instalacji są szczelne.
- Masa poruszających się elementów jest stała.



Rys. 1 Schemat badanego obiektu

- Wpływ oporów tarcia jest pomijalny.
- Wymiana ciepła między gazem znajdującym się w komorach a otoczeniem może być pominięta.

Analizując zjawiska, które zachodzą w komorach (rys.1), zapisać można

- ciśnienie i temperaturę gazu w komorze zasilającej:

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_z} \cdot \left[-T_z \cdot \dot{m}_{z,1} \right] \tag{1}$$

$$\frac{dT_z}{dt} = \frac{T_z}{p_z \cdot V_z} \cdot \left[V_z \cdot \frac{dp_z}{dt} + R \cdot T_z \cdot \dot{m}_{z,1} \right] \tag{2}$$

- ciśnienie i temperaturę gazu w komorze siłownika:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_1} \cdot \left[T_z \cdot \dot{m}_{z,1} - \frac{p_1}{R} \cdot \frac{dV_1}{dt} \right] \tag{3}$$

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot \left[V_1 \cdot \frac{dp_1}{dt} + p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} - R \cdot T_1 \cdot \dot{m}_{z,1} \right] \tag{4}$$

- ruch tłoka i związanych z nim elementów:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{\left(F_p + F_o\right)}{M} \tag{5}$$

gdzie:

p – ciśnienie absolutne [Pa]
R – indywidualna stała gazowa [J/(kg·K)]
T – temperatura absolutna [K]
κ – wykładnik adiabaty [–]
V_i – objętość [m^3], przy czym

$$V_1 = 0{,}25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \left(osz + x\right) \tag{6}$$

D – średnica cylindra [m]
osz – długość przestrzeni szkodliwej [m]
s – skok tłoka siłownika [m]
x – współrzędna położenia tłoka [m]
dV_1/dt – szybkość zmian objętości komory [m^3/s], przy czym

$$\frac{dV_1}{dt} = 0{,}25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \frac{dx}{dt} \tag{7}$$

dx/dt – prędkość ruchu tłoka [m/s]
F_p – siła od ciśnień panujących w obu komorach [N]

$$F_p = 0{,}25 \cdot \pi \cdot \left[D^2 \cdot (p_1 - p_a)\right] \tag{8}$$

F_o – suma sił sprężystości sprowadzona do osi tłoczyska [N]

$$F_o = F_{nw} + k \cdot x \tag{9}$$

F_{nw} – siła wstępnego napięcia sprężyny [N]
k – współczynnik sztywności sprężyny [N/m]
M – masa elementów ruchomych [kg].
Do opisu masowego natężenia przepływu zdecydowano się wykorzystać model Mietluka-Awtuszko [6]

$$\dot{m} = 0{,}5787 \cdot \mu_{M-A} \cdot f \cdot p \cdot \sqrt{\kappa} \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \cdot \varphi_{M-A}(Y) \tag{10}$$

gdzie:
μ_{M-A} – współczynnik [–]
$\varphi_{M-A}(Y)$ – funkcja

$$\varphi_{M-A}(Y) = \alpha \cdot \frac{1-Y}{\alpha - Y} \tag{11}$$

a – parametr, w metodzie jednoparametrycznej $a = 1{,}13$ [–]
Y – stosunek ciśnień [–], dla analizowanej sytuacji

