

Pneumatyka

2(67)2008

KWARTALNIK

cena 12 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ALMIG
since 1923

ALUP
Kompressoren

BIBUS MENOS

FESTO

INWET

legris
connectic

METAL WORK
PNEUMATIC

Parker

domnick hunter

SPX
WHERE IDEAS MEET INDUSTRY

t4
TRANS TOOLS

WAN
GOSYŃIA

pompa
próżniowa

siłowniki
pneumatyczne

osuszacze

systemy
sprężonego
powietrza

narzędzia
pneumatyczne

wydawnictwo
LEKTORIUM

Nowe produkty Metal Work Pneumatic – str. 8



- Najwyższa jakość pod względem sprawności, funkcjonalności i ergonomiczności
- Moce silnika od **3,0** do **160,0** kW
- Wydajność od **0,19** do **27,9** m³/min
- Ciśnienie od **7,5** do **15** barów
- Serwis gwarancyjny i pogwarancyjny
- Atrakcyjne ceny
- Fachowa obsługa

Usługi w zakresie:

- spawania
- gięcia
- cięcia blach, w tym cięcie plazmą do 30 mm

Serwis:

- sprzedaż materiałów eksploatacyjnych części zamiennych
- korzystne umowy serwisowe (preferencyjne rabaty na części, przeglądy, remonty oraz skrócone terminy wykonania usługi)
- przeglądy gwarancyjne i pogwarancyjne
- fachowe porady serwisowe
- udostępniamy urządzenia zastępcze

Logistyka:

- wyprzedaż stanów magazynowych – atrakcyjne ceny!



spężarki
wysokociśnieniowe
do 420 bar



spężarki
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
ul. Olszewskiego 23/B-3
tel. 0 609 878 714



Słowo wstępne

» **Małgorzata Wiewiórowska**

Ludzka sprawa

Wakacje w pełni, pogoda nam dopisuje, mamy nadzieję, że samopoczucie również. Ale miesiące letnie nie dla wszystkich są okresem wypoczynku. Wrocław wyludniony, miasteczko akademickie na Wittigowie i pl. Grunwaldzki świecą pustkami, młodzież akademicka i szkolna wypoczywa nad morzem lub w górach.

Wrocławianie mają w tym okresie mniejszy problem ze znalezieniem miejsca parkingowego.

Abyśmy nie zapomnieli o naszej rzeczywistości, gospodarze miasta zafundowali nam kolejne duże, równocześnie w wielu miejscach modernizacje arterii komunikacyjnych.

Budowa drugiego mostu Warszawskiego utrudnia przejazd z północnej części Wrocławia przez Odrę i choć rondo Reagana oddano już do użytku, szybkie dostanie się do Politechniki graniczy z cudem. Wszyscy jednak chcemy, aby Wrocław był miastem nowoczesnym, przejezdnym i pięknym, by mógł godnie przyjąć uczestników i gości Euro 2012.

Wrocław jako centrum środkowoeuropejskie powinien promieniować w tej części Europy.

A i w polityce było gorąco. Nasz Wrocław walczył o ustanowienie w nim siedziby Europejskiego Instytutu Technologicznego. Choć w bój o siedzibę Instytutu poszliśmy całym miastem, a w ostatnim czasie całą Polską – z wizją, argumentami oraz wielkimi emocjami – EIT we Wrocławiu nie będzie. Nadarzy się jeszcze niejedna okazja, by udowodnić, że sprawdzamy się w odpowiedzialnych przedsięwzięciach. Wrocław ma również aspiracje, żeby jedna ze wspólnot wiedzy znalazła się tutaj.

W naszej redakcji jeszcze nie odpoczywaliśmy. To wydanie oddajemy w Państwa ręce w nowej szacie. Wciąż chcemy się lepiej dostosować do Państwa oczekiwań.

Naszym życzeniem czy marzeniem jest, aby Pneumatyka była platformą mocnego powiązania nauki z instytucjami, które mogą ją wykorzystywać, by tworzyła silną więź między twórcą pomysłu a użytkownikiem, aby była okazją do poznania technicznych problemów, z którymi zmagają się polski przemysł.

Serdecznie zapraszamy do dyskusji i polemiki w naszej branży pneumatycznej.

Pneumatyka

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

DTP
Marcin Maciński

Korekta
Sławomir Gruca

Adres redakcji
ul. Robotnicza 72,
53-608 Wrocław

tel. 071 798 59 42
fax 071 798 59 47

e-mail:
pneumatyka@lektorium.pl

**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

Wydawca
Wydawnictwo Lektorium

Adres wydawcy
ul. Robotnicza 72,
53-608 Wrocław
tel. +48 71 798 59 42
kom. +48 515 101 382
fax +48 71 798 59 47

Drukarnia
BIMART

Prenumerata
tel. 071 798 59 42
pneumatyka@lektorium.pl

Recenzenci wydania
Tadeusz A. Knap
Zygmunt Szczerba
Łukasz N. Węsierski

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

W numerze

➤ reportaż 16., a właściwie 17. spotkanie z pneumatyką	17..20	➤ Nowości	6..7
➤ Branża pneumatyczna w Polsce Spis reklamodawców	54	➤ narzędzia pneumatyczne Piłnikarki pneumatyczne	35..36
➤ osuszacze Deltech Hybridryer	14..16	➤ nauka i technika Pomiary podstawowych parametrów lotu statku powietrznego	37..41
➤ systemy sprężonego powietrza Efektywność nowoczesnych systemów rozprowadzania sprężonego powietrza na przykładzie systemu TRANSAIR	30..31	➤ targi Międzynarodowe Targi Poznańskie 2008	28..29
➤ nauka i pneumatyka Modelowanie i analiza procesów przejściowych układu pneumatycznego z czterema elementami wykonawczymi	10..13	➤ Słowo wstępne	4
➤ układy napędowe Modelowanie przewodów pneumatycznych do symulacji inżynierskich systemów heterogenicznych	48..52	➤ reportaż Spotkanie w Rokosowie	42..43
➤ filtry powietrza Nowa oferta firmy Solberg	21..22	➤ układy napędowe Sterowanie manipulatora typu Triplanar z pneumo-magnetycznymi podporami napędowymi	44..47
➤ nowości Nowe produkty Metal Work Pneumatic	8..9	➤ narzędzia pneumatyczne TransTools. Pneumatyka	32..33
		➤ nauka i technika Wpływ oscylacji strumienia przepływu powietrza na proces przenoszenia ciepła	23..26



ROK ZAŁOŻENIA 1950

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

- 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



Firma PIAB, globalny lider w przemysłowej technologii próżniowej wprowadza nową serię pomp P6040.

Nowa, modułowa pompa próżniowa PIAB P6040

Oparte o opatentowaną technologię COAX®, pompy P6040 mogą zmniejszyć koszty zużycia energii nawet do 25% w porównaniu z innymi metodami generowania próżni. Dzięki elastycznym opcjom montażu, szerokiemu zakresowi wydajności i opcjonalnym funkcjom sterującym, P6040 jest pompą łatwo adaptowalną i dobrze dopasowaną do potrzeb większości przemysłowych aplikacji próżniowych. P6040 mogą być z powodzeniem stosowane w przemyśle meblarskim, opakowaniowym, poligraficznym, spożywczym i motoryzacyjnym.

Pompa P6040 wykorzystująca technologię COAX® oferuje potężną siłę ssania w małej obudowie. Pozwala to na zamontowanie pompy w pobliżu punktu ssania, obniża wymagania zasilania pompy i zmniejsza zapotrzebowanie na energię. P6040 może być wyposażona

w moduł Systemu Oszczędzania Energii (ES), który dodatkowo pomaga ograniczyć efekt cieplarniany i chronić środowisko oraz funkcję przedmuchu, która pozwala chronić także wrażliwe produkty przed gromadzeniem ładunków statycznych. Tak, jak chłodzone jest sprężone powietrze, tak samo chłodzone jest powietrze do przedmuchu.

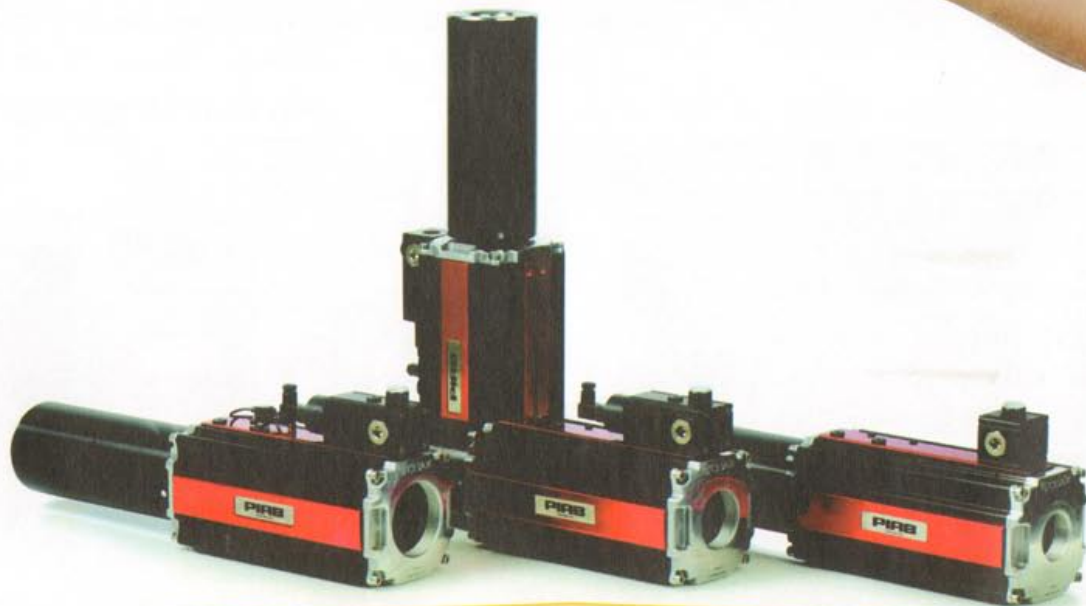
Obudowa P6040 wykonana jest z anodowanego aluminium, odpornego na najbardziej niesprzyjające warunki środowiska pracy. Modernizacja istniejącego wyposażenia produkcyjnego w celu poprawy wydajności jest niezwykle prosta, podczas gdy stosowanie pomp P6040 na nowych maszynach za-

pewnia bezawaryjne działanie w najbardziej ekonomiczny sposób. Bez żadnych ruchomych części, nie generując ciepła i właściwie bez żadnych wymagań serwisowych, czas przestoju i awarie w pracy pompy są maksymalnie zredukowane.

Więcej informacji o zakresie rozwiązaniach próżniowych firmy PIAB znajdziecie Państwo na naszych stronach www.piab.com.



Rys. 1
Pompa próżniowa P6040
w ręce



Rys. 2 Seria pomp P6040

Siłowniki pneumatyczne NWT nagrodzone srebrnym medalem QI 2008

Siłowniki pneumatyczne NWT produkowane przez firmę Pneumat System Sp. z o.o. zostały nagrodzone srebrnym medalem w konkursie Quality International w kategorii produkt najwyższej jakości.

Siłowniki pneumatyczne NWT sprostają wysokim wymaganiom jury konkursowego. Doceniono przede

wszystkim wysoką jakość, estetykę oraz zaawansowany technologicznie proces produkcyjny siłowników pneumatycznych NWT, a także wyróżniający się na polskim rynku błyskawiczny, 24-godzinny termin realizacji zamówienia na siłowniki.

Quality International to projekt pod patronatem Ministerstwa Rozwo-

ju Regionalnego, Klubu Polskie Forum ISO 9000 i Polskiej Agencji Rozwoju Przedsiębiorczości. Celem konkursu jest wskazanie producentów i usługodawców dbających o jakość i bezpieczeństwo swoich wyrobów i usług oraz o bezpieczeństwo środowiska.

www.pneumat.com.pl



Szczelne komputery przemysłowe

Od niedawna na polskim rynku dostępne są znane z niezawodności komputery przemysłowe niemieckiej firmy Noax Technologies AG.

Dużym zainteresowaniem cieszą się zwłaszcza komputery serii Steel, które wyróżniają się wśród innych konstrukcji – proponowanych przez wielu dostawców komputerów przemysłowych – całkowitą szczelnością – nie tylko płyty czołowej, ale całej obudowy wraz z doprowadzeniem kabli. Komputery Steel spełniają najostrejsze normy higieny wymagane np. w farmacji, medycynie, chemii i przemyśle spożywczym. Dzięki pełnej szczelności dezynfekcja komputerów i ich mycie, nawet pod wysokim ciśnieniem, nie stwarzają żadnych problemów. Standardowym wyposażeniem komputerów Steel jest

dotykowy ekran TFT, bardzo trwały w warunkach przemysłowych, o dużym kontraście, który gwarantuje znakomitą czytelność nawet w trud-



nych warunkach środowiskowych. Obecnie dostępne są komputery serii stalowej z ekranem 12.1, 15 i 19 cali. Wersja komputerów Steel, przystoso-

wana do zastosowań w niskich temperaturach, jak np. w chłodniach czy przy pracy na wolnym powietrzu, może bezproblemowo działać w temperaturach ujemnych (nawet do -25 °C). Pomimo małych wymiarów, komputery te cechuje duża moc obliczeniowa, możliwość współpracy z wieloma urządzeniami peryferyjnymi oraz szerokie możliwości rozbudowy. Wszystkie wyposażone są w wewnętrzny mikrosterownik. Monitoruje on wewnętrzne funkcje komputera, wysyła ostrzeżenie w stanach krytycznych i jeżeli operator nie zareaguje odpowiednio, wyłącza komputer.

www.noax.pl

Wyłączny dystrybutor na terenie Polski: **SEMAC Sp. z o.o.**
tel. 022 617 13 61

Zgodnie z gloszonym mottem: „Być konkurencyjnym”, firma Metal Work Pneumatic wprowadziła na rynek kolejne nowości, poszerzając oraz unowocześniając gamę swoich produktów.

Nowe produkty Metal Work Pneumatic



Rys. 1 Wyspa zaworowa Multimach HDM z modulem Profibus

Wyspy zaworowe

Do rodziny wysp zaworowych serii Heavy Duty Multimach dodano wersję przystosowaną do bezpośredniej komunikacji szeregowej, opartą o protokół Profibus. Moduł komunikacyjny Profibus zabudowano na zmodyfikowanej płycie zasilającej, zgodnej z dotychczasowym standardem HDM. Dzięki takiemu rozwiązaniu uzyskano możliwość łatwego przystosowania standardowej wyspy zaworowej HDM Multimach do współpracy z siecią Profibus jedynie poprzez wymianę płyty zasilającej. Ponadto, zachowano możliwość zabudowy na jednej wyspie zaworów z różnymi wielkościami przyłączy pneumatycznych (od \varnothing 4 mm do \varnothing 8 mm) i szerokiej gamy płyt funkcyjnych, umożliwiających swobodną konfigurację stref ciśnienia wewnątrz wyspy.

Aluminiowa obudowa płyty zasilającej oraz wzmocnione tworzywo sztuczne obudów zaworów chronią wyspę przed niekorzystnym wpływem czynników zewnętrznych i uderzeń mechanicznych. Uszczelnienia między poszczególnymi modułami wyspy zapewniają stopień ochrony IP65.

Siłowniki znormalizowane

Obowiązujący dotychczas standard wykonania siłowników wg ISO 6431

został zastąpiony normą ISO 15552. Zmieniono kształt pokryw siłownika, co pozwala na łatwiejszy montaż czujników położenia tłoka w rowkach montażowych (tzw. otwarty profil siłownika).

Na pokrywach naniesiono logo Metal Work oraz oznaczenia, pozwalające jednoznacznie zidentyfikować dany siłownik: wielkość średnicy tłoka, rozmiar przyłącza zasilającego oraz kierunek regulacji nastawialnej amortyzacji końca skoku. Ponadto, wykonanie standardowe zostało wzbogacone o dodatkowe uszczelnienia pokryw, tłumiące hałas podczas uderzeń tłoka. Nowy kształt tulei siłownika pozwala na bezpośredni montaż na niej mocowania wahliwego także dla profilu „A”.

Modyfikacja objęła wersję „standard” oraz „A” w średnicach od \varnothing 32 do \varnothing 125.

Siłowniki kompaktowe

Oferta siłowników kompaktowych serii CMPC została poszerzona o wersję z zabezpieczeniem tłoczyska przed obrotem („TF”). Zabezpieczenie przed obrotem uzyskano dzięki odpowiedniemu ukształtowaniu profilu przekroju poprzecznego tłoczyska. Tłoczysko wersji „TF” posiada



Rys. 3 Siłowniki kompaktowe CMPC w wersji TF



Rys. 2 Siłownik znormalizowany według normy ISO 15552

dwie symetrycznie rozmieszczone, równoległe względem siebie płaszczyzny. Tak wykonane tłoczysko prowadzone jest w łożysku ślizgowym o identycznym profilu. Szczelność połączenia zapewniono poprzez zastosowanie odpowiednio ukształtowanego uszczelnienia tłoczyska wykonanego z poliuretanu. Podstawowe wymiary siłowników „TF” są zgodne z pozostałymi wersjami siłowników kompaktowych serii CMPC, z możliwością wykonania rozstawu otworów montażowych wg norm ISO lub UNITOP.

Siłowniki są dostępne w średnicach od \varnothing 32 do \varnothing 80, w zakresie skoków od 0 do 500 mm.

Precyzyjne jednostki liniowe

Wprowadzono nową serię precyzyjnych jednostek liniowych S13. Jednostka ta składa się z siłownika dwustronnego działania oraz prowadnicy tocznej będącej jej integralną częścią. Zastosowane łożyska recykulacyjne umożliwiają precyzyjne prowadzenie tłoczyska w trakcie pracy siłownika oraz przenoszą obciążenia wywołane działaniem sił zewnętrznych. Roz-



Rys. 4 Precyzyjne jednostki liniowe S13

mieszczenie przyłączy pneumatycznych pozwala na zasilanie siłownika z trzech stron, a wykonanie otworów montażowych na wszystkich płaszczyznach korpusu jednostki daje wiele możliwości jej montażu. Cechy te czynią jednostkę S13 urządzeniem uniwersalnym, mogącym znaleźć zastosowanie we wszystkich sektorach przemysłu.

Dostępne są następujące wielkości średnic jednostek S13: $\varnothing 6$, $\varnothing 10$, $\varnothing 16$ oraz $\varnothing 20$, o standardowych długościach skoku 10, 25 i 50 mm.

Pneumatyczne wzmacniacze ciśnienia

Program produkcyjny Metal Work Pneumatic poszerzono o pneumatyczny wzmacniacz ciśnienia. Urządzenie to jest dostępne w dwóch wersjach. Podstawowa wersja zwiększa dwukrotnie wartość ciśnienia w stosunku do wartości ciśnienia powietrza zasilającego. W tej wersji zmiana wartości ciśnienia wyjściowego jest możliwa tylko i wyłącznie poprzez zmianę wartości ciśnienia powietrza zasilającego. Natomiast w wersji drugiej zastosowano zabudowany zawór redukcyjny, który zezwala na regulację wartości ciśnie-



Rys. 5 Pneumatyczny wzmacniacz ciśnienia

nia wyjściowego. Obie wersje dostępne są w dwóch wielkościach: $\varnothing 40$ i $\varnothing 63$.

Pneumatyczny wzmacniacz znajduje zastosowanie w instalacjach pneumatycznych wymagających lokalnego podniesienia wartości ciśnienia sprężonego powietrza, np. przed jednym lub kilkoma siłownikami zamontowanymi na końcu instalacji.

stawy ciśnienia wyjściowego: 0-2, 0-4 i 0-8 barów.

Zawory redukcyjne z blokadą

Rozszerzono także ofertę dotychczas dostępnych zaworów redukcyjnych o wersje z blokadą. Zawór redukcyjny z blokadą posiada trzpień z otworem, który jest umieszczony w górnej części pokrętła regulacyjnego. Kiedy pokrętło znajduje się w pozycji zablokowanej, istnieje możliwość umieszczenia kłódki w otworze trzpienia, co uniemożliwia zwolnienie standardowej blokady pokrętła regulacyjnego i zmianę jego nastawy. W zestawie znajduje się kłódka oraz dwa klucze.

Wersje zaworów redukcyjnych z blokadą są dostępne dla każdej z dotychczas produkowanych rodzin stacji przygotowania powietrza Metal Work Pneumatic.

Przedstawione powyżej produkty są wybranymi pozycjami z nowości produktowych Metal Work Pneumatic.

W celu uzyskania dodatkowych informacji o przedstawionych produktach lub pozostałych nowościach prosimy o kontakt z Działem Handlowym Metal Work Polska. ■

Precyzyjne zawory redukcyjne

Metal Work zaprezentował nową linię precyzyjnych zaworów redukcyjnych z pełnym przepływem wstecznym. Zawory te są dedykowane do zastosowania w instalacjach wymagających możliwie wysokiej precyzji nastawy, utrzymania zadanej wartości ciśnienia na stałym poziomie oraz wysokich wartości przepływu w obydwu kierunkach. Zawór utrzymuje zadane ciśnienie z dokładnością ± 20 mbarów (przy zmianie ciśnienia zasilającego od 4 do 10 barów), a czułość zaworu spustowego wynosi 30 mbarów.

Precyzyjne zawory redukcyjne dostępne są w dwóch wielkościach: 1/8" i 1/4" oraz w trzech zakresach na-



Rys. 6 Precyzyjny zawór redukcyjny

Artykuł promocyjny

Metal Work Polska
mgr inż. Marek Smykowski
www.metalwork.pl

➤ **Mikołaj Miatluk, Jarosław Czaban, Kanstantin Miatluk**

W pracy przedstawiono metodykę modelowania matematycznego procesów przejściowych w rozgałęzionym układzie pneumatycznym z czterema elementami wykonawczymi. Przedstawiona metodyka może być stosowana także w przypadku innych, podobnych układów pneumatycznych.