$$Y = \frac{p_1}{p_z} \tag{12}$$

Model komputerowy w SIMULINK-u

Na podstawie modelu matematycznego obiektu i procesu utworzono model komputerowy. Wybrano środowisko MATLAB i za pomocą SIMULINK-a utworzono model w postaci graficznej. Model został przetestowany. Przyjęte wartości stałych i parametrów zawarte są w pliku, jak pokazano poniżej.

```
% Stale
R=280;% indywidualna stala gazowa dla powietrza
kappa=1.4;% wykladnik adiabaty
alfa=1.13;% wykladnik modelu przeplywu M_A

% Parametry
Vz=1; % objetosc zbiornika zasilajacego
pa=1e5;% cisnienie atmosferyczne
D=0.04;% srednica silownika
s=3; % skok t³oka
k=500;% sztywnosc sprezyny
b=10; % tlumienie
M=1;% masa elementow ruchomych
% Warunki poczatkowe
Tz0=300; % temperatura gazu w zbiorniku zasilajacym
pz0=7e5; % cisnienie gazu w zbiorniku zasilajacym
T0=300; % temperatura gazu w komorze silownika
p0=1e5; % cisnienie gazu w komorze silownika
osz=0.025; % dlugosc objetosci szkodliwej
v0=0; % predkosc tloka
x0=0; % polozenie tloka
% Wielkosci sterujace
d=0.006; % srednica instalacji zasilajacej
f=0.25*pi*d*d;
mi=0.5;  % wspolczynnik przeplywu
```

Optymalizacja

Do optymalizacji wykorzystano algorytm genetyczny[1]. W celu sprawdzenia modelu przeprowadzono optymalizację bez ograniczeń. Funkcją celu był czas ruchu tłoka na odległość 3 [m].

Zmiennymi decyzyjnymi było pole powierzchni przepływu zaworu zasilającego siłownik, wyznaczane dla $n = 6$ kolejnych położeń tłoka. Przykładowe wyniki otrzymane po 129 generacjach algorytmu genetycznego są następujące:

```
1.0e-004 * (0.2952     0.2832     0.2988
0.2942    0.2824    0.2926)
```

Optymalizator proponuje zatem pełne otwarcie zaworu w czasie pełnego skoku, co jest zgodne z intuicją. Uzyskane osiągi to:

```
czas = 1.1553 s,predkosc_koncowa =2.5375 m/s
```

Kolejnym testem była optymalizacja (tak jak powyżej) z ograniczeniem na końcową wartość prędkości ($v_{koncowe} < 0.15$ m/s). Dla $n = 6$ przykładowe wyniki po 129 generacjach są następujące:

```
   1.0e-004 * (0.2859    0.0393    0.0622
0.0984    0.0042    0.0005)
```

Uzyskane osiągi to:

```
 czas = 2.6721; predkosc_koncowa = 0.1258
```

W drugiej optymalizacji (już po 86 generacjach) uzyskano:

```
  1.0e-004 * (0.0972    0.2399    0.0236
0.0344    0.0210    0.0031)
   czas =    2.9523; predkosc_koncowa =
0.1300
```

Uzyskane wyniki utwierdziły autorów w przekonaniu, że zarówno model napędu, jak i proce-dura optymalizacyjna działają poprawnie.

Polioptymalizacja

Kryteria polioptymalizacji (cząstkowe funkcje celu)
Przyjęto następujące cząstkowe kryteria optymalizacji:
K_1 – czas dojścia tłoka do punktu końcowego ($x = s$), [s];
K_2 – prędkość układu ruchomego po osiągnięciu punktu końcowego ($x = s$), [m/s];
K_3 – energia kinetyczna układu ruchomego [J] (tzn. tłoczyska o stałej masie i dołączonej masie $MDod$), w punkcie $x = x_{dob}$;
K_4 – zużycie energii do wykonania cyklu pracy; jego miarą może być ilość powietrza w komorze roboczej siłownika, [kg].

Eksperymenty optymalizacyjne (polioptymalizacja przy dwóch kryteriach: K_1 i K_4) wykazały, że uzyskuje się jedno rozwiązanie, co oznacza, że te dwa kryteria nie są konfliktowe, więc można jedno z nich pominąć w dalszych poszukiwaniach. Kryterium K_3 ma silne powiązanie z procesem

technologicznym, dla którego określona jest dolna granica energii pozwalającej na realizację procesu. Dlatego K_3 może być we wstępnym etapie badań traktowane jako ograni-czenie. Przyjęto więc dwa kryteria:

$F(1) = K_1$ – czas skoku na odległość 3 [m];

$F(2) = K_2$ – prędkość układu ruchomego po osiągnięciu punktu końcowego [m/s].

Zmienne decyzyjne

Sformułowano zastępcze równoważne zadanie optymalizacji statycznej z następującymi zmiennymi decyzyjnymi:

- **Parametry procesu:** kolejne otwarcia (pola powierzchni przepływu) zaworu $f(x_i)$ w kolejnych dyskretnych położeniach tłoka $i = 1, \ldots, n$;
- **Parametry konstrukcyjne:** masa dodana *MDod*, [kg], sztywność dołączonej sprężyny *k*, [N/m], oraz średnica cylindra *D*, [m].

Ograniczenia funkcyjne

Ograniczeniami funkcyjnymi w procesie optymalizacji były:

- prędkość układu ruchomego po osiągnięciu punktu końcowego nie może przekroczyć pewnej wartości dopuszczalnej, np. 0,15 m/s;
- energia kinetyczna układu ruchomego w określonym punkcie (położeniu) na drodze tłoka powinna mieć co najmniej pewną minimalną wartość E_{min}, aby układ mógł wykonać zadanie robocze.

Ograniczenia przedziałowe zmiennych decyzyjnych

Na podstawie doświadczenia i intuicji arbitralnie przyjęto następujące przedziały wartości zmiennych decyzyjnych:

- otwarcia zaworu (pola powierzchni otwarcia f(x$_i$) z przedziału: [0.0001*PoleMax PoleMax], gdzie PoleMax=3e-5; x(1) ... x(n)
- masa dodatkowa x(n+1) z przedziału: [0. 40];
- średnica cylindra x(n+2) z przedziału: [0 .10];
- sztywność sprężyny x(n+3) z przedziału: [10 4000];

Wybór systemu optymalizacji

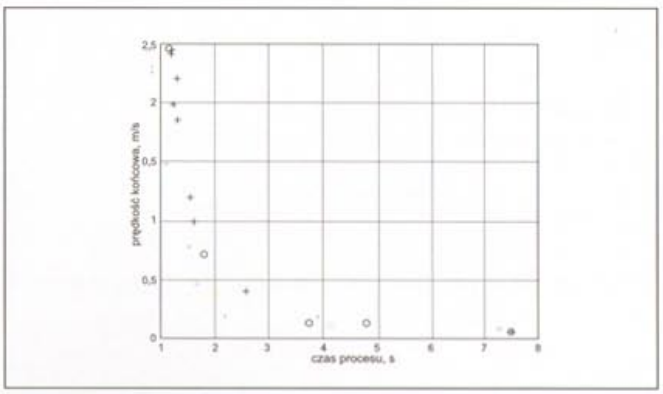
W pakiecie MATLAB algorytmy gradientowe okazały się nieefektywne obliczeniowo.

W środowisku MATLAB-a wybrano toolbox Popowa [http] w wariancie optymalizacji wielokryterialnej. Wykorzystano funkcje *GAMOminBC* bądź *GAMOminSC* z następującymi wartościami wielkości sterujących algorytmem genetycznym:

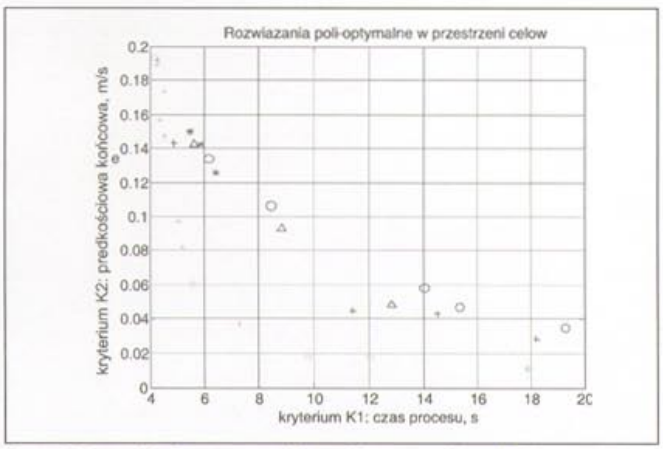
```
opt.MaxIter = 10 - 50;
opt.Select = .5;
opt.Best.Rate = 1;
opt.Graphics='on';
opt.PopulSize= 10 - 45;
opt.MutatRate: 0.1 - 1;
opt.TolX=0;
```