Modelowanie i analiza procesów przejściowych układu pneumatycznego z czterema elementami wykonawczymi

Wstęp

W pojazdach samochodowych, a także w niektórych przemysłowych liniach produkcyjnych, stosuje się układy pneumatyczne zakończone dwoma lub większą liczbą elementów wykonawczych. Przykładem mogą tu być systemy hamulcowe ciężkich pojazdów samochodowych, w których stosuje się rozgałęzione obwody pneumatyczne z wieloma siłownikami hamulcowymi. Od takich układów wymaga się dużej szybkości działania i synchronizacji pracy wszystkich członów wykonawczych. Stąd wynika konieczność modelowania matematycznego już na etapie projektowania układu w celu doboru odpowiednich parametrów przewodów pneumatycznych oraz zaworów i regulatorów, które z jednej strony pozwoliłyby zapewnić dużą szybkość działania wszystkich wykonawczych elementów przy gwałtownym przesterowaniu zaworu sterującego, a z drugiej strony zapewniać śledzące działanie przy powolnym narastaniu sygnału sterującego. Działanie śledzące napędu osiąga się, stosując śledzący zawór sterujący. Jest to zawór z ujemnym sprzężeniem

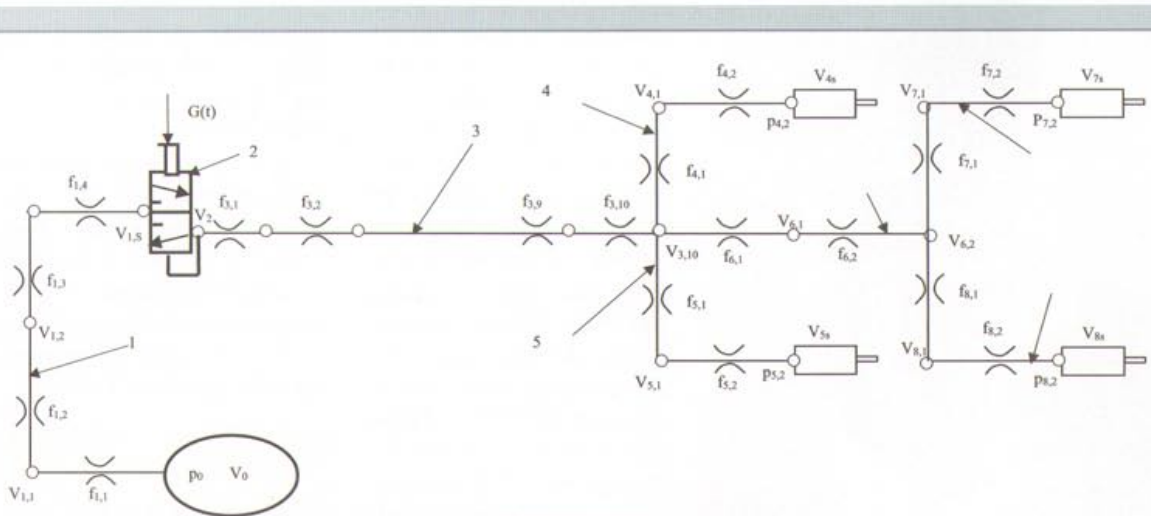
zwrotnym, w którym ciśnienie powietrza na wyjściu zaworu zmienia się proporcjonalnie do siły działającej na dźwignię zaworu.

Schemat obliczeniowy i model matematyczny układu pneumatycznego

Schemat obliczeniowy analizowanego układu pneumatycznego przedstawiono w układzie związanych z sobą członów OP (O – opór miejscowy, P – pojemność skupioną) na rys. 1.

Zawór sterujący 2 zastąpiono skupionym oporem o przewodności $f_2 = (\mu A)_2$. Przewody pneumatyczne na schemacie obliczeniowym zastąpiono odcinkami o długości do 2.5 m, przy czym każdy z tych odcinków jest członem OP z oporem o przewodności $f_{kn} = (\mu A)_{kn}$,

gdzie: μ – współczynnik wydatku wydzielonego odcinka przewodu, równy $\mu = \mu_m / \sqrt{m}$;
 μ_m – współczynnik wydatku jednometrowego odcinka przewodu ($\mu_m = 0.2-0.3$);



Rys.1 Schemat obliczeniowy układu pneumatycznego z czterema elementami wykonawczymi. 1 – przewód zasilający; 2 – zawór sterujący; 3, 6 – przewody łączące; 4, 5, 7, 8 – gałęzie z elementami wykonawczymi

- m – liczba jednometrowych kawałków w wydzielonym odcinku na schemacie obliczeniowym,
- n – numer porządkowy przewodu,
- k – numer porządkowy odcinka, z którego zbudowany jest rzeczywisty przewód [1].

Przekrój poprzeczny przewodu wynosi $A_k = 0.785 d_k^2$ [m²], gdzie d_k – średnica wewnętrzna przewodu [m]. Objętość V_{kn} odcinka przewodu określa zależność $V_{kn} = A_k l_{kn}$ [m³], gdzie l_{kn} – długość wydzielonego odcinka przewodu [m].

Przy układaniu równań modelu matematycznego obwodu pneumatycznego przyjęto, że:

- w procesie adiabatycznego przepływu powietrza przez opór temperatura powietrza przed oporem i za oporem jest jednakowa,
- połączenia elementów są idealnie szczelne,
- objętości członów wykonawczych są stałe,
- objętości komór (zasilającej i wyjściowej) w zaworze 2 są stałe,
- współczynnik wydatku μ nie zmienia się w trakcie procesu przejściowego.

Masowe natężenie przepływu powietrza przez opór miejscowy (dla funkcji Miatluka-Awtuszko) przedstawia równanie:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_0 = F(p_i, p_j) = f_j v_{kr} \frac{p_i}{RT} 0.645 \frac{p_i - p_j}{1.13 p_i - p_j} \quad (1)$$

gdzie: $f = (\mu A)_j$ – przewodność (efektywne pole przekroju) j -tego oporu miejscowego [m²];

- μ – współczynnik wydatku;
- A_j – przekrój poprzeczny kanału w oporze miejscowym [m²];
- v_m – prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie $v_m = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$;
- R – stała gazowa, dla powietrza, $R = 287,14$ [J/(kg·K)];
- κ – współczynnik adiabaty, $\kappa = 1.4$;
- T – temperatura powietrza [K];
- p_i, p_j – ciśnienie przed i za oporem;
- j – numer oporu miejscowego.

Zmiana masy chwilowej powietrza w komorze o stałej objętości określono wyrażeniem [2, 3]:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_p = \frac{V_j dp_j}{\kappa RT dt} \quad (2)$$

gdzie: V_j – objętość komory [m³];
 p_j – ciśnienia powietrza w danej komorze [Pa].

Na podstawie metody węzłów [2, 3] oraz w oparciu o równania masowego natężenia przepływu przez opory miejscowe (1) i równania stanu powietrza w siłownikach (2) zbudowano model matematyczny procesów przejściowych w układzie jak na rys. 1, opisany poniższymi układami równań.

Modelowanie przewodu 1

$$\begin{aligned} \frac{V_{1,1}}{\kappa RT} \frac{dp_{1,1}}{dt} &= F(p_0, p_{1,1}) - F(p_{1,1}, p_{1,2}) \\ \frac{V_{1,n}}{\kappa RT} \frac{dp_{1,n}}{dt} &= F(p_{1,n-1}, p_{1,n}) - F(p_{1,n}, p_{1,n+1}) \quad \text{gdzie } n = 2..3 \\ \frac{V_{1,3}}{\kappa RT} \frac{dp_{1,4}}{dt} &= F(p_{1,3}, p_{1,4}) - F(p_{1,4}, p_2) \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie: $V_{1,n} = A_{1,n} l_{1,n}$; $V_{1,3} = A_{1,3} l_{1,3} + V_{2,1}$; $A_{1,n} = 0.785 d_{12}^2$.

Model matematyczny zaworu sterującego 2

$$\frac{V_2}{\kappa RT} \frac{dp_2}{dt} = F(p_{1,4}, p_2) - F(p_2, p_{3,1}) \quad (4)$$

Zmianę przewodności zaworu sterującego założono w postaci:

$$f_2 = (\mu A)_2 = \begin{cases} f_{2\max} & \text{przy } \eta G(t) > p_2 S_2 \\ 0 & \text{przy } G(t) \leq p_2 S_2 \end{cases} \quad (5)$$

gdzie: $G(t)$ – siła sterująca zaworem 2 [N];
 η – współczynnik sprawności zaworu ($\eta = 0.95$);
 S_2 – powierzchnia robocza tłoka zaworu.

Przebieg funkcji $G(t)$ przyjęto w postaci:

$$\begin{aligned} G(t) &= (G_{\max} - G_0) \frac{t}{t_{\max}} \quad \text{dla } 0 < t \leq t_m \\ G(t) &= G_{\max} \quad \text{dla } t > t_m \end{aligned} \quad (6)$$

gdzie: t_m – czas narastania siły $G(t)$ do jej maksymalnej wartości G_{\max} [N];
 G_0 – początkowa strefa nieczułości zaworu $G_0 = 0.07 G_{\max}$.

W przypadku powietrznych układów hamulcowych pojazdów przy gwałtownym hamowaniu przyjmuje się $t_m = 0.2$ s.

Model matematyczny przewodu 3

$$\begin{aligned} \frac{V_{3,1}}{\kappa RT} \frac{dp_{3,1}}{dt} &= F(p_2, p_{3,1}) - F(p_{3,1}, p_{3,2}) \\ \frac{V_{3,n}}{\kappa RT} \frac{dp_{3,n}}{dt} &= F(p_{3,n-1}, p_{3,n}) - F(p_{3,n}, p_{3,n+1}) \quad \text{gdzie } n = 2..9 \\ \frac{V_{3,10}}{\kappa RT} \frac{dp_{3,10}}{dt} &= F(p_{3,9}, p_{3,10}) - F(p_{3,10}, p_{4,1}) - F(p_{3,10}, p_{5,1}) - F(p_{3,10}, p_{6,1}) \end{aligned} \quad (7)$$

Model matematyczny gałęzi 4

$$\begin{aligned} \frac{V_{4,1}}{\kappa RT} \frac{dp_{4,1}}{dt} &= F(p_{3,10}, p_{4,1}) - F(p_{4,1}, p_{4,2}) \\ \frac{V_{4,\Sigma}}{\kappa RT} \frac{dp_{4,2}}{dt} &= F(p_{4,1}, p_{4,2}) \end{aligned} \quad (8)$$

Model matematyczny gałęzi 5

$$\begin{aligned} \frac{V_{5,1}}{\kappa RT} \frac{dp_{5,1}}{dt} &= F(p_{3,10}, p_{5,1}) - F(p_{5,1}, p_{5,2}) \\ \frac{V_{5\Sigma}}{\kappa RT} \frac{dp_{5,2}}{dt} &= F(p_{5,1}, p_{5,2}) \end{aligned} \quad (9)$$

Model matematyczny przewodu 6

$$\begin{aligned} \frac{V_{6,1}}{\kappa RT} \frac{dp_{6,1}}{dt} &= F(p_{3,10}, p_{6,1}) - F(p_{6,1}, p_{6,2}) \\ \frac{V_{6\Sigma}}{\kappa RT} \frac{dp_{6\Sigma}}{dt} &= F(p_{6,1}, p_{6,2}) - F(p_{6,1}, p_{7,1}) - F(p_{6,2}, p_{8,1}) \end{aligned} \quad (10)$$

Model matematyczny gałęzi 7

$$\begin{aligned} \frac{V_{7,1}}{\kappa RT} \frac{dp_{7,1}}{dt} &= F(p_{6,2}, p_{7,1}) - F(p_{7,1}, p_{7,2}) \\ \frac{V_{7\Sigma}}{\kappa RT} \frac{dp_{7,2}}{dt} &= F(p_{7,1}, p_{7,2}) \end{aligned} \quad (11)$$

Model matematyczny gałęzi 8

$$\begin{aligned} \frac{V_{8,1}}{\kappa RT} \frac{dp_{8,1}}{dt} &= F(p_{6,2}, p_{8,1}) - F(p_{8,1}, p_{8,2}) \\ \frac{V_{8\Sigma}}{\kappa RT} \frac{dp_{8,2}}{dt} &= F(p_{8,1}, p_{8,2}) \end{aligned} \quad (12)$$

Wszystkie funkcje natężenia przepływu $F(p_i, p_j)$ w równaniach (3)-(12) przyjmują postać (1) przy wykorzystaniu funkcji Miatluka-Awtuszko.

Objętości organów wykonawczych zawierają także objętości ostatnich odcinków przewodów, do których zostały dołączone $V_{4,2}$, $V_{5,2}$, $V_{7,2}$ oraz $V_{8,2}$. Wówczas sumaryczne objętości wynoszą odpowiednio: $V_{4\Sigma} = (A_m)_{4,2} + V_{4,2}$; $V_{5\Sigma} = (A_m)_{5,2} + V_{5,2}$; $V_{7\Sigma} = (A_m)_{7,2} + V_{7,2}$; $V_{8\Sigma} = (A_m)_{8,2} + V_{8,2}$.

Rozwiązując układ równań (3), (4), (7), (8), (9), (10), (11) i (12), można określić przebieg ciśnienia w różnych punktach układu pneumatycznego.

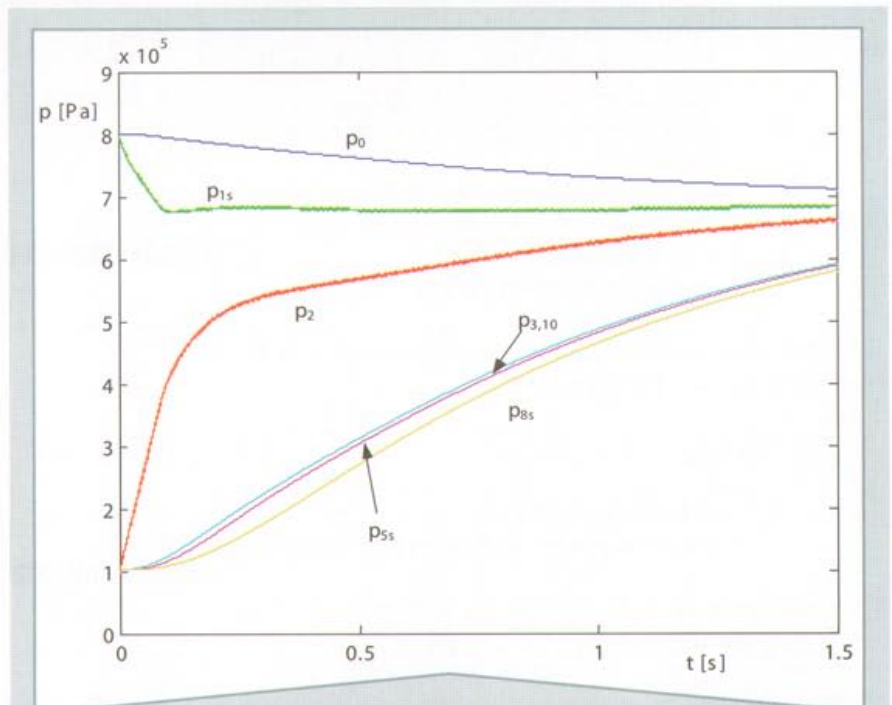
Modelowanie i analiza procesów przejściowych w układzie pneumatycznym

Przedstawiony model matematyczny rozwiązano metodami numerycznymi, wykorzystując system Matlab.

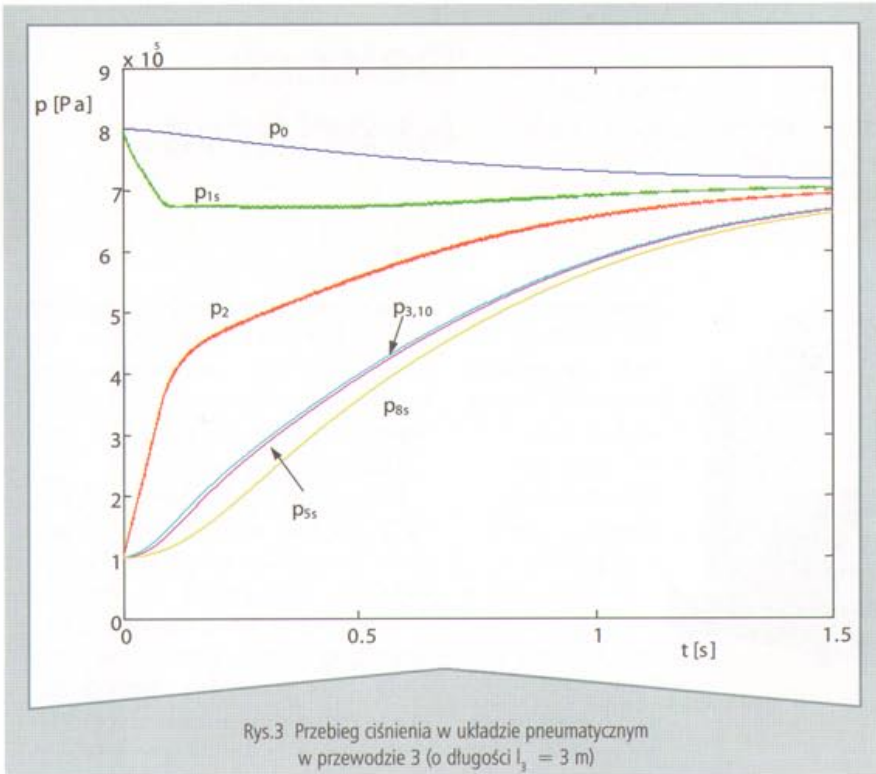
Za warunki początkowe ($t=0$) przyjęto $p_{1,1} = p_{1,2} = p_{1,3} = p_{1,4} = p_0 = p_{max}$, natomiast w pozostałych objętościach skupionych przyjęto ciśnienie atmosferyczne $p_a = 1 \cdot 10^5$ [Pa]. Do obliczeń przyjęto następujące średnice przewodów $d_1 = d_2 = d_3 = d_4 = d_5 = d_6 = d_7 = d_8 = 0.018$ [m] oraz długości $l_{1,1} = l_{1,2} = l_{1,3} = l_{1,4} = 0.5$ [m], $l_{4,1} = l_{4,2} = l_{5,1} = l_{5,2} = l_{7,1} = l_{7,2} = l_{8,1} = l_{8,2} = 2.5$ [m], $l_{6,1} = l_{6,2} = 1.0$ [m]. Przyjęto, że elementy wykonawcze są jednakowe i ich objętości wynoszą $V_{4s} = V_{5s} = V_{7s} = V_{8s} = 1 \cdot 10^{-3}$ [m³]. Pozostałe wartości przyjęto następująco: $p_0 = p_{max} = 8 \cdot 10^5$ [Pa] oraz $t_m = 0.2$ [s].

Do rozwiązania przedstawionego modelu matematycznego wykorzystano system Matlab. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 2 i 3. Zmieniając długości przewodów i ich średnicę, można określić przebieg narastania ciśnienia w elementach wykonawczych oraz synchroniczność ich pracy. Przykładowo, zmniejszenie długości l3 przewodu 3 z 6 do 3 [m] skraca czas napełniania organów wykonawczych do ciśnienia $0.9 p_{max}$ o około 1,5 raza.

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można zauważyć gwałtowny spadek ciśnienia p_{1S} na wejściu do zaworu sterującego 2 (przy jego skokowym otwarciu). Związane jest to głównie z opornością magistrali zasilającej 1 oraz znacznie mniejszą opornością zaworu 2. W procesie przepływu powietrza w magistralach 1 i 3 różnica ciśnień $p_0 - p_{1S}$ w zbiorniku i komorze zasilającej zawór jest znacząca. Z drugiej strony przewodność $(\mu A)_2$ zaworu sterującego 2 istotnie wpływa na wzrost ciśnienia p_2 w jego komorze wyjściowej (V_2), stąd większa różnica ciśnień $p_{1S} - p_0$ w początkowej fazie procesu przejściowego.



Rys. 2 Przebieg ciśnienia w układzie pneumatycznym w przewodzie 3 (o długości $l_3 = 6$ m)



Większa różnica ciśnień $p_2 - p_{3,10}$ świadczy o tym, że przewód 3 posiada większą oporność, co prowadzi do wydłużenia czasu napełniania sprężonym powietrzem elementów wykonawczych. Znaczące skrócenie czasu procesu przejściowego można uzyskać poprzez zmniejszenie długości magistrali 3 lub zwiększenie średnicy jej przewodu pneumatycznego. Synchroniczne i prawie synchroniczne zmiany ciśnienia $p_{3,10}$, p_{5s} i p_{8s} w węzle $V_{3,10}$ i w elementach wykonawczych świadczą o małych opornościach przewodów 4..8. Na czas przebiegu procesu przejściowego wpływa również objętość elementów wykonawczych.

Przedstawiona w skrócie analiza przebiegu procesu przejściowego w układzie pneumatycznym z czterema elementami wykonawczymi pozwala określić kierunki konstruowania takich i podobnych układów pneumatycznych – w celu zwiększenia szybkości działania oraz polepszenia synchroniczności działania elementów wykonawczych.

niowego badanego układu pneumatycznego (pierwszy etap modelowania), a także przyjętych w modelowaniu uproszczeń. Natomiast sposób prowadzenia analizy dynamiki procesów przejściowych związany jest ściśle z jego przeznaczeniem, jak również z warunkami jego pracy. Zaprezentowana metodyka może być stosowana przy konstruowaniu podobnych układów pneumatycznych, zawierających różne liczby obwodów pneumatycznych i elementów wykonawczych.

Podsumowanie

Przedstawiona w artykule metoda tworzenia schematu obliczeniowego oraz modelu matematycznego rozgałęzionych układów pneumatycznych o różnej długości oraz różnej liczbie elementów wykonawczych pozwala na modelowanie procesów przejściowych z wysoką dokładnością. Metoda ta została zweryfikowana także eksperymentalnie [2]. Proponowana analiza umożliwia określenie optymalnych parametrów układu ze względu na szybkość jego działania, jak również synchroniczność pracy członów wykonawczych. Wykorzystanie funkcji Miatluka-Awtuszko upraszcza układ równań różniczkowych oraz skraca czas prowadzonych obliczeń numerycznych (brak podziału funkcji na przepływ podkrytyczny i nadkrytyczny).