Wyniki

Końcowe warianty polioptymalne (o) i kilka pośrednich (+) otrzymane algorytmem genetycznym GAMOminSC



Rys. 2 Przykładowe wyniki polioptymalizacji dla populacji liczącej 20 osobników



Rys. 3 Przykładowe wyniki polioptymalizacji dla populacji liczącej 50 osobników

po 250 generacjach, dla populacji (*PopulSize*) liczącej 20 osobników, pokazano na rys. 2.

Dla *PopulSize* = 50 (rys. 3) rozwiązania są następujące:

```
 1.0e-004 *
0.2103 0.1672 0.0349 0.0027  0.0236  0.0017
0.3000 0.2859 0.2988 0.2986  0.2990  0.2419
0.2993 0.2859 0.0153 0.0167  0.0026  0.0043
0.0886 0.2859 0.2687 0.0167  0.0019  0.0043
0.2119 0.1266 0.1083 0.0167  0.0026  0.0043
```

a wartości kryteriów (czas i prędkość końcowa) wynoszą odpowiednio:

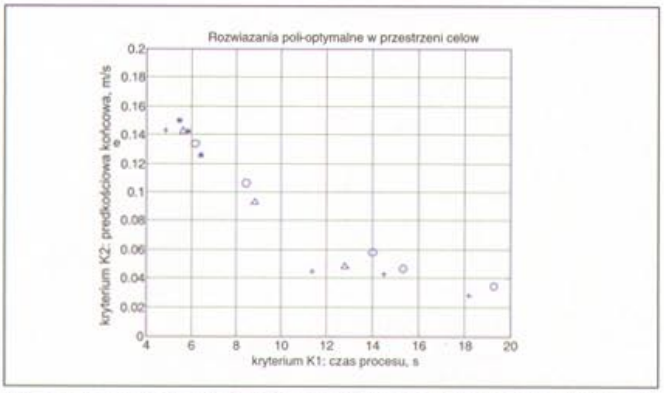
```
3.4059    0.0171
2.5953    0.1569
2.0189    0.5122
1.5382    1.1206
1.1574    2.4782
```

Przetestowano stosowaną procedurę optymalizacji dla różnej liczby:

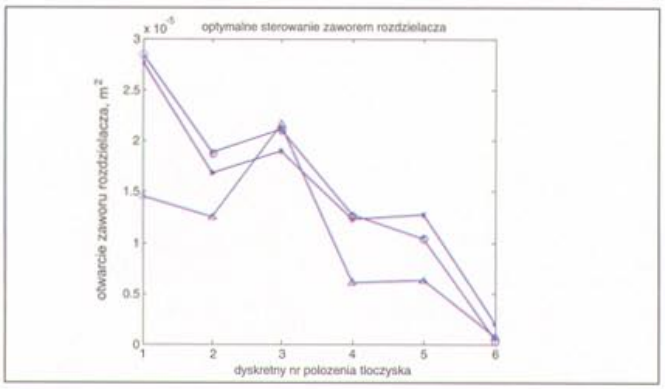
- przedziałów sterowania *n*;
- generacji algorytmu genetycznego *Iter*;
- osobników (wielkość populacji) *Pop*.

Tabela 1 Wartości parametrów konstrukcyjnych napędu

Symbol rozwiązania	*K1* [s]	*K2* [m/s]	MDod [kg]	M [m]	k [N/m]
o	18.2042	0.0283	1.8151	0.0655	139.3943
+	11.3940	0.0451	1.8130	0.0655	142.3429
*	4.8682	0.1431	1.7823	0.0670	171.4724
^	14.5119	0.0434	3.0288	0.0663	209.1239



*Rys. 4 Rozwiązania polioptymalne tego samego zadania przy różnych parametrach sterujących procesem optymalizacji: o – n = 4, Iter = 10; Pop = 45; + oraz * – n = 6, Iter = 10; Pop = 35; ^ – n = 4, Iter = 10; Pop = 25*



Rys. 5 Przykładowe polioptymalne sterowania zaworem (oznaczenia w tabeli 1)

Uzyskane wyniki zaprezentowano na rys. 4. Widać, że wzrost liczby przedziałów (większe n) poprawia wyniki optymalizacji, co jest intuicyjnie oczekiwane.

Przebieg funkcji sterujących $f(x_i)$ w kolejnych dyskretnych położeniach tłoka $i = 1, \ldots, n$ pokazuje rys. 5, a wartości innych parametrów traktowanych jako zmienne decyzyjne podano w tabeli 1.

Praktycznie rozwiązanie drugie (+) jest powtórzeniem rozwiązania pierwszego (o), co jest skutkiem losowego charakteru algorytmu genetycznego.

Uwagi do implementacji komputerowej

Należy stwierdzić, iż uzyskano małą efektywność obli0czeniową, ze względu na wiele nieudanych uruchomień algorytmu. Na komputerze *Lenovo* procesor dwurdzeniowy z zegarem 2 GHz, RAM 3 GB, czas obliczeń wynosił od 2 do 5 min. Kontynuacja obliczeń powyżej 5 min okazywała się bezcelowa (pojawiał się komunikat o braku pamięci).

Po zakończonej optymalizacji zalecane jest wprowadzenie polecenie *pack* lub nawet resetowanie Matlaba .

Wnioski

Zamiana zadania optymalizacji dynamicznej na zadanie optymalizacji statycznej [2] powoduje wielość zmiennych decyzyjnych, co skutkuje złożonością obliczeniową zadania. W przypadku nieróżniczkowalności modelu matematycznego, ze względu na zmienne decyzyjne, nie można wykorzystać efektywnych metod gradientowych, konieczne jest więc użycie innych algorytmów: przeglądu losowego bądź algorytmów ewolucyjnych.

Mimo opisanych wyżej problemów, stwierdzić można, że:

- możliwe i celowe jest jednoczesne, uwzględnianie w optymalizacji (polioptymalizacji) zmiennych parametrów procesu i parametrów konstrukcji;
- optymalizacja daje wielkie korzyści mierzone poprawą osiągów projektowanego układu;
- w przypadku złożonych układów o silnie nieliniowych zależnościach polioptymalizacja może efektywnie wspomóc konstruowanie intuicyjne.

Prace w tym zakresie są kontynuowane.

Literatura

[1] Kiczkowiak T., Tarnowski W.: Optimisation of a High Speed Pneumatic Drive on Simplified Mathematical Models, II Polsko - Niemieckie Seminarium „Innowacje i postęp w hydraulice i pneumatyce, Warszawa, 16–17 września 1997, s. 116–135.

[2] Tarnowski W.: Optymalizacja statyczna procesów nieliniowych, Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji „Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Mielno 1997, s. 279–290.

[3] Tarnowski W.: Polioptymalizacja jako ośrodek integracji w nowoczesnych systemach CAD, ZN Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej nr 23, Koszalin 1998, s. 364 – 371.

[4] Kiczkowiak T., Tarnowski W.: Multi-stages Optimisation of a High Speed Pneumatic Cylinder Drive with an In–built Chamber, 1. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium in Aachen, Aachen 1998, Band 2, s. 379–391.

[5] Kiczkowiak T.: Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2005.

[6] Kamiński Z.: Ocena modeli matematycznych charakterystyk przepływowych oporów pneumatycznych, Hydraulika i Pneumatyka 5/2003, s. 5–7.

Streszczenie

Uzasadniono potrzebę jednoczesnej optymalizacji konstrukcji obiektu i jego sterowania. Na przykładzie napędu pneumatycznego pokazano taką możliwość, po dyskretyzacji funkcji sterowania. Przeprowadzono poli–optymalizację ze względu na dwa kryteria: czas wykonania przesunięcia i prędkość układu ruchomego po osiągnięciu punktu końcowego.