Otrzymane wyniki badań potwierdzają poprawność zaprezentowanej metody tworzenia schematu oblicze-

prof. dr hab. inż. Mikołaj Miatluk**,
dr inż. Jarosław Czaban*, dr inż. Kanstantin Miatluk**

* Politechnika Białostocka, Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn

** Politechnika Białostocka, Katedra Automatyki i Robotyki

Literatura

- [1] Miatluk M., Kamiński Z.: *Układy hamulcowe pojazdów – obliczenie*. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2005.
- [2] Siemieniako F. (red.): *Dynamika pneumatycznych układów napędowych*. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2007.
- [3] Miatluk M., Awtuško V.: *Dinamika pnevmatičeskich i gidravličeskich prividov avtomobilej*. Mašinostroenije, Moskwa 1980.

SPX-Deltech przedstawia innowacyjny system filtroosuszacza sprężonego powietrza, który zredukuje zużycie energii o więcej niż 50%. Perfekcyjna kombinacja i integracja technologii osuszacza ziębniczego i adsorpcyjnego oferuje najwyższą sprawność.

Deltech Hybridryer



Deltech Hybridryer

Ten unikatowy system adaptuje się automatycznie do zmieniających się parametrów sprężonego powietrza i ciśnieniowego punktu rosy. Ogromny potencjał w oszczędnościach energii dostępny jest w przypadku wymiany istniejących osuszaczy adsorpcyjnych (regenerowanych tak „na zimno”, jak i „na gorąco”) z bardzo krótkim czasem zwrotu nakładów inwestycyjnych.

Oszczędność energii – redukcja emisji dwutlenku węgla!

Nowoczesna technologia!

Niezawodna jakość i osiągi!

To są kluczowe kwestie, według których oceniane są nowe konstrukcje przemysłowe.

W instalacjach sprężonego powietrza, gdzie jakość powietrza musi być dostosowana do wymogów, jakie narzuca aplikacja (wg ISO 8573-1, klasa od 1 do 7), często wymuszone są wysokie nakłady inwestycyjne, a zastosowanie nieprawidłowo dobranych urządzeń będzie skutkowało przekroczeniem kosztów serwisu i eksploatacji urządzeń. Aby jednak uzyskać oczekiwane efekty i wymagane standardy jakości filtracji i osuszania sprężonego powietrza, są one nieuniknione. Tylko

prawidłowy dobór urządzeń do tych zastosowań spowoduje wzrost wydajności i oszczędnego wykorzystania instalacji sprężonego powietrza.

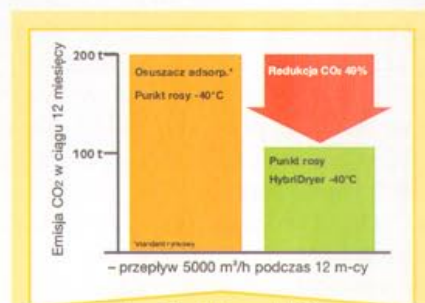
W wielu przypadkach dużo więcej uwagi poświęca się doborowi właściwego kompresora od właściwego pro-

ducenta niż prawidłowemu doborowi urządzeń do uzdatniania sprężonego powietrza. Niestety, dla wielu sprzedawców kompresorów głównym celem jest znalezienie na nie nabywców. Poziom wiedzy z zakresu filtracji i uzdatniania sprężonego powietrza często nie jest priorytetem i nie poświęca się temu zagadnieniu tyle uwagi, ile powinno.

Zużycie energii zespołu urządzeń do uzdatniania powietrza może się wahać od 5% mocy zasilającej je sprężarki (klasa 4 czystości powietrza) do 30% (klasa 1 czystości powietrza) – w zależności od zastosowanej technologii. Patrząc na fakty zauważymy, że producenci sprężarek konkurują ze sobą, używając argumentów mówią-

cych o oszczędnościach energii poniżej 5% ponad ich konkurencję, choć oczywiste jest, że rzeczywiste oszczędności będą osiągnięte dopiero po poprawnym doborze urządzeń do uzdatniania sprężonego powietrza.

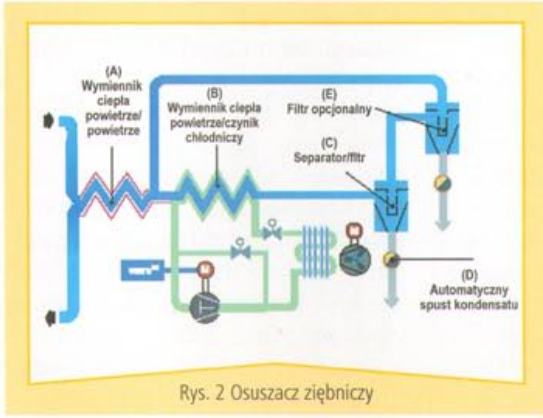
Deltech, wchodzący w skład grupy SPX Drying and Filtration Group (inne firmy z tej grupy to Hankison i Delair), ma ponad 60-letnie doświadczenie w opracowywaniu i rozwoju systemów do filtracji i osuszania sprężonego powietrza. Wraz z nowo opracowanym systemem Hybrid Deltech oferuje pakiet, który jest odpowiedni dla większości aplikacji przemysłowych, przy czym zapewnia możliwość najbardziej ekonomicznego jego wykorzystania. Technologia Hybrid umożliwia także ważny wkład we współczesną walkę o obniżenie zu-



Rys. 1 Redukcja emisji CO₂ w osuszaczu Hybridryer

Tab. 1 Klasy czystości sprężonego powietrza w odniesieniu do ISO 8573-1

Klasa czystości	Filtracja cząstek stałych μm	Filtracja oleju mg/m^3	Cięśniowy punkt rosy $^{\circ}\text{C}$	Zawartość wody gr/m^3
1	0,1	0,01	-70	0,003
2	1	0,1	-40	0,12
3	5	1	-20	0,88
4	15	5	3	6
5	40	25	7	7,8
6	–	–	10	9,4
7	–	–	–	–
	nieokreślone		35	39



Rys. 2 Osuszacz ziębniczny

życia energii i emisji dwutlenku węgla, do czego jesteśmy zobowiązani.

Podstawowe wymagania

Wiele procesów przemysłowych (np. powietrze do sterowania, siłowniki i zawory pneumatyczne, transport proszków i granulatów lub inne chemiczne, farmaceutyczne procesy produkcyjne) wymagają relatywnie wysokiej jakości sprężonego powietrza, co oznacza powietrze wolne od zanieczyszczeń cząsteczkami stałymi lub olejem oraz o ciśnieniowym punkcie rosy niższym niż $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

We wszystkich instalacjach sprężonego powietrza kondensacja pary wodnej jest zjawiskiem niepożądanym. W czasie trwania tzw. warunków letnich ciśnieniowy punkt rosy na poziomie $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$ wydaje się wystarczający, ale para wodna może kondensować i zamarzać w dalszym ciągu w czasie trwania tzw. warunków zimowych. Zamrażający kondensat będzie powodował występowanie kosztownych problemów dla produktów, procesów produkcyjnych i urządzeń. Technologia hybrydowa (hybrid) adaptuje się do tych zmieniających się wymagań, oferując ciśnieniowy punkt rosy (także poniżej $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$) odpowiedni dla większości procesów i warunków otoczenia.

Osuszacze ziębnicze, osiągając ciśnieniowy punkt rosy (około $3\text{ }^{\circ}\text{C}$), zużywają ok. 2% energii używanej przez kompresor. Niemożliwa jest jednak praca z takim punktem rosy w czasie trwania „warunków zimowych”.

Tak długo, jak ciśnieniowy punkt rosy niższy od $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ może być osiągnięty tylko dzięki zastosowaniu standardowej technologii adsorpcyjnej, do regeneracji złoża adsorbentu zużyjemy około 15% sprężonego powietrza wy-

twarzanego przez kompresor (w przypadku osuszacza regenerowanego „na zimno”) lub około 8% energii, jaką zużywa kompresor (w przypadku osuszacza regenerowanego „na gorąco”). Zaoszczędzona energia w przypadku osuszacza regenerowanego „na gorąco” usprawiedliwi często wyższe nakłady inwestycyjne związane z jego zakupem i dłuższy czas zwrotu inwestycji.

Technologia kombinowana

Prosta kalkulacja pokazuje podstawową logikę kombinacji układu chłodniczego z układem adsorpcyjnym:

- sprężone powietrze o temp. $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (standard wg ISO 7183) zawiera 39 gr/m^3 pary wodnej,
- sprężone powietrze o temp. $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ (standard wg ISO 7183) zawiera 6 gr/m^3 pary wodnej,
- sprężone powietrze o temp. $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (standard wg ISO 7183) zawiera $0,12\text{ gr/m}^3$ pary wodnej.

Poniżej przykład dla osuszania $2500\text{ m}^3/\text{h}$ sprężonego powietrza o temp. $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ i nadciśnieniu 7 barów (g).

1. Osuszanie do ciśnieniowego punktu rosy $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$ z wykorzystaniem osuszacza ziębniczego. Zużycie energii przez osuszacz to około 5 kW. Redukcja zawartości pary wodnej to $39 - 6 = 33\text{ gr/m}^3$. Ilość energii na gram zredukowanej pary wodnej to $5:33 = 0,15\text{ kW/gr}$.
2. Osuszanie do ciśnieniowego punktu rosy $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ z wykorzystaniem osuszacza adsorpcyjnego regenerowanego „na gorąco”. Zużycie energii przez osuszacz to około 20,6 kW. Redukcja zawartości pary wodnej to $39 - 0,12 = 38,88\text{ gr/m}^3$. Ilość energii na gram zredukowanej pary wodnej to $20,6:38,88 = 0,53\text{ kW/gr}$, co jest wartością 3,5 razy większą w porównaniu do układu chłodniczego.
3. Przy użyciu kombinacji osuszacza ziębniczego z osuszaczem adsorpcyj-

nym zużycie energii będzie wyglądało w sposób następujący:

- osuszacz ziębniczny zużyje 5 kW.
- Resztkowa zawartość pary wodnej to 6 gr/m^3 ,
- osuszacz adsorpcyjny usunie 5,88 grama i zużyje $5,88 \times 0,53\text{ kW} = 3,1\text{ kW}$.

Całkowite zużycie energii takiego kombinowanego układu to $5\text{ kW} + 3,1\text{ kW} = 8,1\text{ kW}$.

Wnioski

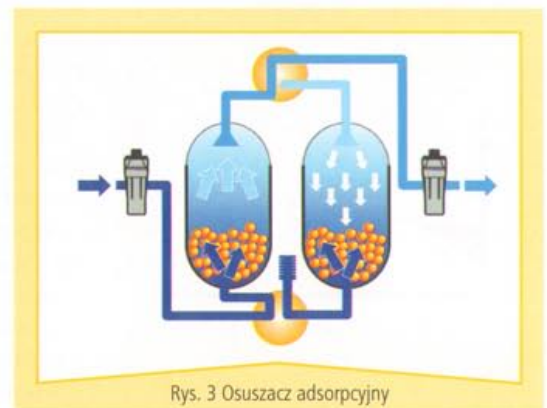
Uzyskanie ciśnieniowego punktu rosy o wartości $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ z wykorzystaniem tylko osuszacza adsorpcyjnego kosztuje 20,6 kW.

Uzyskanie ciśnieniowego punktu rosy o wartości $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ z wykorzystaniem układu kombinowanego kosztuje 8,1 kW (podane wartości są przybliżone i służą tylko celom porównawczym).

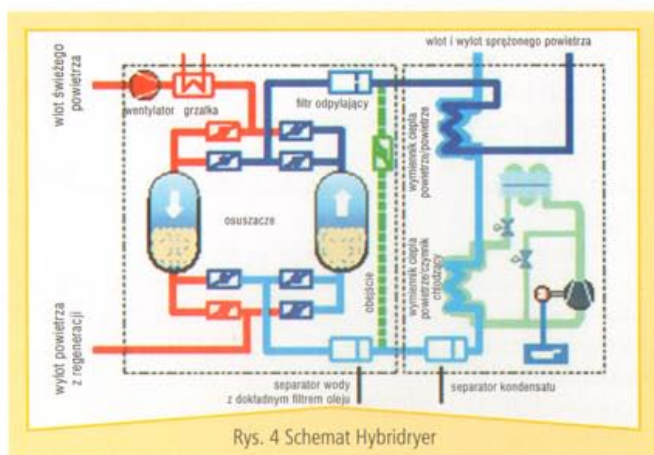
Logiczną konsekwencją jest więc kombinacja dwóch systemów osuszania, gdzie osuszanie wstępne będzie realizowane przez osuszacz ziębniczny, a osuszanie do ciśnieniowego punktu rosy o wartości $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ przez osuszacz adsorpcyjny. Zasada ta nie jest nowa i aktualnie wykorzystuje się ją w wielu aplikacjach.

Technologia hybrydowa (hybrid technology) jest dalszym rozwinięciem zasady, gdzie obydwa systemy zostały zintegrowane w jeden. Jak pokazano na schemacie poniżej, układ chłodniczy dostarcza zimne ($+3\text{ }^{\circ}\text{C}$), sprężone powietrze do osuszacza adsorpcyjnego. Proces adsorpcji wykazuje dużo większą wydajność, jeżeli sprężone powietrze jest zimne ($+3\text{ }^{\circ}\text{C}$) i w pełni nasycone (wilgotność względna 100%).

Ponieważ 85% pary wodnej zawartej w sprężonym powietrzu została usu-



Rys. 3 Osuszacz adsorpcyjny



Rys. 4 Schemat Hybridryer

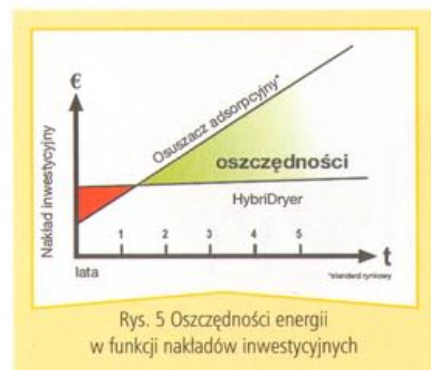
nięta w osuszaczu ziębniczym, to rolę osuszacza adsorpcyjnego jest usunięcie tylko pozostałych 15% – przy idealnych warunkach procesu. Pozwala nam to na wykorzystanie osuszacza adsorpcyjnego o mniejszej wydajności.

Po procesie adsorpcji zimne i suche powietrze (ciśnieniowy punkt rosy – 40°C) wraca do wymiennika ciepła powietrze/powietrze w osuszaczu ziębniczym, gdzie jest ponownie podgrzewane do temperatury 27 °C.

Na wlocie do osuszacza adsorpcyjnego zimne powietrze przepływa przez wysoko wydajny odmgławiacz/separatory wody i przez dokładny filtr odolejający (0,01 mikrona). Przy tak niskiej temperaturze filtracji wydajność filtra koalescencyjnego (dokładnego) jest o około 10 razy większa niż filtracja przy temperaturze 20 °C. Wracające do osuszacza ziębniczego osuszone powietrze jest czyszczone z zanieczyszczeń stałych (cząstek pyłu sorbenta) w filtrze odpylającym o dokładności filtracji jednego mikrona.

Zarządzanie energią

Dalsze oszczędności energii każdorazowo osiągane są automatycznie, kiedy parametry pracy stają się bardziej korzystne. W przypadku, kiedy



Rys. 5 Oszczędności energii w funkcji nakładów inwestycyjnych

zmniejsza się przepływ powietrza lub obniża się temperatura sprężonego powietrza na wlocie do osuszacza, system zarządzania energią w obydwu osuszaczach (ziębniczym i adsorpcyjnym) natychmiast adaptuje wydajność osuszania do zmieniających się

warunków. W tym celu osuszacz ziębniczy wyposażony został w sterowany cyfrowo system regulacji wydajności ze sprężarką spiralną (digital scroll technology), który w sposób ciągły kontroluje i steruje wydajnością układu chłodniczego. Osuszacz adsorpcyjny natomiast wyposażony został w miernik punktu rosy, który mierzy stopień nasycenia adsorbenta i rozpoczyna proces jego regeneracji tylko wtedy, kiedy jest to konieczne.

Wybór punktu rosy

Osuszacze Hybridryer oferują użytkownikowi możliwość wyboru pożądanego punktu rosy. W „zimowym” trybie pracy wartość punktu rosy na osuszaczu adsorpcyjnym może być ustawiona pomiędzy -25 i -40 °C.

Prawdziwą zaletą osuszaczy Hybridryer jest możliwość przełączenia układu do pracy w trybie „letnim”. Układ osuszacza adsorpcyjnego może zostać wtedy pominięty (by-pass), tak więc osuszacz ziębniczy umożliwi osiągnięcie ciśnieniowego punktu rosy +3 °C bez zużycia energii przez osuszacz adsorpcyjny. Sterowanie pracą układu obejścia (by-pass) może być także realizowane w sposób całkowicie automatyczny poprzez użycie opcjonalnego czujnika temperatury otoczenia.

Poniższe podsumowanie pokazuje nam nadzwyczajne zalety technologii hybrydowej (hybrid technology) i oszczędności, jakie możemy osiągnąć dzięki synergii tej kombinacji:

- niższe koszty eksploatacji w porównaniu do typowych osuszaczy adsorpcyjnych (regenerowanych „na zimno” i „na gorąco”),

- znaczący potencjał możliwych oszczędności dzięki pracy w trybie zima/lato,
- stabilny i regulowany ciśnieniowy punkt rosy,
- wydajne chłodzenie adsorbenta z wykorzystaniem 1% zimnego, sprężonego powietrza; tak więc unikamy skoków temperatury i ciśnieniowego punktu rosy podczas zmian cyklu pracy osuszacza,
- najbardziej skuteczna i dokładna filtracja olejowa poprzez „zimny” filtr koalescencyjny,
- dzięki obniżonej temperaturze regeneracji złoża (tylko 130 °C) i bardzo długiemu cyklowi adsorpcji (min. 8 godzin) wydłużona została żywotność adsorbenta,
- automatyczne obniżenie zużycia energii dzięki zastosowaniu cyfrowego sterowania wydajnością wraz ze sprężarką spiralną (digital scroll technology) i sterowaniu czasem adsorpcji w zależności od ilości i temperatury sprężonego powietrza na wlocie do osuszacza,
- kompaktowe wykonanie poprzez zabudowę na wspólnej ramie, umożliwiające zmniejszenie powierzchni niezbędnej do zabudowy oraz możliwość wykonania w zabudowie kontenerowej,
- istotne obniżenie zużycia energii, mierzone w odniesieniu do relatywnie niskich kosztów zakupu, umożliwiające znaczne skrócenie okresu zwrotu poniesionych kosztów zakupu tego najbardziej zaawansowanego w dziedzinie uzdatniania sprężonego powietrza zestawu.

SPX-Deltech projektuje i wytwarza zestawy Hybrid w swoich zakładach produkcyjnych w Moers (Niemcy). Osuszacze serii Hybrid wnoszą swój wkład do programów redukcji emisji dwutlenku węgla oraz ograniczenia zużycia energii i są subsydiowane w wielu krajach Europy. Prosimy o sprawdzenie u lokalnych władz możliwości skorzystania z programów pomocowych Unii Europejskiej. ■

Artykuł promocyjny

SPX Dehydration & Filtration,
Cees van der Molen

www.deltech.pl

» Łukasz N. Węsierski

Od listopada 1974 roku z inicjatywy śp. profesora Wiesława Zapałowicza z krakowskiej Akademii Górniczo-Hutniczej im. S. Staszica odbywają się cykliczne, mniej więcej co 2 lata, spotkania z udziałem specjalistów zainteresowanych wykorzystaniem energii sprężonego powietrza w przemyśle.

16., a właściwie 17. spotkanie z pneumatyką



Fot. 1 Uczestnicy XVI Konferencji PNEUMA 2008

XVI Konferencja PNEUMA 2008, zorganizowana przez Politechnikę Białostocką, w tym roku odbyła się w miejscowości Hołny Mejera. Tytułowa liczba 16 jest podana omyłkowo, gdyż było to już 17. spotkanie, co skrupulatnie sprostowała mgr Wanda Mikołajewska z OBREiUP w Kielcach, dobrze znająca historię tych spotkań.

W dniach 2-4 czerwca w malowniczym dworku Mejera spotkało się 56 osób zainteresowanych nie tylko sa-

mą pneumatyką, ale również hydrauliką. Najliczniej reprezentowani byli przedstawiciele Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie z prof. Zenonem Jędrzykiewiczem. Przybyło też licznie grono nauczycieli akademickich Politechniki Wrocławskiej z prof. Tadeuszem Mikulczyńskim, Politechniki Świętokrzyskiej z prof. Ryszardem Dindorfem, Politechniki Rzeszowskiej z prof. Jerzym Łunarskim, Politechniki Warszawskiej z prof. Jerzym Iwaszko, Politechniki Koszalińskiej z prof. Tomaszem Kiczko-
wiakiem i oczywiście Politechniki Białostockiej z prof. Franciszkiem Siemieniako (dziekanem-elektem) oraz Uniwersytetu Techniczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy z dr. Kazi-

mierzem Peszyńskim, a także przedstawiciele Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach z dyr. Józefem Baryckim. Byli również reprezentanci przemysłu z takich firm, jak: Festo Polska, Ośrodek Pomiarów i Automatyki Rybnickiego Okręgu Węglowego, In-Tech Warszawa i Legris Poland. Daje to pewien obraz zainteresowania spotkaniami i wskazuje ośrodki naukowo-badawcze, które napędami i sterowaniem płynowym zajmują się na co dzień.

Tematyka referatów była zróżnicowana – począwszy do zagadnień bardzo teoretycznych, zajmujących się np. *Wirtualnym prototypowaniem* (R. Dindorf – PŚw), przez *Optymalizację dynamiczną* (T. Kiczko-
wiak – PB), po *Badania symulacyjne napędów pneumatycznych* (S. Grymek – PG), aż do prezentacji przemysłowych rozwiązań maszyn i urządzeń, np.: *Pneumatyczna nitownica* (J. Łunarski – PRz), *Tunel aerodynamiczny do badań w budownictwie* (Ł. Węsierski – PRz), *Układy ste-*



Fot. 2 Malowniczy dworek Mejera



Fot. 3 Prof. Franciszek Siemieniako



Fot. 4 Prof. Franciszek Siemieniako z prof. Ryszardem Dindorfem (z prawej)



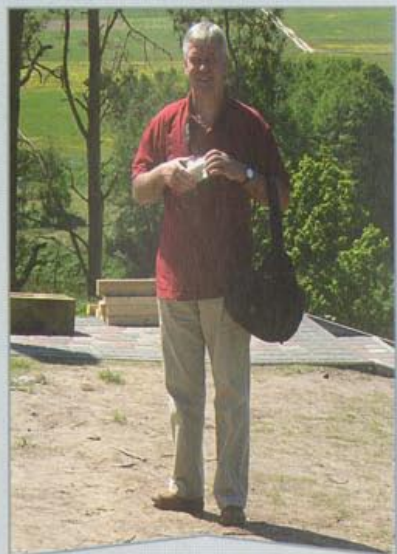
Fot. 5 Prof. Zenon Jędrzykiewicz z prof. Tomaszem Kiczkiwiakiem (z prawej)

rowania hamulcem (A. Wiatkowski – OBREiUP Kielce), *Prasa hydrauliczna do objętościowego odkształcania metali* (A. Podsiadło – AGH), *Tłumik hydrauliczny* (W. Rączka AGH), *Zawory przelewowe* (K. Władzielczyk – AGH). Osobna grupa referatów była tematycznie związana z modelowaniem i sterowaniem: *Modelowanie przewodów pneumatycznych* (Z. Kamiński – PB), *Modelowanie i analiza procesów przejściowych* (K. Miatłuk – PB), *Modelowanie układów hamulcowych* (Z. Kule-

sza – PB), *Modelowanie zaworów* (F. Siemieniako – PB), *Modelowanie procedur sekwencyjnych* (Ł. Dworzak – PWr), *Modelowanie rozgałęzionego układu pneumohydraulicznego* (K. Pieszynski – UT-P), *Sterowanie napędem siłownikowym* (K. Szostek – PRz), *Adaptacyjne sterowanie napędem hydrostatycznym* (A. Nawrocka – AGH), *Sterowanie napędem typu Triplanar* (T. Kuźmierowski – PB), *Sterowanie napędem siłowników mięśniowych* (J. Takosoglu – PŚw). Specjalna grupa referatów dotyczyła zasilania sprężonym

powietrzem: *Systemy rozpraszania powietrza – transair* (K. Tomczyk – Legris), *Sterowanie energooszczędne siecią zasilającą* (A. Araszkiwicz – In-Tech) oraz *Inteligentne zespoły przygotowania powietrza* (S. Dworzak – Festo). Wyniki badań przedstawiali: *Pomiar przecieków* – P. Łaski (PŚw), *Modyfikacja olejów* – R. Makowski (PR), *Wpływ oscylacji przepływu na wymianę ciepła* – S. Wawrzyniak (UT-P), a problemy *Wspomagania komputerowego projektowania* – M. Woźniak





Fot. 6 Dyr. Józef Barycki



Fot. 7 Obrady

(AGH). Nie zabrakło prezentacji związanych z dydaktyką: *Stanowiska dydaktyczne* (K. Dzierżek – PB), *Monitorowanie zmiennych* (S. Flaga – AGH), *Laboratorium struktur dynamicznych* (J. Konieczny – AGH) oraz *System Szkolenia CETOP w zakresie pneumatyki* (H. Chrostowski – PWr).

Nie sposób w tym miejscu poinformować o wszystkich 42 referatach na XVI Konferencji PNEUMA 2008; niektóre z nich były przedstawiane

tylko na sesji plakatowej. Atmosfera dyskusji i obrona swoich poglądów przez autorów były wielokrotnie bardzo gorące i to nie tylko na sali obrad, ale również przed wywieszonymi plakataми. Wyraźnie widać różne podejście np. do modelowania przepływów i problemów projektowania. Uczestnicy wskazywali również na to, że przemysł oczekuje znacznie więcej od ośrodków naukowych – nie tylko badań, ale i pomocy we wdrażaniu innowacyjnych rozwiązań i szkoleniu kadry.

Konferencji patronowały, jak zwykle, czasopisma branżowe. Obecna była znana w tym środowisku redaktor naczelna *Hydrauliki i Pneumatyki* Izabela Tarasewicz. Na łamach *HiP* ukazały się publikacje referatów, głównie z zakresu hydrauliki. Natomiast większość artykułów z pneumatyki opublikowana została w kwartalniku *Pneumatyka*, a nowa redaktor naczelna tego periodyku, Małgorzata Wiewiórowska, również brała udział w obradach konferencji.

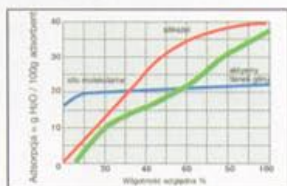
Panorama z widokiem na najstarszy w okolicy poddominikański kościółek barokowy w Liskawie.

Deltech
AN SPX BRAND

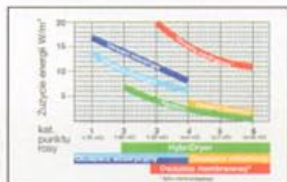
HybriDryer



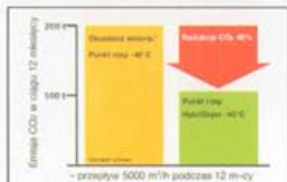
Same zalety na pierwszy rzut oka!



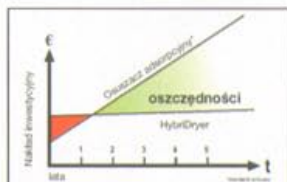
Idealne parametry adsorpcji zwiększające wydajność



Zużycie energii odniesione do osiągniętej temperatury punktu rosy



Redukcja zużycia energii/emisji CO₂



Niskie koszty eksploatacji uzasadniające nakłady inwestycyjne

Elastyczne Przyjazne środowisku Ekonomiczne

- Niskie koszty eksploatacyjne w porównaniu z osuszaczami adsorbencyjnymi z regeneracją "na gorąco"
- Wybór trybu pracy lato/zima (-40°C / -25°C / +3°C ciśnieniowy punkt rosy)
- Stały ciśnieniowy punkt rosy
- Brak skoków temperatury i temperatury punktu rosy w trakcie przełączania.
- Wymagane tylko 1% powietrza do chłodzenia
- Ultra wydajna filtracja koalescencyjna (+3°C)
- Wydłużona żywotność adsorbenta dzięki bardzo niskiej temperaturze regeneracji.
- Idealna temperatura wylotowa
- Osuszacze Hybrid dryers dostępne od 1200 do 9000 m³/h w 11 stopniach wydajności
- Najniższe koszty eksploatacji i emisja CO₂.

SPX

DEHYDRATION & FILTRATION

SPX Dehydration & Process Filtration GmbH
Konrad-Zuse-Straße 25 · D-47445 Moers · Germany
Telefon: + 49 (0) 28 41 / 8 19-0 · Fax: + 49 (0) 28 41 / 8 19 83
email: csc@dehydration.spx.com · www.deltech-spx.com



Fot. 8 Sesja plakatowa



Fot. 9 Druskienniki



Fot. 10 Rejs po Niemnie

Organizatorzy zadbali o wypełnienie czasu wolnego uczestników konferencji i zorganizowali wycieczkę do znajdującej się niedaleko od miejsca konferencji znanej litewskiej miejscowości uzdrowskiej Druskienniki. W programie był również rejs statkiem po Niemnie do najstarszego w okolicy poddominikańskiego kościółka barokowego w Liskiawie. Przyjazna atmosfera i rzeczowa dyskusja są gwarancją na następne udane spotkanie PNEUMA, ale Komitet Naukowy jeszcze nie ustalił jego daty ani miejsca. ■

Łukasz N. Węsierski

Politechnika Rzeszowska im. I. Łukasiewicza

Solberg International jest firmą wchodzącą w skład dużego przedsiębiorstwa w branży przemysłowych urządzeń filtrujących, aktywnego na rynku od 40 lat.

Nowa oferta firmy Solberg



Rys. 1 Dwa typy BAE (urządzenia wspomagane dmuchawą) do turbin

Wyroby naszej firmy znajdują nabywców w ponad 60 krajach świata. Biuro regionalne w Anglii prowadzi obsługę na terenie Wielkiej Brytanii i Irlandii. Przedstawicielstwo w Belgii obsługuje kraje Beneluksu i Francję, biuro na Słowacji – państwa centralnej i wschodniej Europy. Posiadamy także przedstawicielstwa w Meksyku, Brazylii, Japonii oraz placówki handlowe w Hiszpanii, Niemczech, Włoszech i Danii – do obsługi rynku skandynawskiego.

Można się z nami skontaktować w Singapurze, Kanadzie i Australii. Siedziba firmy mieści się w Itasca w pobliżu Chicago w USA.

Do naszych najważniejszych wyrobów należą filtry do zastosowań w sprężarkach powietrza, pompach próżniowych, dmuchawach i wentylatorach.

Obecnie firma rozwija swoją działalność w sektorze energetycznym, ponieważ jesteśmy dostawcą filtrów

do turbin i generatorów. Nowym obszarem działalności stała się produkcja filtrów dla przemysłu gazowego i tworzyw sztucznych.

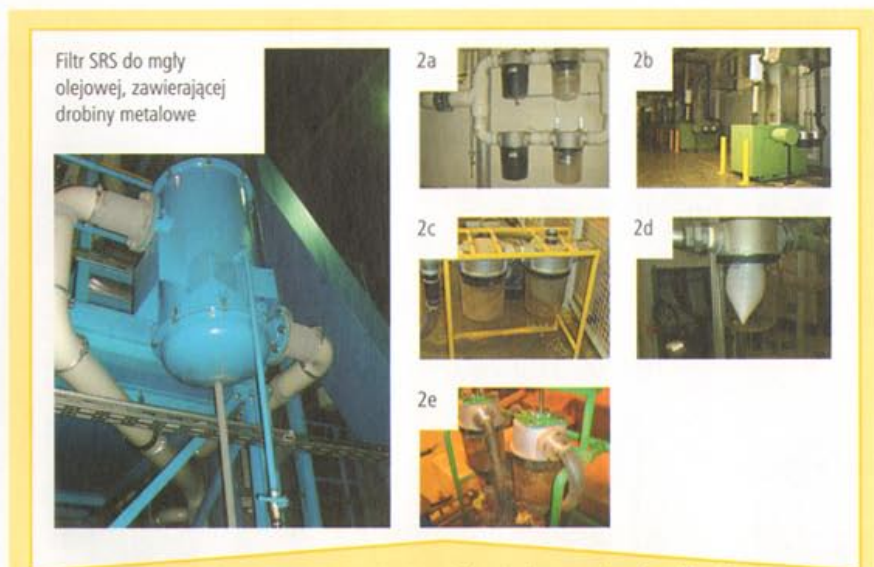
Te trzy obszary są dla nas szczególnym wyzwaniem, gdyż od kilku lat staramy się być nieodłącznym współuczestnikiem w działalności tych sektorów.

Choć firma Solberg International SK została założona dopiero w 2004 roku, to już od 1995 roku budujemy naszą reputację w 4 krajach tego regionu (Czechy, Słowacja, Węgry i Polska). Spotkaliśmy się z bardzo pozytywnym przyjęciem na czeskim rynku. W innych krajach sytuacja jest nieco bardziej złożona, gdyż niełatwo jest zmieniać stare przyzwyczajenia.

Polska jest bardzo ważnym rynkiem. Ma ogromne możliwości, dlatego nie ustajemy w wysiłkach, aby nasze produkty znalazły się w tym kraju.

Firma Solberg oferuje filtry do sprężarek i dmuchaw powietrza w rozmaitych wykonaniach, nie tylko w zakresie ich funkcjonalności, ale również materiałów na obudowy filtrów i materiałów filtracyjnych. Obecnie w skład naszej oferty wchodzi papier standardowy, poliester (100, 60, 25, 10, 4 i 1 mikron), Hepa i Ulpha (0,3 i 0,2 mikrona), węgiel aktywny różnych typów (rozproszony lub o harmonijkowej konstrukcji wkładu), odporne na wysokie temperatury włókno nomex, różnego rodzaju siatki (stal standardowa, stal nierdzewna) i wiele innych. Obudowy filtrów mogą być wykonane ze standardowej czarnej stali, stali nierdzewnej 304 lub 316. Obecnie dysponujemy również specjalną farbą o własnościach antykorozyjnych, w cenie tylko 40% wyższej niż standardowa stal.

Nieodłączną częścią naszej produkcji są wlotowe i wylotowe filtry



Filtr SRS do mgły olejowej, zawierającej drobiny metalowe

Rys. 2 Pięć różnych zastosowań w pięciu różnych branżach przemysłowych, a filtr jednego typu

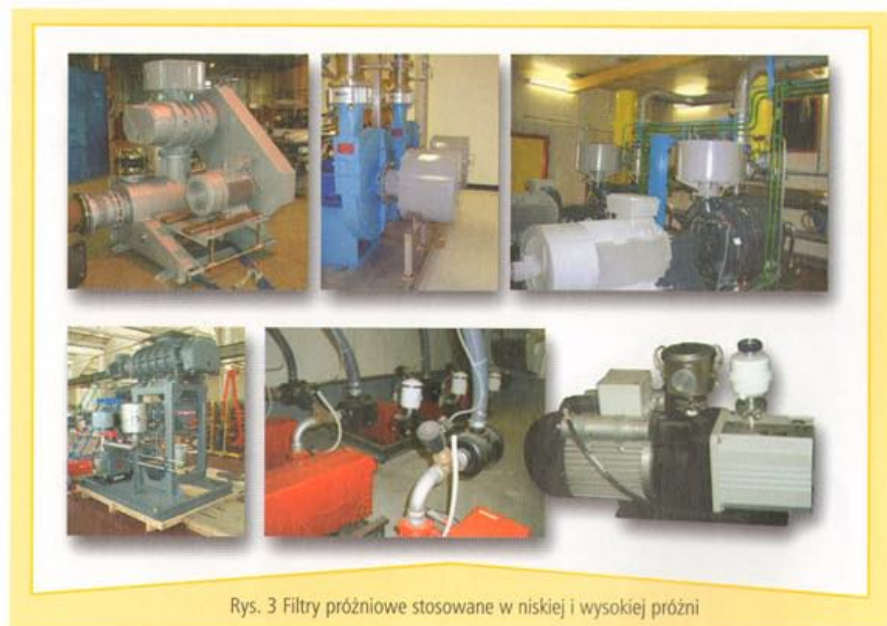
próżniowe do zastosowań w niskiej lub wysokiej próżni (patrz rys. 3).

Naszymi klientami są renomowani producenci pomp próżniowych.

Nasze filtry są obecne w wielu zakładach w Polsce. Wchodzą w skład technologii importowanych z Europy Zachodniej, np. w przemyśle motoryzacyjnym, spożywczym, elektronicznym czy przetwórstwie drewna.

Nasze filtry służą nie tylko do ochrony linii technologicznych naszych klientów, ale także w wielu przypadkach przyczyniają się do oszczędności kosztów obsługi technicznej lub zakupu nowych urządzeń w przypadku awarii na skutek eksploatacji w warunkach nieoptymalnych. Na przykład separatory SRS i LRS nie dopuściły do awarii setek, a nawet tysięcy pomp próżniowych. Filtry te doskonale sprawdzają się w przypadku próżni zawierającej dużo wody. Separatory SRS i LRS zatrzymują wodę i nie dopuszczają do uszkodzenia pomp próżniowych, które niejednokrotnie są bardzo kosztowne (patrz rys. 2).

Filtry CT i ST należą do naszych najbardziej popularnych produktów. Znajdują zastosowanie wszędzie. Możemy także zbudować filtry kombi-



Rys. 3 Filtry próżniowe stosowane w niskiej i wysokiej próżni

nowane ze specjalnym filtrem wstępnym (patrz rys. 2b, c, d, e, f).

Solberg oferuje szeroką gamę doskonałych filtrów. Możemy zbudować filtr na specjalne potrzeby klienta. Dlatego czasami nazywa się nas „Special maker”. Celem Solberga jest współpraca z partnerami podobnej branży na świecie.

Solberg International SK prowadzi filię w Banskiej Bystrzycy. Jesteśmy

w stanie dostarczać filtry na teren wschodniej i centralnej Europy w bardzo krótkim czasie.

Artykuł promocyjny

Jarosław Wadecki
Kierownik Sprzedaży na Polskę

Peter Baranka

SOLBERG International w POLSCE



Kom. +48 660 428 011, Fax 421 48 413 70 65

E-mail: jaroslaw.wadecki@solbergmfg.com

www.solbergmfg.com

www.oilmistsolutions.com

Wlotowe filtry powietrza/tłumiki - FT/F/FS/QB; wlotowe filtry próżniowe - CSL/VS/VL/CT/ST; filtry wydechowe mgły olejowej - HDL/EE/EF/FG; oddzielacze wody - LRS/SRS, systemy filtracji, materiały filtracyjne, filtry do turbin - FAE/VAE/BAE, filtry do wentylatorów

Wszystko, czego potrzebujesz, znajdziesz u nas!



➤ Sylwester Wawrzyniak

W procesach wymiany ciepła (ogrzewanie, chłodzenie) istotną jest wydajność cieplna urządzeń oraz wymagany rozkład temperatury na elemencie ogrzewanym lub chłodzonym.

Wpływ oscylacji strumienia przepływu powietrza na proces przenoszenia ciepła

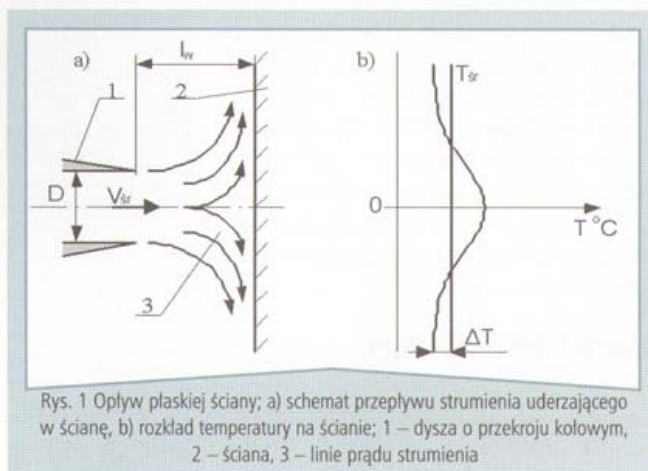
Wprowadzenie

Niniejszy artykuł dotyczy badania elementów uczestniczących w procesach wymiany ciepła, gdy nośnikiem energii cieplnej jest ogrzane powietrze. Istotny wpływ na intensywność wymiany ciepła pomiędzy ciałem stałym a omywającym go płynem ma warstwa przyścienna, tworząca się na powierzchni tego ciała, która uważana jest za główny opór cieplny utrudniający przepływ ciepła. Tak więc poprawę sprawności wymiany ciepła w takich obiektach można uzyskać poprzez wyeliminowanie warstwy przyściennej lub przynajmniej zmniejszenie jej grubości.

Jednym ze sposobów ogrzewania gorącym powietrzem jest podawanie strumienia prostopadle do ogrzewanego ciała. Strumień gorącego powietrza, uderzając w ścianę będącą przegrodą sztywną (przegroda sztywna) ogrzewa ją, co pokazano na rys. 1.

Wartość średnia temperatury T_p oraz stopień jej nierównomierności δ_T zależą od warunków napływu powietrza. Tak więc zadanie sprowadza się do odpowiedniego kształtowania warunków napływu powietrza. Jest to możliwe poprzez zastosowanie sterowanego elementu strumieniowego z pulsującym strumieniem wyjściowym. Charakterystyczną cechą wytwarzanego strumienia głównego, wypływającego z dyszy, powinna być zmiana kierunku wektora prędkości powietrza opływającego badaną płaską powierzchnię.

Zwiększenie efektywności procesu przenoszenia ciepła pozwoli osiągnąć wyższą wartość temperatury elementu ogrzewanego w tym samym czasie. Rozpatrując ilość energii cieplnej przejętej przez element do opływającego go powietrza, można będzie osiągnąć tę samą wartość w krótszym czasie. Skrócenie czasu trwania procesu ogrzewania związane jest ze zmniejszeniem ilości energii zużytej w tym procesie. Dążenie do zmniejszenia ilości zużywanej energii przedstawiono w wielu pracach dotyczących mikropneumatyki, w której to dziedzinie wykorzystuje się mikrozawory strumieniowe. Zmniejszone zużycie energii związane jest także z ekologią. Aspekty ekologiczne na etapie konstruowania, użytkowania i recyklingu są coraz częściej poruszane w pracach naukowych.

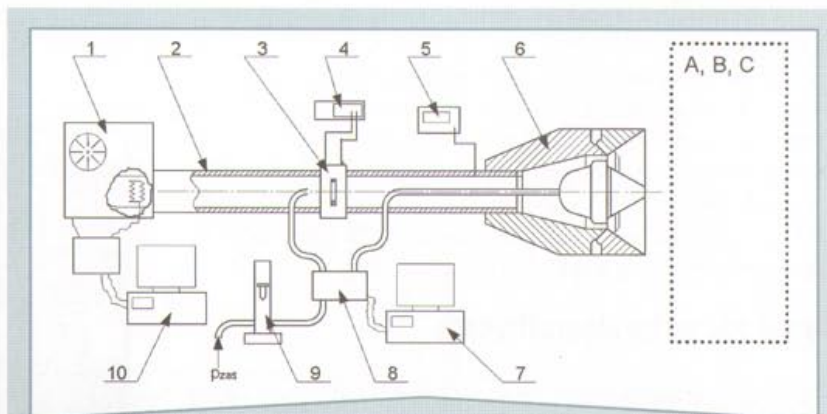


Rys. 1 Optyw płaskiej ścianie; a) schemat przepływu strumienia uderzającego w ścianę, b) rozkład temperatury na ścianie; 1 – dysza o przekroju kołowym, 2 – ściana, 3 – linie prądu strumienia

Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze przedstawiono na rysunku 2. Zaprojektowane i wykonane układy sterowania umożliwiają sterowanie następującymi parametrami strumienia głównego (wypływającego z dyszy):

- ♦ natężenie objętościowe strumienia głównego Q_{cm} ,
- ♦ natężenie objętościowe strumienia sterującego Q_{sc} ,
- ♦ temperatura strumienia T_s ,
- ♦ częstotliwość oscylacji strumienia f_s ,
- ♦ stopień wypełnienia sygnału sterującego *PWM*.