Summary

Dynamic optimization of a pneumatic drive

It is shown that a control function and design parameters of an object should and may be optimized in one optimization task. An example of a pneumatic drive is used. Discretization of the control signal is adopted, and poly-optimization is completed on two criteria: the time of a full stroke and the final velocity of the drive.

prof. dr hab. inż. Wojciech Tarnowski
dr hab. inż. Tomasz Kiczkowiak
Zakład Napędów i Sterowań
Instytut Mechatroniki, Nanotechnologii
i Techniki Próżniowej, Politechnika Koszalińska

Spis reklam

Okładka

I Laboratorium Techniki Uszczelniania
II dh
III CompRot
IV CompRot

Artykuły promocyjne

Bibusmenos ____ 40
Festo ____ 45
H. Cegielski ____ 28
Polna S.A. ____ 22

Reklamy

Almig ____ 9
Alup ____ 19
Control-Tech ____ 56
Festo ____ 47
Hiross ____ 15, 51
Inwet ____ 55
Legris ____ 26
Parker ____ 65
Piab ____ 3
MTK ____ 27
Transtools ____ 39
Wan Gdynia ____ 61

Branża pneumatyczna w Polsce

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

CompRot

Systemy Sprężonego Powietrza

sprężarki śrubowe CRS

Systemy Separacji Zawiesin

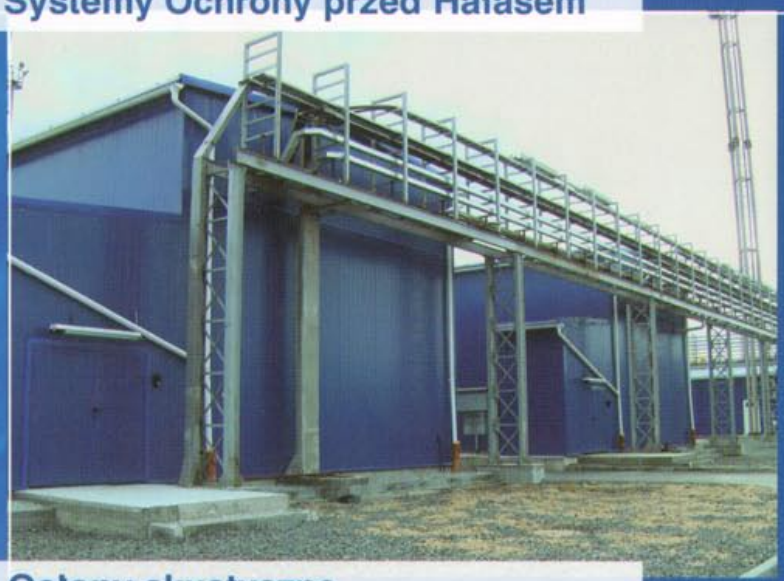
dwutaśmowe prasy filtracyjne

CompRot

Systemy Sprężonego Powietrza

dmuchawy Kaeser Kompressoren

Systemy Ochrony przed Hałasem



Osłony akustyczne

CompRot działa na rynku polskim od 1992. Jako pionier nowoczesnych sprężarek w Polsce dostarczyliśmy setki najnowocześniejszych urządzeń tego typu o zróżnicowanych mocach. Obecnie nasza oferta to nowoczesne usługi i produkty m. in.:

- Rozwiązania dla przemysłu z zakresu dostaw sprężonego powietrza, separacji zawiesin
- Rozwiązania dla oczyszczalni ścieków z zakresu napowietrzania komór oraz odwadniania osadów pościekowych

W ramach rozwiązań proponujemy Systemy Separacji Zawiesin, Systemy Sprężonego Powietrza oraz Systemy Ochrony przed Hałasem oparte zarówno na urządzeniach własnej marki jak i uznanych producentów. Dzięki kompleksowej wiedzy o maszynach i sposobach ich zastosowania popartej kilkunastoletnim doświadczeniem, oferujemy również naszym Klientom fachowe doradztwo oraz pełną obsługę posprzedażową.

CompRot
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. +48 71 798 59 00, fax +48 71 798 59 09
e-mail: comprot@comprot.eu
www.comprot.eu