Rys. 2 Schemat stanowiska badawczego: 1 – układ zasilania i ogrzewania strumienia głównego, 2 – rurociąg zasilający, 3 – kryza pomiarowa, 4 – cyfrowy mikromanometr różnicowy CMR-10A, 5 – układ pomiaru i rejestracji temperatury strumienia powietrza wpływającego do dyszy, 6 – badana dysza osiowosymetryczna z rdzeniem wewnętrznym, 7 – komputer PC z kartą pomiarową, wytwarzający sygnały sterujące f_s i *PWM*, 8 – elektropneumatyczny zawór przełączający przepływ strumienia sterującego, 9 – rotametr, 10 – komputer PC z kartą pomiarową do sterowania natężeniem przepływu i temperaturą strumienia zasilającego (głównego), p_{zsc} – źródło strumienia sterującego, A, B, C – układy pomiarowe stosowane podczas badań (patrz rys. 3)

Element strumieniowy

Badana dysza jest elementem strumieniowym, którego cechą charakterystyczną jest rdzeń wewnętrzny, do którego doprowadzony jest strumień sterujący wypływem strumienia głównego. Jest to element monostabilny z dwoma ustalonymi stanami wypływu strumienia głównego. W stanie ustalonym pierwszym (kolor żółty na rys. 4) strumień wypływa wzdłuż stożka wewnętrznego (rdzenia). W stanie ustalonym drugim strumień wypływa wzdłuż obudowy dyszy (stożka zewnętrznego). Stan ustalony drugi (kolor zielony na rys. 4) występuje tylko przy załączonym strumieniu sterującym (kolor niebieski na rys. 4). Stany te charakteryzują się różną koncentracją strumienia. Schemat działania tej dyszy przedstawiony został na rysunku 4.

Badania doświadczalne

Badania prowadzone były dla określonego zakresu parametrów wejściowych. Wartości poszczególnych zmiennych wejściowych wynosiły:

- częstotliwość oscylacji strumienia $f_c = 0,5; 0,8; 0,9; 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,5; 2,0$ Hz,
- stopień wypełnienia sygnału sterującego $PWM = 20; 50; 80\%$,
- odległość ściany od końca dyszy $l_w = 70; 80; 90; 100$ mm.

Przed rozpoczęciem pomiarów dysza była wstępnie rozgrzewana, aby zmniejszyć straty ciepła ze strumienia poprzez nagrzewanie się obudowy podczas procesu ogrzewania ściany oporowej. Wstępne nagrzewanie polegało na 30-minutowym przepływie powietrza przez dyszę, powietrze to było ogrzane do temperatury $T = 50$ °C. Pomiary temperatury rozpoczynano w chwili, gdy średnia temperatura otoczenia z trzech punktów pomiarowych wynosiła $T_0 = 24 \pm 0,5$ °C.

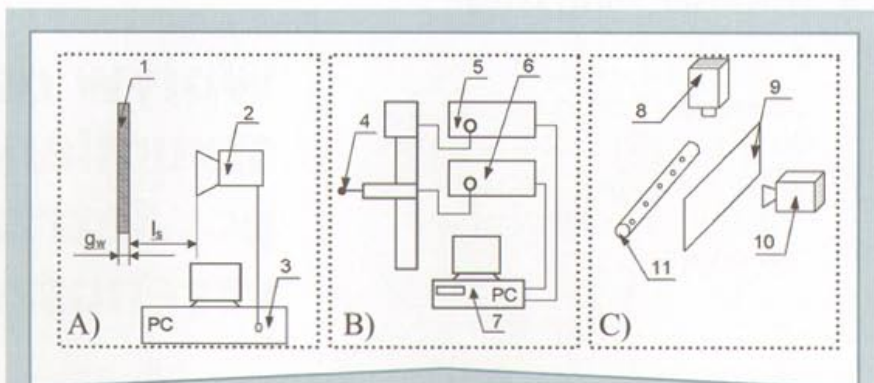
Do pomiarów temperatury ściany wykorzystano kamerę termograficzną firmy VIGO S.A. Jest to w zasadzie skaner termograficzny o rozdzielczości 240×240 punktów. Czas pomiarów przy ustalonych wartościach parametrów wejściowych był stały i wynosił 8 minut 20 sekund. Wynikało to z czasu potrzebnego na wykonanie 20 pomiarów tj. przebiegów głowicy kamery termograficznej.

Wyniki badań termograficznych

Wyniki pomiarów temperatury ściany opływanej przez powietrze można przedstawić:

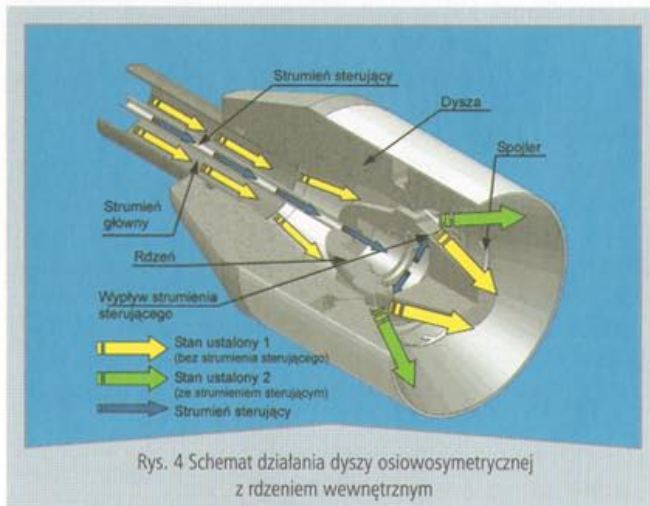
- w postaci obrazu termograficznego,
- w postaci tabeli wartości temperatury.

Dla różnych zbiorów wartości wielkości wejściowych uzyskano różne rozkłady temperatury na ścianie. Na ry-

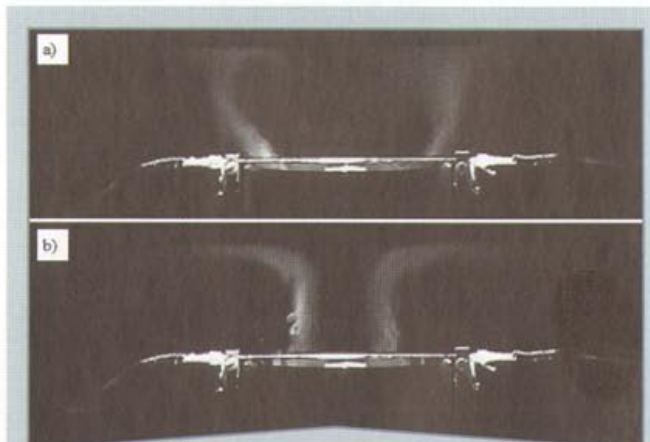


Rys. 3 Schematy układów pomiarowych stosowanych na stanowisku (rys. 7.1): A) pomiaru temperatury opływającej ściany, B) pomiaru prędkości powietrza wypływającego z dyszy, C) wizualizacji przepływu powietrza z dyszy i opływu ściany oporowej; 1 – element ogrzewany (ściana oporowa) przez strumień wypływający z dyszy, 2 – kamera (skaner) termograficzna, 3 – komputer PC rejestrujący dane z kamery, 4 – jednowłókna sonda pomiarowa 55P11, 5 – jednoosiowy układ trawersacji Dantec Light Weight Traverse, 6 – anemometr termiczny StreamLine z pojedynczym modulem CTA90C10, 7 – komputer PC z oprogramowaniem rejestrującym wyniki pomiarów prędkości powietrza i oprogramowaniem do kontroli układu trawersacji, 8 – kamera cyfrowa rejestrująca wizualizowany przepływ powietrza, 9 – przezroczysta ściana oporowa, 10 – układ oświetlenia z regulacją szerokości wiązki światła, 11 – układ wytwarzania oparów parafiny wizualizujących przepływ powietrza

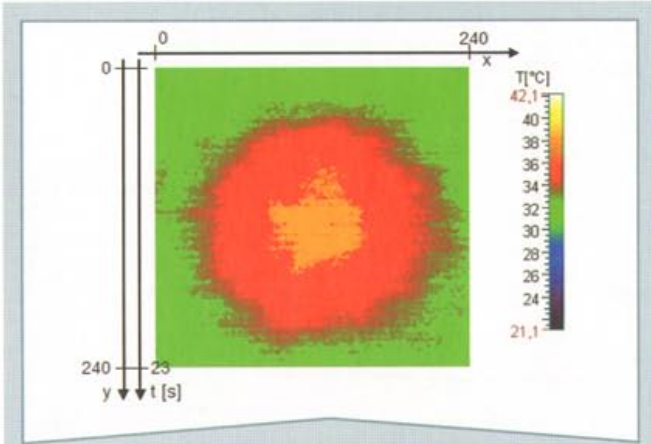
sunku 7 przedstawiono wybrane wyniki tych pomiarów. Na ich podstawie obliczona została ilość ciepła, jakie zostało przejęte przez ścianę w trakcie ogrzewania przy różnych wartościach zmiennych wejściowych. Aby porównać i przeanalizować wpływ oscylacji przepływu strumienia



Rys. 4 Schemat działania dyszy osiowoosymetrycznej z rdzeniem wewnętrznym



Rys. 5 Wizualizacja przepływu strumienia przy ścianie umieszczonej w odległości $l_w = 70$ mm dla a) stanu ustalonego drugiego, b) stanu ustalonego pierwszego



Rys. 6 Rozkład temperatury na ścianie oporowej dla pierwszego stanu ustalonego, uzyskany w ostatnim pomiarze (20. skan)

powietrza na proces przenoszenia ciepła, wyznaczono bezwymiarowy wskaźnik jakości procesu ciepła:

$$w_Q = \frac{Q_{uz}}{Q_{nom}}$$

gdzie:

Q_{uz} – ilość ciepła przejętego przez ścianę dla przepływu z określonymi parametrami,

Q_{nom} – ilość ciepła uzyskanego dla przepływu w stanie ustalonym pierwszym.

Wskaźnik ten został wyznaczony dla każdej z wartości zmian parametru l_w / D_{zd} .

Do oceny rozkładu temperatury na ogrzewanej ścianie wykorzystano współczynnik nierównomierności rozkładu temperatury $\delta_T = (T_{max} - T_{min}) / T_{sr}$.

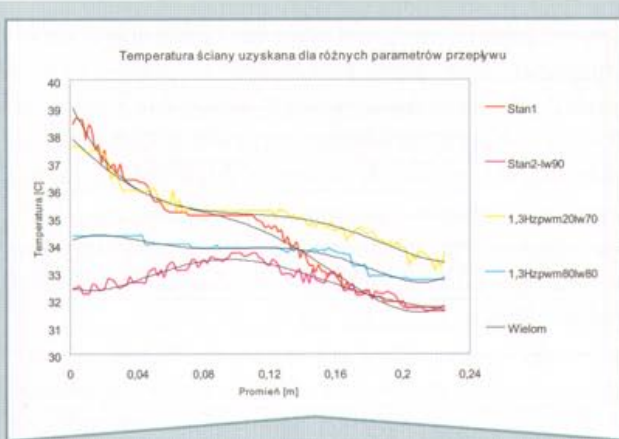
Podsumowanie i wnioski końcowe

Uzyskane wyniki badań pozwalają określić wpływ zmian wartości przyjętych zmiennych wejściowych na proces wymiany ciepła oraz na kształtowanie rozkładu temperatury na powierzchni badanego elementu.

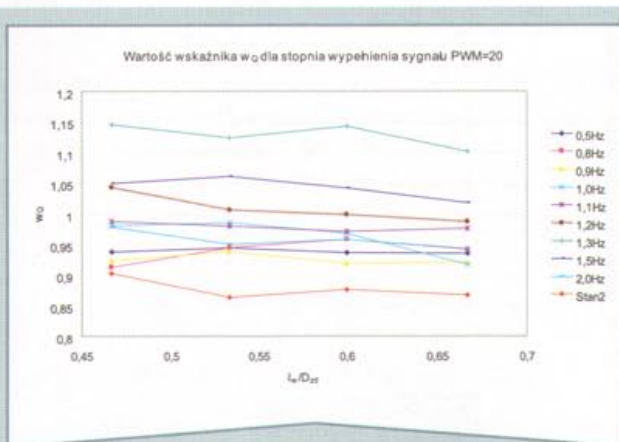
Ze względu na intensyfikację ciepła najistotniejszym parametrem wpływającym na przebieg tego procesu jest częstotliwość strumienia sterującego f_c . Przeprowadzone badania w zakresie niskich częstotliwości wykazały wyraźne istnienie wartości częstotliwości, przy której osiągnięto maksymalną wartość wskaźnika jakości procesu wymiany ciepła, równą $w_Q = 1,145$, co pozwala na ogólne stwierdzenie, że uzyskano ponadczternastoprocentowy wzrost ilości przekazanej energii cieplnej w stosunku do przepływu powietrza bez oscylacji. Dla pozostałych sześciu z dziewięciu wartości częstotliwości strumienia sterującego otrzymano wartości wskaźnika $w_Q < 1$, co wskazuje na pogorszenie się jakości procesu wymiany ciepła. Wpływ częstotliwości oscylacji jest szczególnie widoczny na rysunku 9.

Z punktu widzenia rozkładu temperatury na badanym elemencie najistotniejszy jest stopień wypełnienia sygnału PWM (rys. 10). Na podstawie wyników badań stwierdzić można, iż najbardziej równomierne rozkłady temperatury na ogrzewanym elemencie uzyskuje się dla wysokich wartości PWM. Najwyższą wartość współczynniki nierównomierności rozkładu temperatury uzyskano dla przepływu w stanie ustalonym pierwszym. Dla tego także stanu otrzymano najwyższe wartości temperatury ogrzewanej ściany.

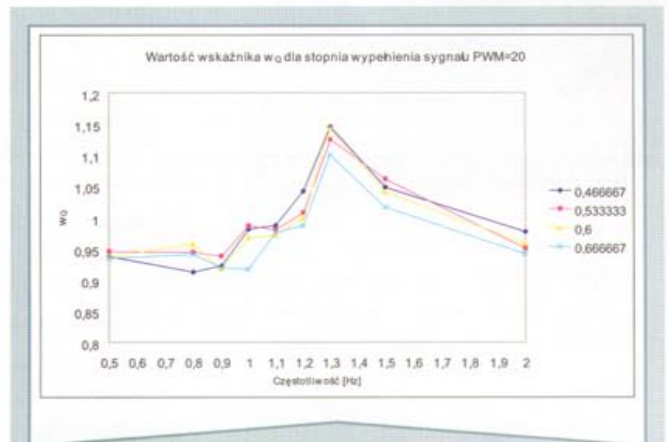
Podsumowując można powiedzieć, że zaprojektowany element strumieniowy spełnia przyjęte założenia i umożliwia intensyfikację procesu wymiany ciepła i kształtowanie rozkładu temperatury.



Rys. 7 Wybrane wyniki pomiarów temperatury ściany opływanej przez ogrzewane powietrze, uzyskane dla różnych parametrów przepływu, wraz z aproksymacją wielomianem 5. stopnia



Rys. 8 Wartość wskaźnika w_Q przy PWM=20, dla różnych wartości f_c w funkcji częstotliwości sygnału sterującego l_w / D_{zd}



Rys. 9 Wartość wskaźnika w_Q przy PWM=20, dla różnych wartości l_w / D_{zd} w funkcji częstotliwości sygnału sterującego f_c

legris
connectic

Gdziekolwiek
jest ciśnienie,
tam jest LEGRIS

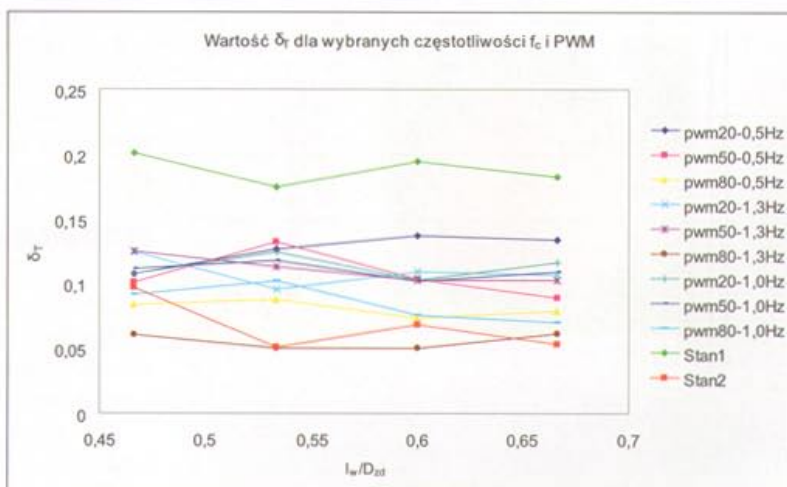


Oferta firmy Legris obejmuje również szeroki
gama komponentów hydrauliczki słowej

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



Rys. 10 Wartości współczynnika δ_r dla wybranych częstotliwości sygnału sterującego f_c oraz stanu ustalonego 1. i 2. w funkcji I_w / D_{203}

↳ Literatura

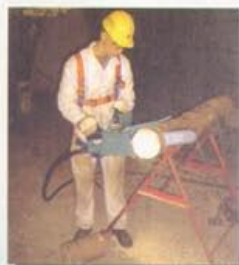
- [1] **Peszyński K.:** Konstrukcja i modelowanie numeryczne pneumatycznego rozdzielacza strumieniowego dużej mocy. XIII Krajowa Konferencja PNEUMA 2002, Artykuł w *Hydraulika i Pneumatyka* 3/2002, ISSN 1505-3954, str.46-49
- [2] **Trávníček Z., Peszyński K., Hošek J., Wawrzyniak S.:** Aerodynamic and mass transfer characteristics of an annular bistable impinging jet with a fluidic flip-flop control, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003) 1265-1278
- [3] **Wawrzyniak S., Peszyński K.:** Badania wstępne własności termicznych sterowniczej dyszy osiowosymetrycznej, VIII Seminarium Naukowe Postępy w Konstrukcji i Sterowaniu, Mała Lucivna 2004, materiały konferencyjne zbiór streszczeń str. 73, pełny referat na płycie CD-ROM
- [4] **Wawrzyniak S., Peszyński K.:** Continuous visualization of flow in power fluidic elements and basic analysis, National Conference with International Participation ENGINEERING MECHANICS 2003, Svratka, Czech Republic, rozszerzone streszczenie str.248-249
- [5] **Wawrzyniak S., Siemieniako F.:** Ocena intensywności wymiany ciepła między pulsującym strumieniem powietrza a ścianą, IX Seminarium Naukowe Postępy w Sterowaniu i Konstrukcji, Bydgoszcz – Muszyna 2005, Muszyna 14-17.09-2005
- [6] **Wawrzyniak S.:** Analiza numeryczna przepływu powietrza w dyszy osiowosymetrycznej, X Międzynarodowe Seminarium Naukowe Postępy w Sterowaniu i Konstrukcji 2006, Bierzgow 11-14.09-2006, materiały konferencyjne zbiór streszczeń str. 93, pełny referat na płycie CD-ROM
- [7] **Wawrzyniak S.:** Doświadczalne wyznaczanie wartości współczynnika przejmowania ciepła, 11th International Scientific Seminar on Developments in Machinery Design and Control, Červený Kláštor 2007, 11-14.09-2007, streszczenie str. 93, pełny referat na płycie CD-ROM

dr inż. Sylwester Wawrzyniak
Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy
w Bydgoszczy
Wydział Mechaniczny,
Katedra Sterowania i Konstrukcji

SPITZNAS NIEZAWODNOŚĆ I NISKI KOSZT EKSPLOATACJI



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



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



Do cięcia rur
Ø30-530 mm,
szyn, podpór, itp.



Do zakręcania
i odkręcania
śrub od M16 do M56



Do wiercenia
w miejscach
trudnodostępnych

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

Firma Transtools zapewnia autoryzowany serwis gwarancyjny i pogwarancyjny urządzeń Spitznas

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

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

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

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



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.



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

www.parker.com

W dniach 9-12 czerwca odbyła się w Poznaniu jubileuszowa, osiemdziesiąta edycja ITM Polska – największych targów nowoczesnych technologii dla przemysłu w Europie Środkowo-Wschodniej.

Międzynarodowe Targi Poznańskie 2008

Huk kilku tysięcy pracujących maszyn, uwijająca się w rytmicznym tańcu brygada robotów przemysłowych i migające zdawałoby się w takt ich ruchów ciekłokrystaliczne ekrany supernowoczesnych komputerów sterujących pracą tych wszystkich urządzeń – tak wyglądało wnętrze pawilonów Międzynarodowych Targów Poznańskich, które na cztery czerwcowe dni przemieniły się w ultranowoczesną fabrykę przyszłości.

Targi technologii jutra

Wystawcy targów ITM Polska zaprezentowali swoją innowacyjną ofertę w ramach branżowych salonów tematycznych:

- ♦ HAPE – Salon Pneumatyki, Hydrauliki i Napędów – NOWOŚĆ
- ♦ MACH-TOOL – Salon Obrabiarek i Narzędzi
- ♦ Metalforum – Salon Metalurgii, Hutnictwa, Odlewnictwa i Przemysłu Metalowego
- ♦ Surfex – Salon Technologii Obróbki Powierzchni
- ♦ TRANSPORTA
- ♦ Welding
- ♦ Salon Nauka dla Gospodarki

Lider umacnia się

Targi ITM Polska, bijąc kolejne rekordy, umocniły swoją pozycję lidera w Europie Środkowo-Wschodniej. Ekspozycja sięgnęła 30 000 mkw.

(fot. 1). W porównaniu do roku 2003, powierzchnia targów ITM Polska była dwukrotnie większa. Ekspozycja Salonu Obrabiarek i Narzędzi MACH-TOOL – największego z tematycznych salonów tych targów – zwiększyła się w tym okresie o prawie 150 proc. W targach wzięło udział blisko 1400 firm z 34 krajów: Austrii, Belgii, Chin, Czech, Danii, Finlandii, Francji, Grecji, Hiszpanii, Holandii, Indii, Irlandii, Izraela, Japonii, Korei Południowej, Luksemburga, Litwy, Łotwy, Niemiec, Norwegii, Polski, Rosji, Rumunii, Słowacji, Słowenii, Stanów Zjednoczonych, Szwajcarii, Szwecji, Tajwanu, Turcji, Ukrainy, Węgier, Wielkiej Brytanii i Włoch. O rosnącym znaczeniu targów ITM Polska na światowym rynku targowym świadczy fakt, że do grona wystawców dołącza coraz więcej zagranicznych producentów, których marki prezentowane były dotąd jedynie na stoiskach polskich przedstawicieli.

Ministrowie patronami

Honorowy patronat nad targami sprawowali: minister gospodarki oraz minister nauki i szkolnictwa wyższego. Uroczystego otwarcia targów dokonał wiceprezes Rady Ministrów, minister gospodarki Waldemar Pawlak (fot. 2). Wicepremier zapoznał się także z ekspozycją wystawców i wziął udział w konferencji prasowej.

Bogata międzynarodowa oferta wystawców przyciągnęła liczną grupę zwiedzających z całego niemal świata: targi obejrzało ponad 22 000 osób.

Największą atrakcją dla zwiedzających targi profesjonalistów były liczne nowości prezentowane na stoiskach. Targi to bowiem doskonała okazja do zapoznania się z najnowszymi produktami i technologiami, które wprowadzane są na polski rynek. Wystawcy ITM Polska przedstawili kilkaset nowych rozwiązań. Stoiska wystawców, którzy zgłosili swoje nowości, zostały specjalnie oznakowane.

Innowacje dla przemysłu

Targi ITM Polska są jednym z istotnych katalizatorów procesu modernizacji polskiego przemysłu. Ich misją jest promocja nowoczesnych technologii oraz stworzenie platformy bezpośredniego spotkania specjalistów, przedstawicieli przemysłu i nauki stosowanej, wymiany wiedzy i doświadczeń. Aby zintensyfikować kontakty między światem nauki i przemysłu, formułę tegorocznych targów wzbogacono o **Centrum Doradztwa i Zgłaszania Potrzeb na Innowacje** – nowy projekt, który poprzez zachęcenie przedsiębiorców do korzystania z wiedzy, doświadczenia i potencjału polskich naukowców ma wspierać innowacyjny rozwój przedsiębiorstw. Przedsiębiorcy – wystawcy i zwiedzający ITM Polska – mieli możliwość



Fot. 1 Ekspozycja targów sięgnęła 30 000 mkw.



Fot. 2 Otwarcia targów dokonał minister gospodarki Waldemar Pawlak



Fot. 3 W trakcie targów odbyło się kilkadziesiąt konferencji i spotkań

zgłoszenia swoich problemów i potrzeb na innowacyjne rozwiązania. Następnie spośród jednostek badawczo-rozwojowych, państwowych wyższych uczelni oraz instytutów Polskiej Akademii Nauk wyszukiwano partnera, który na potrzeby te mógł odpowiedzieć, proponując możliwe rozwiązania. Zgłoszenia od firm zbierano zarówno poprzez rejestrację on-line, uruchomioną na miesiąc przed targami, jak też w czasie targów na specjalnie przygotowanym stoisku. Łącznie przedsiębiorcy zgłosili kilkadziesiąt tematów – poszukiwano m.in. rozwiązań mogących zoptymalizować procesy produkcyjne czy chronić środowisko. Fachowa obsługa Centrum zaaranżowała liczne spotkania z przedstawicielami nauki, mogącymi wesprzeć przedsiębiorców przy poszukiwaniu i wdrożeniu odpowiednich rozwiązań. Rejestracja potrzeb, wyszukiwanie partnerów przed, w czasie i po targach oraz udział w spotkaniach były bezpłatne, a nowy projekt, jak również jego ekspozycja, dofinansowane były przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Atutem ITM Polska jest wyjątkowo bogaty program. W trakcie targów odbyło się kilkadziesiąt rozmaitych konferencji i spotkań (fot. 3). Wydarzeniem wyjątkowym na skalę międzynarodową było **Odlewnicze Forum Dyskusyjne „Odlewy w maszynach i urządzeniach przyszłości”**, organizowanym z inicjatywy prof. Józefa Suchego pod honorowym patronatem prezesa Światowej Organizacji Odlewników. Forum miało elitarny charakter i formułę okrągłego stołu.

Nagrody dla najlepszych

Podczas targów zostały wręczone nagrody w licznych prestiżowych

konkursach. Najlepsze, szczególnie innowacyjne produkty prezentowane podczas targów nagrodzone zostały **Złotymi Medalami Międzynarodowych Targów Poznańskich**. W skład kapituły konkursu weszły największe autorytety naukowe z branż reprezentowanych na targach ITM Polska. W tym roku po raz drugi rozstrzygnięto konkurs o **złoty medal w kategorii „Transfer wyników badań naukowych do praktyki gospodarczej”**. Z kolei stoiska targowe najlepiej zaprojektowane i przygotowane do realizacji strategii marketingowej wystawcy wyróżnione zostały nagrodami **Acanthus Aureus**.

Salon Pneumatyki, Hydrauliki i Napędów HAPE

Pierwsza edycja Salonu HAPE okazała się sukcesem. Pobił on pod względem powierzchni ekspozycji wszystkich krajowych konkurentów w tej wysoce wyspecjalizowanej branży (fot. 4). W ramach salonu prezentowana była oferta blisko 70 firm z 12 państw (Polski, Czech, Chin, Finlandii, Francji, Niemiec, Rosji, Rumunia, Szwajcarii, Szwecji, Ukrainy i Wielkiej Brytanii). Powierzchnia ekspozycji wynosiła prawie 750 mkw. Salon jest organizowany we współpracy z Korporacją Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych.

Wydarzenia Salonu HAPE

- ♦ Seminarium naukowo-techniczne „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne” (organizator: Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych – Wrocław)
- ♦ Warsztaty „Projektowania układów hydraulicznych z elementów typowych” (organizator: Korpo-



Fot. 4 Salon Hydrauliki, Pneumatyki i Napędów HAPE

racja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych)

- ♦ Seminarium „Problematyka energochłonności układów pompowych w energetyce cieplnej” (organizator: Redakcja „Pompy i Pompownie”)

Salon Nauka dla Gospodarki

Salon Nauka dla Gospodarki to największa w kraju prezentacja dorobku i potencjału badawczego polskiej nauki stosowanej. W tegorocznej edycji wzięło udział ponad 70 wystawców z Polski i Niemiec. Były to zarówno jednostki naukowo-badawcze prezentujące swoją innowacyjną ofertę, jak również firmy i instytucje wspierające procesy transferu technologii. Nowością targów było Centrum Doradztwa i Zgłaszania Potrzeb na Innowacje. Salonowi patronował minister nauki i szkolnictwa wyższego, który dofinansował udział w targach polskich instytutów naukowych i jednostek badawczo-rozwojowych.

Wydarzenia salonu Nauka dla Gospodarki:

- ♦ VI Forum Inżynierskie „NOT – promotorem innowacyjnych przedsiębiorców” (organizator: Federacja Stowarzyszeń Naukowo-Technicznych Naczelna Organizacja Techniczna we współpracy z Polską Agencją Rozwoju Przedsiębiorczości oraz Międzynarodowymi Targami Poznańskimi)
- ♦ Działanie 1.3 Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, 2007-2013, szansą dla rozwoju polskiej gospodarki” (organizator: Ośrodek Przetwarzania Informacji)

➤ Katarzyna Tomczyk, Stephane Le Lay – Legris Transair

Ceny energii na rynkach światowych systematycznie rosną i nic nie wskazuje, aby ten trend miał się odwrócić. Jeszcze kilka lat temu koszty energii w przemyśle nie odgrywały tak wielkiej roli, jak obecnie. Pomimo szybkich zmian technologicznych, w wielu zakładach przemysłowych nadal powszechne jest myślenie w kategoriach: „Jak mniej zapłacić za tę samą ilość energii”, niż „Jak mniej jej zużyć”. Dlatego też gospodarka polska ma stosunkowo niską efektywność energetyczną, mierzona jako stosunek zużycia energii do PKB. Według WWF jest ona trzykrotnie wyższa niż w krajach dawnej unijnej „piętnastki”.

Efektywność nowoczesnych systemów rozprowadzania sprężonego powietrza na przykładzie systemu TRANSAIR®

Koszty sprężonego powietrza

W większości procesów produkcyjnych wykorzystuje się sprężone powietrze jako nośnik energii. Jest ono jednak 7-10 razy droższe niż energia elektryczna użyta do takiego samego procesu produkcyjnego. Koszt sprężonego powietrza stanowi ok. 10% kosztów całkowitej energii zużywanej w zakładach pracy.

Większość dyskusji dotyczących optymalizacji kosztów produkcji sprężonego powietrza sprowadza się głównie do właściwego doboru kompresora. Należy pamiętać, że sprawność całego systemu zależy od tego, jak sprawne jest jego najsłabsze ogniwo. Zazwyczaj jest nim właśnie instalacja rozprowadzająca sprężone powietrze. Służby odpowiedzialne za utrzymanie ruchu linii technologicznych nie żałują pieniędzy na zakup najlepszych i najdroższych kompresorów, a zupełnie pomijając fakt, że urządzenia te zostaną podłączone do nieefektywnych instalacji. Jeżeli system dystrybucji sprężonego powietrza nie jest odpowiednio dobrany do wydajności sprężarki, to większość energii będzie szła... „w gwizdek”. Mniejszym złem jest w takim przypadku przewymiarowanie instalacji. Znacznie gorzej jest, gdy średnice rurociągów są zbyt małe w stosunku do zapotrzebowania powietrza.

Dotyczy to niestety większości małych i średnich zakładów produkcyjnych.

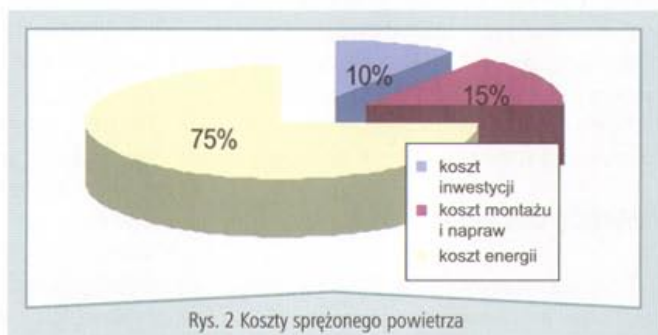
Żywotność tradycyjnej instalacji sprężonego powietrza ocenia się na ok. 10 lat. W tym czasie koszty energii elektrycznej zużytej do produkcji sprężonego powietrza stanowią 75% całkowitych kosztów instalacji.

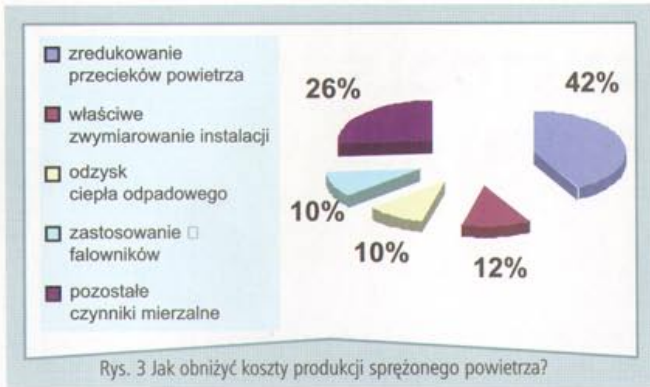
Jak obniżyć koszty produkcji sprężonego powietrza?

Przyjrzyjmy się strukturze oszczędności energii potrzebnej do wytworzenia sprężonego powietrza:

- uszczelnienie instalacji da oszczędności – 42%,
- właściwy dobór średnic i przebiegu rurociągów to oszczędność 12%,
- wykorzystanie ciepła odpadowego to dalsze 10%,
- zastosowanie falowników sterujących pracą sprężarki – 10%,
- pozostałe czynniki to dalsze 26% oszczędności.

Jak widać z powyższego, największe oszczędności daje szczelna i prawidłowo zaprojektowana instalacja. Jest to ponad 50% możliwych do osiągnięcia oszczędności kosztów produkcji sprężonego powietrza.





Dlatego właśnie TRANSAIR®

TRANSAIR jest częścią Legris SA – światowego producenta komponentów pneumatycznych i hydraulicznych. Legris SA jest także wynalazcą połączenia wtykowego, tak obecnie popularnego w pneumatyce. Na bazie tych doświadczeń inżynierowie Legris opracowali innowacyjny i bardzo ekonomiczny system do dystrybucji sprężonego powietrza.

W systemie TRANSAIR® zastosowano rury aluminiowe pokryte specjalnym lakierem gwarantowanym certyfikatem Qualicoat. Rury aluminiowe charakteryzują się dużą gładkością wewnętrznej ścianki oraz odpornością na korozję. Dzięki temu spadki ciśnienia w tych rurach są bardzo małe.

Do łączenia rur wykorzystano technologię stosowanych w pneumatyce połączeń wtykowych dla średnic: 16,5, 25, 40 i skręcanych dla średnic: 63, 76, 100.

Dzięki specjalnemu oprogramowaniu stosowanemu przez Legris Transair można prawidłowo zwymiarować całą instalację sprężonego powietrza. Głównym kryterium doboru średnicy głównego rurociągu jest zachowanie

spadku ciśnienia nie większego niż 5% lub 0,1 bara. Należy pamiętać, że optymalny projekt i wykonanie instalacji to potencjalnie 12% możliwych oszczędności.

Dodatkowym atutem systemu TRANSAIR® jest znaczne skrócenie czasu montażu instalacji. W tabeli poniżej przedstawiono porównanie czasu montażu instalacji w różnych technologiach. Nie uwzględnia ona czasu robót przygotowawczych na miejscu budowy.

Jak widać z powyższej tabeli, czas wykonania instalacji w systemie TRANSAIR® jest znacznie krótszy niż tradycyjnej instalacji. Już z tego powodu możliwe są znaczne oszczędności, które powodują, że w rzeczywistości system ten na etapie inwestycji nie jest znacznie droższy niż tradycyjna instalacja.

Potwierdzeniem jakości systemu TRANSAIR® są posiadane certyfikaty oraz fakt, że wszystkie elementy systemu posiadają 10-letnią gwarancję producenta.



Podsumowując: ważne jest, aby kadrze technicznej odpowiedzialnej za utrzymanie ruchu uzmysłowić, że proces produkcji nie może być oderwany od aspektu ekonomicznego.

Tutaj najlepiej widać, że tam, gdzie nie ma zbyt wielu środków do wydania, należy stosować rozwiązania nieco droższe na etapie inwestycji, dające jednak w dłuższym okresie eksploatacji znacznie większe oszczędności. ■

Katarzyna Tomczyk
Stephane Le Lay – Legris Transair

Wysokość	TRANSAIR			ZACISKANIE		SPAWANIE	
	16,5/25/40	63	76/101	< 54	54 do 114	< 3"	≥ 3"
Max 4,5 m	7 m/h	6 m/h	4 m/h	4 m/h	2 m/h	1 m/h	0,5 m/h
5 do 8 m	6 m/h	5 m/h	4 m/h	4 m/h	2 m/h	1 m/h	0,5 m/h
8 do 11 m	5 m/h	4,5 m/h	3 m/h	3 m/h	2 m/h	0,5 m/h	0,5 m/h
pod kanałami went.	12 – 15 m/h	4 m/h	nie	nie	nie	nie	nie
pod korytami kablowymi	8 m/h	6 m/h	nie	nie	nie	nie	nie
„pracujący zakład”	4 m/h	4 m/h	3 m/h	2 m/h	1 m/h	0,5 m/h	0,5 m/h



Firma Transtools z Lublina jest wyłącznym dystrybutorem pneumatycznych i hydraulicznych narzędzi SPITZNAS.

TRANSTOOLS. Pneumatyka



Fot. 1
Klucz udarowy

Transtools produkuje ponad 3000 części zamiennych i podzespołów do tych urządzeń. Wybór produktów jest ogromny i obejmuje: piły taśmowe, piły brzeszczotowe, piły łańcuchowe, piły szablone, klucze udarowe, zakrętkarki kątowe, wiertarki ką-

towe, szlifierki kąto-
we, szlifierki osiowe,
oczyszczarki do rdzy,
wentylatory przemy-
słowe, odkurzacze
przemysłowe, młotki
udarowe, ubijaki,
gwintownice, urząd-
zenia do czyszczenia rur,
silniki pneumatyczne,
urządzenia do demon-
tażu palet, młoty do
przecinania i nitowa-
nia oraz wiele innych
urządzeń.

Marka SPITZNAS
znana jest na rynku
europejskim z najwyż-
szej jakości, niezawod-
ności oraz niskich
kosztów eksploatacji
narzędzi pneumatycz-
nych. Narzędzia te
oferowane są w dwóch
wersjach: górniczej
oraz ogólnoprzemys-
łowej. Urządzenia
w wersji górni-
czej wykonane
są ze specjal-
nego stopu

o nazwie ZAMAK, dopuszczonego do prac w strefach zagrożonych wybuchem. Druga wersja narzędzi SPITZNAS przeznaczona

jest do zastosowań w przemyśle i warsztatach naprawczych.

Pneumatyczne silniki lamelkowe SPITZNAS

Silniki lamelkowe SPITZNAS są specjalnie zaprojektowane do zabudowy w narzędziach ręcznych i innych urządzeniach przemysłowych. Firma Transtools oferuje silniki prawoobrotowe, lewoobrotowe oraz zmiennokierunkowe o mocy nominalnej od 0,2 kW do 10 kW.

Silniki przystosowane są do pracy w trudnym i agresywnym otoczeniu. Charakteryzują się dużą niewrażliwością na zanieczyszczenia, wilgoć, wahania temperatury i przeciążenia. Ich konstrukcja jest zamknięta i uniemożliwia wniknięcie powietrza z otoczenia zewnętrznego. Chłodzenie silnika następuje poprzez „powietrze robocze”, które w trak-



Fot. 2
Pila brzeszczotowa



Fot. 3
Klucz udarowy



Fot. 4
Pila łańcuchowa



Fot. 5
Pila brzeszczotowa



Fot. 6 Silnik pneumatyczny SPITZNAS

cie obrotu silnika rozpręża się i ochładza. Dzięki specjalnej konstrukcji możliwe jest ich stosowanie bez żadnych dodatkowych urządzeń, np. pod wodą lub na statkach morskich.

Zaletą tego silnika jest odporność na przeciążenia, które znosi bez przeszkód.

Agregaty mogą być zarówno napędzane powietrzem, jak i skompresowanymi gazami.

Istnieje możliwość zastosowania jako medium gazu ziemnego dostępnego w handlu detalicznym, jak i butelkowanego azotu.

Małe obciążenie jednostkowe mocy (tylko 0,3 kW na kg) i wyjątkowa, kompaktowa budowa są ich wyróżnikiem na rynku silników pneumatycznych.

Wersja z certyfikowaną odpornością na wybuch (ATEX)

Wszystkie silniki są iskrobezpieczne i dzięki temu mogą być au-

tomatycznie stosowane w strefach zagrożonych wybuchem.

Kolejną grupę pneumatycznych urządzeń SPITZNAS stanowią rozruszniki. Zostały one zaprojektowane do uruchamiania silników spalinywych oraz turbin gazowych. Największy z oferowanych rozruszników o numerze katalogowym 3 4055 jest w stanie uruchomić silnik spalinywoy o mocy do 9000 kW.

Godnymi podkreślenia zaletami rozruszników SPITZNAS są: długa żywotność zapewniona przez mechanizm sprzęgający odporny na zużycie, odporność na ekstremalne temperatury oraz konstrukcja przystosowana do pracy w strefach zagrożonych wybuchem.

W najbliższym czasie urządzenia SPITZNAS będzie można obejrzeć na MINING EXPO w Sosnowcu w dniach 7-12 września 2008 (stoisko Transtools nr D-23).

Artykuł promocyjny
TRANSTOOLS Lublin
www.transtools.pl



Fot. 7 Rozrusznik pneumatyczny typ 3 4055



Fot. 8 Rozrusznik pneumatyczny typ 3 4054



Fot. 9 Rozrusznik pneumatyczny typ 3 4053



Fot. 10 Rozrusznik pneumatyczny firmy SPITZNAS

Typ			3 4053	3 4054	3 4055
Moment rozruchowy @ p_{max}	T_{max}	Nm	86	236	510
Ciśnienie robocze	p_{rob}	bar	4 – 15	4 – 15	10 – 15
Obroty nominalne	$n_{nom.}$	rpm	1500	2000	2000
Zakres obrotów	n	rpm	0 – 3000	0 – 3000	0 – 3000
Moc @ p_{rob}	P	kW	3 – 15	12 – 33	45 – 79
Moment @ p_{rob}	T	Nm	19 – 82	49 – 231	192 – 350
Zużycie powietrza	Q	m^3/min	3 – 27	9 – 40	46,5 – 63



HPS 2008

VII MIĘDZYNARODOWE TARGI HYDRAULIKI, PNEUMATYKI, STEROWANIA I NAPĘDÓW

21-23.10.2008

Już za miesiąc najważniejsze w Polsce, czołowe w Europie spotkanie specjalistów z branży

W programie m.in. seminarium naukowo-techniczne nt. *"Krajowy sektor techniki płynowej w piątym roku obecności w UE. Wzrost konkurencyjności czy tylko wzrost konkurencji?"*

precyzyjnego, w tym również prostych narzędzi ręcznych, takich jak pilniki papieru lub wydłużone pilniki do

pistoletowe i dzielą się na:

- lapownice (docierarki) służące do obróbki precyzyjnej, polerowania, docierania. Posiadają ok. 10000-21000 cykli pracy, długość skoku pilnika regulowana jest w zakresie od 0,3 do 5 mm,
- pilnikarki przeznaczone do obróbki zgrubnej i końcowej. Posiadają ok. 3500-10000 cykli pracy, długość skoku pilnika regulowana jest w zakresie od 5 do 10 mm.

Pilnikarki ze względu na przeznaczenie dzielą się na:

- pilnikarko-wyrzynarki – uniwersalne narzędzia warsztatowe o podwójnym przeznaczeniu.

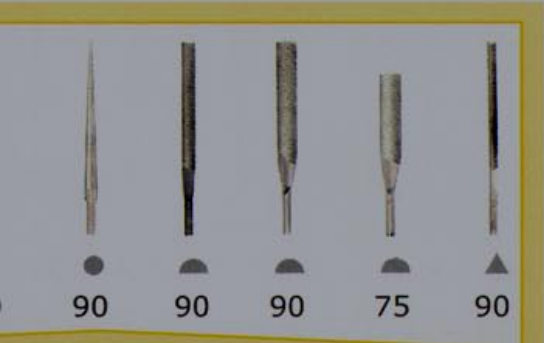
zmianowym. Charakteryzują się solidnym wykonaniem, wyjątkową trwałością, niewielką masą (ok. 0,5-0,8 kg) oraz niskim hałasem i wibracjami przenoszonymi na dłoń operatora podczas pracy. Często wykonane z bardzo wytrzymałego i lekkiego kompozytu, z możliwością regulacji skoku pilnika w przedziale od 3 do 10 mm oraz regulacją ilości cykli pracy na minutę. Posiadają tłumiki hałasu.

Do pilnikarek można stosować różne kształty pilników (proste lub wygięte): płaskie, okrągłe, okrągłe „szczurzy ogon”, półokrągłe, trójkątne. Średnica trzonów mocowania zazwyczaj wynosi od 3 do 6 mm. Ze względu na zastosowanie i wykonywaną pracę występują cztery rodzaje pilników do pilnikarek pneumatycznych:

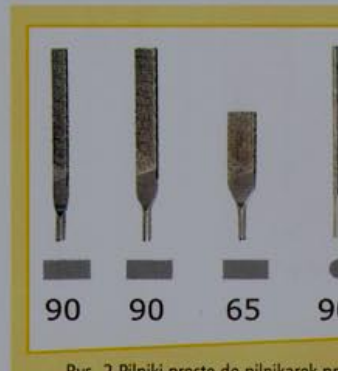
1. gruboziarnisty (zgrubny) – zdzierak,
2. medium (średni) – równiak,
3. drobnoziarnisty (precyzyjny) – gładzik,
4. diamentowy (otoczony pyłem diamentowym) do obróbki szkła – jedwabnik.

obróbki zgrubnej i końcowej oraz precyzyjnej wąskich (ciasnych) przestrzeni elementów w trudno dostępnych miejscach. Najczęściej elementarnym rodzajem w pilnikarkach są pilniki proste lub wygięte, podobne do pilników ręcznych, tzw. iglaków. Mogą to być również obrotowe pilniki trzpieniowe w kształcie tarczy lub w postaci taśmy ścierniej (paski ściernego odpowiedniej gradacji kamienie ściernie w kształcie prostokąta, tzw. osełki). Rodzaj pilnikarek waha się w przedziale od 1,2 kg.

Pilnikarki służą do ścierniowania, usuwania rąbków, pielenia ostrych krawędzi, zukrobienia, fazowania różnych



matycznych – zgrubne, średnica trzonu mocowania \varnothing 3,8 mm



Rys. 2. Pilniki proste do pilnikarek

Pilnikarki pneumatyczne

Pilnikarki (pilniki, lapownice) pneumatyczne to narzędzia zasilane sprężonym powietrzem o ciśnieniu zasilania od 5,9 do 6,3 bara. Służą do mechanicznej obróbki skrawaniem (piłowania) materiałów lub elementów ze stali, żeliwa, miedzi, aluminium, szkła, drewna, kamienia i innych.



Rys. 1 Pilnikarka profesjonalna VGL SA5092

rowków, bruzd, ostrych krawędzi otworów i płaszczyzn, do których dostęp jest ograniczony. Nadają się również do docierania i wygładzania końcowego, polerowania powierzchni elementów metalowych (lapowania).

Pilnikarki pneumatyczne ze względu na charakter pracy mogą być proste lub



Mogą być wykorzystywane jednocześnie jako pilnikarka lub wyrzynarka – w zależności od potrzeb. Ze względu na podobną zasadę działania oraz możliwość szybkiej wymiany pilnika na brzeszczot tnący bądź odwrotnie narzędzia te są uznawane za uniwersalne o wszechstronnym zastosowaniu, z przeznaczeniem do lekkich prac warsztatowych i drobnej produkcji;

• pilnikarki profesjonalne, przemysłowe – do ciężkich prac produkcyjnych w systemie wielo-

peratury oraz konstrukcja przystosowana do pracy w strefach zagrożonych wybuchem.

W najbliższym czasie urządzenia SPITZNAS będzie można obejrzeć na MINING EXPO w Sosnowcu w dniach 7-12 września 2008 (stoisko Transtools nr D-23).

Artykuł promocyjny
TRANSTOOLS Lublin
www.transtools.pl

cie obrotu silnika rozpręża się i ochładza. Dzięki specjalnej konstrukcji możliwe jest ich stosowanie bez żadnych dodatkowych urządzeń, np. pod wodą lub na statkach morskich.

Zaletą tego silnika jest odporność na przeciążenia, które znosi bez przeszkód.

Agregaty mogą być zarówno napędzane powietrzem, jak i skompresowanymi gazami.

Istnieje możliwość zastosowania jako medium gazu ziemnego dostępnego w handlu detalicznym, jak i butelkowanego azotu.

Małe obciążenie jednostkowe mocy (tylko 0,3 kW na kg) i wyjątkowa, kompaktowa budowa są ich wyróżnikiem na rynku silników pneumatycznych.

Wersja z certyfikowaną odpornością na wybuch (ATEX)

Wszystkie silniki są iskrobezpieczne i dzięki temu mogą być au-

Fot. 8 Rozrusznik pneumatyczny typ 3 4054



Fot. 9 Rozrusznik pneumatyczny typ 3 4053



Fot. 10 Rozrusznik pneumatyczny firmy SPITZNAS

Typ			3 4053	3 4054
Moment rozruchowy @ p_{max}	T_{max}	Nm	86	236
Ciśnienie robocze	P_{rob}	bar	4 – 15	4 – 15
Obrotu nominalne	n	rpm	1500	2000

Obróbka pilnikarką (piłowanie) ma na celu skrawanie z powierzchni obrabianego metalu cienkiej warstwy o grubości od 0,05 do 1 mm za pomocą pilnika. Powstające przy tym drobne wiórki metalu nazywają się opiłkami. Na roboczej powierzchni pilnika nacięte są zęby nachylone w jedną stronę i rozstawione ukośnie lub falisto względem osi pilnika. Pilniki są wykonywane ze stali węglowej narzędziowej N12E. Dobór pilników zależy od rodzaju obróbki (piłowania), rodzaju pracy i materiału obrabianego. Pilniki płaskie zdzieraki stosujemy do wstępnego piłowania twardej powłoki odlewów, odkuwek, rur itp. Pilniki płaskie równiaki stosujemy do piłowania wstępnego płaszczyzn. Gładziki płaskie stosujemy do wygładzania płaszczyzn, a jedwabniki płaskie do robót drobnych, wykończeniowych, obróbki szkła. Pilniki trójkątne stosujemy do piłowania otworów trójkątnych płaszczyzn zbiegających się pod kątem ostrym. Pilniki trójkątne o małym kącie nachylenia boków służą do piłowania wykrojów w postaci tzw. jaskółczego ogona oraz przedmiotów bardziej skomplikowanych, a także do piłowania wąskich rowków i krawędzi kątów ostrych. Pilniki okrągłe (owalne) służą do obróbki otworów owalnych, a półokrągłe do powierzchni krzywych i wklęsłych.

Rys. 3 Pilnikarka BIAx model FLV 8-12



Obchodzenie się z pilnikami i ich konserwacja

1) Pilniki w pilnikarkach są przystosowane do pracy ruchem posuwisto-zwrotnym.

2) Nie należy kłaść pilników w miejscach zatłuszczonych lub zanieczyszczonych olejem albo innymi smarami oraz dotykać powierzchni roboczej pilnika zabrudzonymi rękoma.

3) W razie zatłuszczenia pilnika należy powierzchnię roboczą przetrzeć w kierunku poprzecznym kawałkiem węgla drzewnego i oczyścić szczotką.

4) Nie należy kłaść (lub rzucać) pilników jeden na drugi lub na inne narzędzia, uderzać o twarde przedmioty lub rzucać z wysokości stołu do szuflad albo na podłogę, gdyż powoduje to ich tępienie, powstawanie wewnętrznych pęknięć, a nawet złamanie.

5) Należy chronić pilniki przed pyłem tarcz szlifierskich, który przyspiesza tępienie zębów pilnika.

6) Należy chronić pilniki przed wodą i wilgocią, gdyż ulegają one korozji i szybkiemu zniszczeniu.

7) Należy używać nowych pilników do piłowania zewnętrznej, twardej warstwy przedmiotów żeliwnych, odkuwek z twardej stali, przedmiotów zardzewiałych oraz do piłowania ostrych krawędzi. Zęby nowych pilników mają na

ostrzach nierówności, które w zetknięciu z twardym lub chropowatym materiałem wykruszają się, przez co pilnik szybko się tępi.

8) Przed pracą należy pilnik oczyścić.

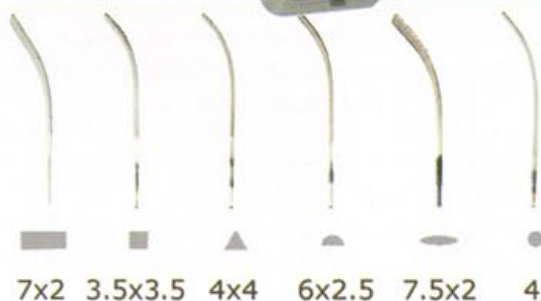
9) Nie wolno używać pilników gładzików do piłowania ołowiu lub innych miękkich metali, które zalepią zęby pilnika.

Konserwacja pilników polega na utrzymywaniu ich w czystości, układaniu we właściwy sposób w szufladzie lub szafie i ochronie przed zawilgoceniem. Czyszczenie pilników wykonuje się kawałkiem zagiętej blaszki – miedzianej, cynkowej lub mosiężnej – oraz szczotką drucianą wzdłuż nacięć. Pilniki zardzewiałe należy przed oczyszczeniem lekko zwilżyć naftą lub benzyną. Po piłowaniu takich materiałów, jak kauczuk, fibra lub drewno, oczyszczamy pilnik przez zanurzenie go na 15 do 20 minut w gorącej wodzie, a następnie usuwamy opiłki drucianą szczotką. Praca pilnikarką przebiega w sposób podobny do ręcznej obróbki. Pilnikarka wykonuje ruch pilnikiem (cykl) posuwisto-zwrotny (do przodu i do tyłu). Piłowany przedmiot (element) umieszcza się na stole lub w imadle, przy czym stół można ustawić pod dowolnym kątem do kierunku ruchu pilnikarki.

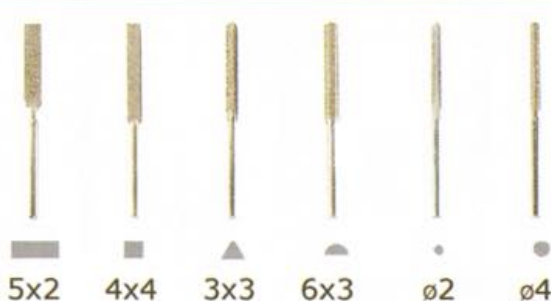
atmo.
narzędzia pneumatyczne

Artykuł promocyjny

Atmo Sp. z o.o.
Bogdan Czyżewski



Rys. 4 Pilniki wygięte do pilnikarek pneumatycznych – medium, średnica mocowania \varnothing 3,8 mm, długość części roboczej 65 mm



Rys. 5 Pilniki diamentowe do pilnikarek pneumatycznych – średnica trzonu mocowania \varnothing 3 mm, długość części roboczej 25 mm

➤ Adam Jaroszewicz

Pomiary podstawowych parametrów lotu statku powietrznego

Z punktu widzenia lotnictwa atmosfera to nie tylko środowisko, w jakim poruszają się statki powietrzne. Od jej właściwości fizykochemicznych zależy nie tylko wartość siły nośnej powstającej na powierzchniach nośnych statków powietrznych (skrzydła, łopaty wirnika nośnego), ale także warunki pracy zespołów napędowych oraz warunki pracy załogi. Zmiana wybranych parametrów atmosfery (np. ciśnienie, temperatura, gęstość, przyspieszenie ziemskie) wraz z wysokością może zostać wykorzystana do określania wysokościowo-prędkościowych parametrów lotu statku powietrznego. Wartości ww. parametrów charakteryzujących stan atmosfery na danej wysokości oraz ich zmiany wraz ze zmianą wysokości są na ogół przypadkowe. Jednakże, na podstawie średnich wyników pomiarów prowadzonych przez dziesięciolecia, został ustalony model atmosfery ziemskiej w postaci ściśle określonych zależności zmian wartości tych parametrów, występujący wraz ze zmianą wysokości lotu statku powietrznego. Model ten został nazwany Międzynarodową Atmosferą Wzorcową.

Atmosfera wzorcowa, atmosfera standardowa (ang. International Standard Atmosphere, ISA) (rys. 1) jest to pionowy, umowny rozkład ciśnienia, temperatury, gęstości i lepkości kinematycznej powietrza oraz prędkości dźwięku, przyjęty za wzorzec międzynarodowy do porównywania wyników badań statków powietrznych i zespołów napędowych, przeprowadzanych w różnych warunkach atmosferycznych.

Atmosfera wzorcowa jest atmosferą umowną przyjętą za wzorzec po pierwszej wojnie światowej przez FAI (Federation Aeronautique Internationale) i CINA (Commission Internationale de Navigation Aérienne), a po drugiej wojnie światowej poprawiona i przyjęta przez międzynarodową organizację lotniczą ICAO (International Civil Aviation Organisation).

Parametry atmosfery wzorcowej są obliczane przy założeniu, że atmosfera jest układem statycznym, powietrze jest gazem suchym, a jego skład chemiczny nie zależy od wysokości. Zgodnie z ISA wielkości ciśnienia, temperatury i gęstości powietrza na

Naturalnym środowiskiem, w jakim poruszają się współczesne statki powietrzne, są dolne warstwy atmosfery ziemskiej. Atmosferą ziemską nazywa się mieszaninę gazów otaczającą kulę ziemską do wysokości 2000-3000 km i wirującą wraz z nią w ruchu dobowym.

poziomie morza i szerokości geograficznej 45° przyjęto jako standardowe:

- Temperatura T_0 288,15 K (+15 °C)
- Ciśnienie p_0 1013,27 hPa
- Gęstość ρ_0 1,2255 kg/m³
- Lepkość kinematyczna $1,461 \times 10^{-5}$ m²/s
- Prędkość dźwięku a 340,3 m/s

Idea aerodynamicznych pomiarów parametrów lotu (wysokość lotu, prędkość pionowa, prędkość pozioma względem otaczających mas powietrza, prędkość dźwięku – liczba Macha) polega na wyznaczaniu ich wartości metodą pośrednią, w oparciu o zmierzone wartości parametrów powietrza otaczającego statek powietrzny (ciśnienia statycznego, ciśnienia całkowitego strugi, temperatury zatrzymanych strug powietrza) z uwzględnieniem związków ustalonych w Międzynarodowej Atmosferze Wzorcowej i równaniu Bernoulliego.

Podstawową zależność barometryczną metody pomiaru wysokości lotu statku powietrznego można obliczyć, rozpatrując równanie sił działających na elementarny słup powietrza o wysokości dH , stałym przekroju S i gęstości ρ , traktując powietrze jako gaz doskonały.

$$\frac{dp}{p} = - \frac{1}{RT(H)} dH \quad (1)$$

gdzie: dp – różnica ciśnień działających na elementarny słup powietrza o wysokości dH

R – stała gazowa

T – temperatura

Temperatura T jest funkcją wysokości. Rozkład temperatur w całym zakresie zmian wysokości 0÷95 km, przyjęty w Atmosferze Wzorcowej, nie jest stały. Zakres ten dzieli się na 6 podzakresów, w których zmiany temperatury można aproksymować zależnością liniową.

$$T_H = T_0 + k_{i1}(H - H_0) \quad (2)$$

gdzie: k_{i1} – gradient temperatury i -tego podzakresu

H_0 – wysokość początkowa podzakresu

H – wysokość, na której dokonujemy pomiaru

T_0 – temperatura początkowa i -tego podzakresu

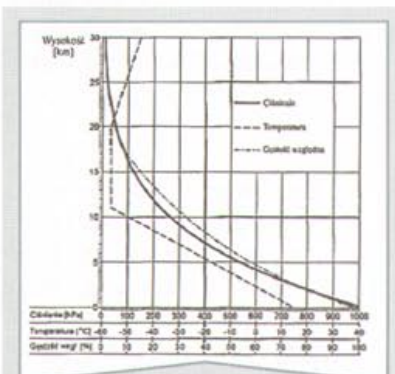
Dla obliczeń zostały przyjęte następujące podzakresy: 1) 0÷11 km, 2) 11÷25 km, 3) 25÷46 km, 4) 46÷54 km, 5) 54÷80 km, 6) 80÷95 km. Lotnictwo wykorzystuje dwa pierwsze podzakresy, dla których:

$$1) 0 \div 11 \text{ km} \quad k_{11} = -0,0065 \text{ K/m } (-6,5 \text{ K/km})$$

$$T_0 = 288,15 \text{ K } (+15 \text{ °C})$$

$$2) 11 \div 25 \text{ km} \quad k_{12} = 0$$

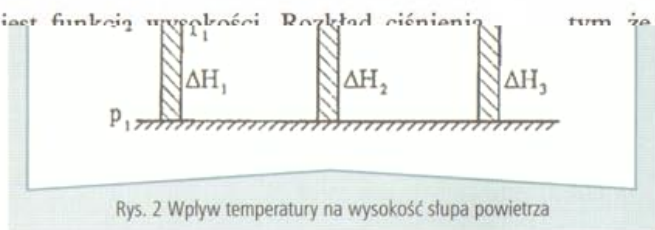
$$T_0 = 216,66 \text{ K } (-56,49 \text{ °C})$$



Rys. 1 Model atmosfery ziemskiej do wysokości 30 000 m

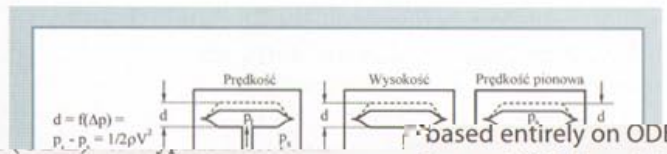
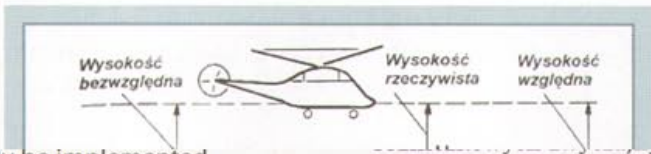
Występująca w strumieniu powietrza energia kinetyczna zamienia się w energię potencjalną. Potrzebny do statku ciśnienie jest funkcją wysokości. Rozkład ciśnienia w strumieniu powietrza jest taki, że przy równym ciśnieniu dynamicznym (ψ_D) jest ciśnieniem pot...

ciśnienie dynamiczne (ψ_D) jest ciśnieniem pot...



Rys. 2 Wpływ temperatury na wysokość słupa powietrza

W wyniku zahamowania przepływającego strumienia powietrza do prędkości równej 0 i zamianie jego energii kinetycznej w energię potencjalną, w wyniku czego wytwarza się ciśnienie zwane ciśnieniem całkowym. Ciśnienie całkowite jest sumą ciśnienia statycznego i ciśnienia dynamicznego. Ciśnienie dynamiczne (ψ_D) jest ciśnieniem pot...



readily be implemented
for modelling com-
paring systems. The
simulate dynamics of
n one-acting cylinder in

nia uproszczonego równania przepływu (30) współczynnik
wydatku μ należy wyznaczyć doświadczalnie. ■

Streszczenie

Na podstawie równań Naviera-Stokesa dla przepływu jednowymiarowego opracowano równania modelu przewodu pneumatycznego o parametrach skupionych. Model matematyczny oparty na równaniach różniczkowych zwyczajnych może być bez trudności zaimplementowany w większości programów komputerowych do symulacji złożonych systemów inżynierskich. Opracowany model przewodu wykorzystano do symulacji dynamiki prostego obwodu pneumatycznego z siłownikiem tłokowym jednostronnego działania w programie Matlab-Simulink.

based entirely on ODEs can
in most ODE-based simulators
plex heterogeneous engine
pipeline model was used to
simple pneumatic circuit with
Matlab-Simulink.

dr inż. Zbigniew Kamiński
Politechnika Białostocka
Wydział Mechaniczny
Katedra Budowy i Eksploatacji

Literatura

- [1] **Anderson J.D.:** *Computational Fluid Dynamics – the basics with applications*. McGraw-Hill International Editions, 1995.
- [2] **Barth H.-J.:** *Einfache Kennzeichnung und Berechnung von Druckverlusten in der Pneumatik*. Pneumatik 1994, 9, str.564-569.
- [3] **Brower W.B. Jr.:** *A primer in fluid mechanics. Dynamics of flows on one space dimension*. CRC Press, Boca Raton (1999).
- [4] **Elmqvist H., Tummescheit H., Otter M.:** *Object-oriented modeling of thermo-fluid systems*. Proceedings of the 3rd International Modelica Conference. Linköping, November 3-4, 2003.
- [5] **Jakubashke O.:** *Grundlage der Pneumatik*. Krausskopf Verlag, Mainz 1978.
- [6] **Kamiński Z.:** *Modelowanie nieliniowości i nieciągłości w pneumatycznych siłownikach tłokowych*. Pneumatyka 2006, 6, s. 5-9.
- [7] **Kamiński Z.:** *Metody określania właściwości przepływowych elementów pneumatycznych*. Pneumatyka 2007, 5, s. 24-28.
- [8] **Postrzednik S.:** *Termodynamika zjawisk przepływowych. Jednowymiarowe przepływy odwrotne*. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [9] **Prudnikov S.N.:** *Rasčet upravljajuschich ustrojstv pnevmatičeskich sistem*. Mašinostroenie, Moskwa 1987.
- [10] **Reeßing M., Döring U., Brix T.:** *The future of product development. Part. 4: Modeling of heterogeneous systems in early design phases*. Springer, Berlin-Heidelberg, 2007.
- [11] **Staniszewski B.:** *Wymiana ciepła. Podstawy teoretyczne*. PWN, Warszawa 1979.
- [12] **Tang P.K. i inni:** *Analysis of ventilation systems subjected to explosive transients. Far-field analysis*. Los Alamos National Laboratory. Los Alamos, New Mexico 87545, November 1981. LA-9094-MS.
- [13] **Thomas P.:** *Simulation of industrial processes – for control engineers*. Butterworth, Heinemann, 1998.

niach – za pośrednictwem tzw. portów ciśnienia statycznego. Ciśnienie statyczne w całym zakresie zmian wysokości 0÷95 km, przyjęty w całym zakresie zmian wysokości 0÷95 km, przyjęty

owymy gęstości odpowiadają równe wysokościowe.

Bezwymiarową jednostką określającą prędkość lotu statku powietrznego jest liczba Macha (Ma), równa stosunkowi prędkości rzeczywistej lotu do prędkości dźwięku w danych warunkach lotu.

$$Ma = \frac{v}{a} \quad (9)$$

prędkość lotu
składowa prędkość dźwięku

est stosunkiem dwóch wartości o tych samych wymiarach, więc jest liczbą bezwymiarową. Prędkość dźwięku $a = 1$ zależna jest od temperatury: w temperaturze $T = +15\text{ }^\circ\text{C}$ jej wartość wynosi ok. 1225 km/h, przy $T = +1000\text{ }^\circ\text{C}$ rośnie wraz ze wzrostem temperatury. Na wysokości 11000 m nad poziomem morza liczbę Macha $Ma = 1$ ze względu na niską temperaturę powietrza odpowiada prędkości $v = 1062\text{ km/h}$.

$$(10)$$

liczba Macha (m/s)

temperatura otaczającego powietrza (K)

ru prędkości lotu statku powietrznego w metodzie pomiaru ciśnienia dynamicznego w strugach powietrza. Równanie Bernoulliego dla strugi powietrza napływającego na odkrytą część kadłuba można zapisać w postaci:

$$\frac{\rho_1 v_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho_2 v_2^2}{2} + p_2 \quad (11)$$

prędkość napływających strug powietrza
ciśnienie napływających strug powietrza
gęstość napływających strug powietrza
prędkość zahamowanych strug powietrza
ciśnienie zahamowanych strug powietrza
gęstość zahamowanych strug powietrza

po zahamowaniu strugi powietrza $V_2 = 0$ i powietrze jest nieściśliwe, dla prędkości powyżej wzór przyjmie postać:

$$(12)$$

$$\rho_1 = \rho_2 \text{ oraz } v_1 = v_2$$

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho v^2}{2} \quad (13)$$

zakładając założenia otrzymujemy

$$(14)$$

zgodnie z wzorem (7) i określa wartość prędkości przyrządowej w zależności od ciśnienia dynamicznego i gęstości powietrza otaczającego statek powietrzny. Prędkość przyrządową w rzeczywistości mierzy ciśnienie dy-

namierzni ziemi i równa jest geometrycznej średniej z wysokości i wysokości nad poziomem morza. Ciśnienie p jest funkcją wysokości. Ciśnienie statyczne w całym zakresie zmian wysokości 0÷95 km, przyjęty w całym zakresie zmian wysokości 0÷95 km, przyjęty

całkowite, pobierane przez odbiornik ciśnienia powietrza, znacznie odbiega od wartości rzeczywistych. Dla kątów natarcia w zakresie 15-18° ciśnienie statyczne różni się o 10% od ciśnienia rzeczywistego, zaś ciśnienie całkowite o 13-14%.
Przy identycznej charakterystyce odbiorników ciśnienia powietrza (błędy pomiaru ciśnienia statycznego i całkowitego mają ten sam znak), zmierzone ciśnienie dynamiczne różni się od ciśnienia rzeczywistego o różnicę między błędem odbioru ciśnienia całkowitego a błędem odbioru ciśnienia statycznego. Przy założeniu, że błędy ciśnienia statycznego i całkowitego mają ten sam znak, błąd ciśnienia dynamicznego (błąd aerodynamiczny pomiaru prędkości) dla kątów natarcia 15-18° nie przekroczy wartości 3-4%.
Prędkość lotu statku powietrznego mierzy się w stosunku do otaczającego powietrza (względem otaczających strug powietrza) oraz w stosunku do ziemi, określając składowe prędkości: horyzontalną oraz pionową (metoda aerodynamiczna).

- 0 m – $v < 0,6\text{ Ma}$,
- 34 m – $v = 0,8\text{ Ma}$, $H = 9\text{ km}$
- 730 m – $v = 3\text{ Ma}$, $H = 18\text{ km}$

Przy kątach natarcia powyżej 5° ciśnienie statyczne i całkowite, pobierane przez odbiornik ciśnienia powietrza, znacznie odbiega od wartości rzeczywistych. Dla kątów natarcia w zakresie 15-18° ciśnienie statyczne różni się o 10% od ciśnienia rzeczywistego, zaś ciśnienie całkowite o 13-14%.

Przy identycznej charakterystyce odbiorników ciśnienia powietrza (błędy pomiaru ciśnienia statycznego i całkowitego mają ten sam znak), zmierzone ciśnienie dynamiczne różni się od ciśnienia rzeczywistego o różnicę między błędem odbioru ciśnienia całkowitego a błędem odbioru ciśnienia statycznego. Przy założeniu, że błędy ciśnienia statycznego i całkowitego mają ten sam znak, błąd ciśnienia dynamicznego (błąd aerodynamiczny pomiaru prędkości) dla kątów natarcia 15-18° nie przekroczy wartości 3-4%.

Prędkość lotu statku powietrznego mierzy się w stosunku do otaczającego powietrza (względem otaczających strug powietrza) oraz w stosunku do ziemi, określając składowe prędkości: horyzontalną oraz pionową (metoda aerodynamiczna).

Pomiar prędkości względem otaczających strug powietrza pozwala na określenie dwóch rodzajów prędkości:

- Prędkość przyrządowa (wskazywana) IAS (*Indicated Air Speed*) – prędkość mierzona przy założeniu stałej gęstości powietrza równej gęstości na poziomie morza (ISA). Wraz ze wzrostem wysokości lotu maleje gęstość powietrza, więc wraz ze wzrostem wysokości lotu maleją wskazania prędkościomierza prędkości przyrządowej przy stałej wartości prędkości rzeczywistej,
- Prędkość rzeczywista TAS (*True Air Speed*) – prędkość mierzona względem otaczających strug powietrza z uwzględnieniem zmian gęstości powietrza przy zmianach wysokości lotu.

Dla celów nawigacyjnych wyróżnia się jeszcze prędkość podróżną, która jest prędkością statku powietrznego względem po-



Rys. 8 Odbiornik ciśnienia powietrza – smigłowiec AH-64D Apache

gdzie: v – prędkość lotu
 a – prędkość dźwięku

Liczba Macha Ma jest liczbą bezwymiarową, odpowiadającą stosunkowi prędkości do prędkości dźwięku. Na wysokości 11000 m nad poziomem morza liczbę Macha $Ma = 1$ ze względu na niską temperaturę powietrza odpowiada prędkości $v = 1062\text{ km/h}$.

$$Ma = 20\sqrt{T}$$

gdzie: Ma – liczba Macha
 T – temperatura

Zasada pomiaru prędkości oparta jest na metodzie pomiaru ciśnienia dynamicznego w strugach powietrza napływających na odkrytą część kadłuba. Równanie Bernoulliego dla strugi powietrza napływającego na odkrytą część kadłuba można zapisać w postaci:

$$\frac{\rho_1 v_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho_2 v_2^2}{2} + p_2$$

gdzie: v_1 – prędkość napływających strug powietrza
 p_1 – ciśnienie napływających strug powietrza
 ρ_1 – gęstość napływających strug powietrza
 v_2 – prędkość zahamowanych strug powietrza
 p_2 – ciśnienie zahamowanych strug powietrza
 ρ_2 – gęstość zahamowanych strug powietrza

Przy całkowitym zahamowaniu strugi powietrza $V_2 = 0$ i powietrze jest nieściśliwe, dla prędkości powyżej 400 km/h powyższy wzór przyjmie postać:

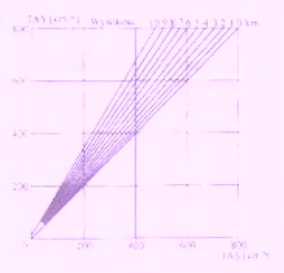
$$\frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho} = \frac{v^2}{2}$$

Podstawiając $p_1 - p_2 = \Delta p$ otrzymujemy

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{\rho v^2}{2}$$

$$v_{IAS} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Wzór (14) jest używany do pomiaru prędkości przyrządowej i gęstości powietrza otaczającego statek powietrzny. Prędkość przyrządową w rzeczywistości mierzy ciśnienie dy-



Rys. 9 Prędkość rzeczywista i przyrządowa w funkcji zmian wysokości lotu

dynamiczne, które zależy od gęstości powietrza. Prędkościomierze te są skalowane dla wartości gęstości powietrza $\rho_0 = 1,2255 \text{ kg/m}^3$, odpowiadającej poziomowi zerowemu ISA i tylko dla tej gęstości powietrza prędkość rzeczywista TAS jest równa prędkości przyrządowej IAS.

Dla prędkości lotu przekraczających 400 km/h wzory skalowania prędkościomierza powinny uwzględniać także wpływ ściślności powietrza. Przykładowe wartości liczbowe błędów pomiaru prędkości przyrządowej dla prędkości lotu nie przekraczającej 1000 km/h przedstawione zostały w tabeli poniżej.

V [km/h]	100	400	1000
Różnica Δp [%]	0,2	2,5	15,1
Różnica V [%]	0,1	1,2	6,6
Różnica V [km/h]	0,1	4,8	66

W celu pomiaru prędkości rzeczywistej V_{TAS} do wzoru (13) należy wprowadzić poprawkę, dotyczącą gęstości powietrza.

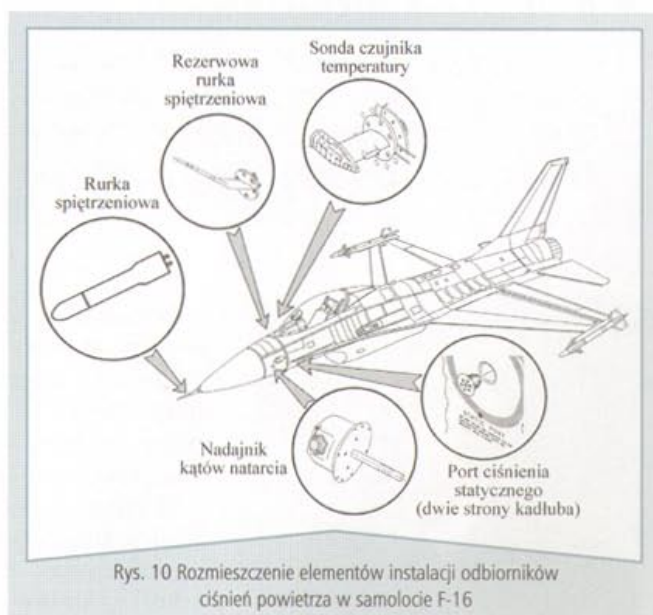
$$v_{TAS} = v_{IAS} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_H}} = \frac{v_{IAS}}{\sqrt{\Delta}} \quad (15)$$

gdzie: $\Delta = \frac{\rho_H}{\rho_0}$ (w praktyce można zastosować wzór przybliżony, który wprowadza błąd $\leq 1\%$ w postaci

$$\Delta = \frac{20 - H(km)}{20 + H(km)} \text{ lub } \sqrt{\Delta} = \frac{38 - H(km)}{38 + H(km)}$$

W praktyce przybliżoną prędkość rzeczywistą można obliczyć, dodając ok. 2% prędkości przyrządowej IAS do wskazań V_{IAS} na każde 300 m (1000 ft) wysokości lotu.

Przedstawiona metoda pomiaru podstawowych parametrów pilotażowych statku powietrznego, opierająca się na pomiarze ciśnienia powietrza otaczającego statek powietrzny, jest jedną z wielu stosowanych we współczesnym lot-



Rys. 10 Rozmieszczenie elementów instalacji odbiorników ciśnienia powietrza w samolocie F-16

nictwie. Pomimo istniejących błędów metodycznych i instrumentalnych, metoda ta jest szeroko stosowana we współczesnym lotnictwie – głównie ze względu na prostotę pomiaru jak i na autonomiczność całego procesu pomiarowego. Metody nowocześniejsze (dopplerowskie, laserowe, inercyjne) zwiększają dokładność pomiaru kilkukrotnie, jednakże okupione jest to wzrostem stopnia złożoności systemu (komputery pokładowe, giroskopy laserowe), ciężarem i kosztami.

mgr inż. Adam Jaroszewicz

Politechnika Wroclawska
Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Zakład Inżynierii Lotniczej

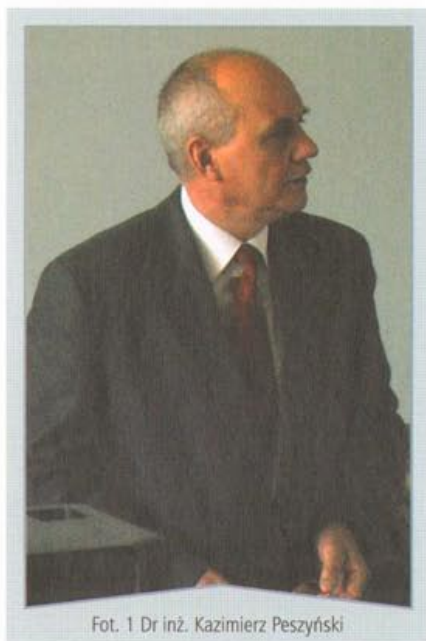
Literatura

- Zbigniew Polak, Andrzej Rypulak:** *Awionika, przyrządy i systemy pokładowe*. WSOSP Dęblin, 2002
- J. Okoń, L. Paluszkiwicz:** *Psychologia inżynierska – Dostosowanie maszyn i urządzeń do człowieka*. PWN Warszawa, 1966.
- Tablice matematyczno-fizyczne*. Wydawnictwo Adamantan, Warszawa, 1995
- Cary R. Spitzer:** *The Avionics Handbook*. CRC Press LLC Washington, 2001
- Marek Żebrowski:** *Loty według przyrządów*. WKiŁ Warszawa, 1971
- Ilustrowany Leksykon Lotniczy – Osprzęt i Radioelektronika*. WKiŁ Warszawa, 1990
- Ergonomia w służbie wojska*. Wydawnictwo MON, Warszawa, 1972
- Zbigniew Polak:** *Podstawy użytkowania śmigłowca W-3WA „Sokół” – Osprzęt*. WSOSP Dęblin, 2000
- J. Kazana, J. Lipski:** *Budowa i eksploatacja pokładowych przyrządów lotniczych*. WKiŁ Warszawa, 1983
- J. Lipski:** *Eksploatacja lotniczych przyrządów pokładowych*. WKiŁ Warszawa, 1963
- Z. Kowalkowski:** *Lotnicze przyrządy pokładowe – Ciśnieniowe elementy sprężyste*. WAT Warszawa, 1984
- D. Brożek:** *Przyrządy pokładowe śmigłowca W-3WA – Część 3*. CSiL Oleśnica, 2000
- T. Grzegorzczuk:** *Lotnicze systemy pomiarowe: Czujniki*. WAT Warszawa, 2000
- T. Krawczyk:** *Lotnicze przyrządy pokładowe*. WAT Warszawa, 1984
- A. Stefanowicz:** *Pokładowe układy pomiarowe*. PWN Warszawa, 1988

➤ Małgorzata Wiewiórowska

W dniach 17-20 czerwca w malowniczo położonym dziewiętnastowiecznym zamku w Rokosowie odbyło się cykliczne seminarium branży energetyki sprężonego powietrza.

Spotkanie w Rokosowie



Fot. 1 Dr inż. Kazimierz Peszyński

Seminarium to dotyczyło również dotacji inwestycji przemysłowych z unijnego programu „Innowacyjna gospodarka 2007-2013”, a było zorganizowane przez firmy IN-TECH Polska i PMConsulting Sp. z o.o.

To elitarnie spotkanie rozpoczął wykładem pt. „Nowe trendy w technice strumieniowej” dr inż. Kazimierz Peszyński z Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy.

Wyjaśnił na początku znaczenie samego pojęcia „technika strumieniowa” i nakreślił, jak szerokie spektrum zastosowań jest już sugerowane i badane. Przedstawił liczne przykłady wykorzystania i zastosowania techniki mikrostrumieniowej w życiu człowieka – co wzbudziło wielkie ożywienie wśród słuchaczy.

Pośród kilkudziesięciu osób reprezentujących różne branże przemysłowe byli między innymi przedstawiciele takich firm, jak: Elektrownia Bełchatów, l'Oreal Polska, Timken Polska, Volvo, Ardagh Glass Gostyń i wiele innych.

Program dwudniowych wykładów obejmował głównie dwie dziedziny: technologię sprężania powietrza w aspekcie techniczno-konomicznym oraz możliwości pozyskania funduszy unijnych na ich realizację.

W pierwszym dniu zostały zaprezentowane zalety konstrukcyjne i eksploatacyjne sprężarek łopatkowych. Omówione zostały również rozwiązania systemowe całych sieci rozprowadzania sprężonego powietrza w celu obniżenia energochłonności układu.



Fot. 2 Zamek w Rokosowie – Ośrodek Integracji Europejskiej



Fot. 3 Zwiedzanie huty szkła Ardagh Glass Gostyń



Fot. 4 Zjazd na Soplicowo

Prezentacja poruszanych zagadnień stała się powodem ożywionej dyskusji wśród słuchaczy, jako że w każdym zakładzie przemysłowym szuka się dzisiaj oszczędności.

W drugim dniu spotkania w Rokosowie organizatorzy starali się odpowiedzieć na pytanie, gdzie można szukać funduszy na sfinansowanie modernizacji istniejących sieci pneumatycznych.

Nowością w dotychczasowej tradycji seminariów było jednodniowe szkolenie dotyczące możliwości pozyskania funduszy unijnych w inwestycjach przemysłowych. Przedstawiciele firmy PMConsulting omówili skuteczność pozyskiwania środków unijnych, zasadniczy aspekt innowacyjności od momentu powstawania wniosku do rozliczania końcowego inwestycji z dotacjami na przykładzie zrealizowanych już projektów.

Przedstawiciele różnych firm byli bardzo zainteresowani tematem szkolenia, zadawali wiele pytań w kontekście problemów w swoich zakładach pracy.

Dyskusja kontynuowana była do późnych godzin wieczornych na świeżym powietrzu, przy grillu i ognisku. Nie zapomnieliśmy odwiedzić tzw. piekielka w zamku, gdzie przedyskutowano wiele tematów.

Organizatorzy zadbali także o program imprez towarzyszących. Odbyła się wycieczka do filmowego Soplicowa, gdzie biletem wstępu był kieliszek zmrożonej nalewki ziołowej. Odwiedziliśmy także zakład produkcyjny opakowań szklanych Ardagh Glass Gostyń, gdzie główny inżynier Wojciech Borowiak opowiedział o wyma-

ganych standardach technicznych w zakładzie i omówił rozwiązania transportu sprężonego powietrza do celów technologicznych.

Spotkania takie integrują środowisko inżynierów różnych zakładów przemysłowych, umożliwiają nawiązanie kon-

taktów i wymianę poglądów na temat kierunków i nowych technologii uwzględniających zalecenia UE. ■

Małgorzata Wiewiórska
Politechnika Wrocławska



Fot. 5 Wykład w salach pałacu w Rokosowie



Fot. 6 Uczestnicy seminarium

➤ Tomasz Kuźmierowski

W artykule przedstawiono algorytmy sterowania manipulatora równoległego przestrzennego typu Triplanar. Manipulator ten posiada trzy jednakowe napędy w postaci planarnych silników krokowych wyposażonych w pneumatyczne łożysko aerostaticzne.

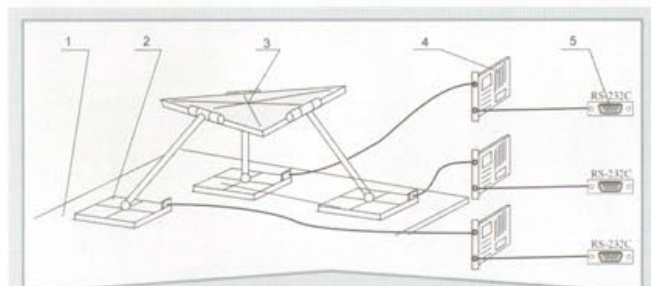
Sterowanie manipulatora typu Triplanar z pneumo-magnetycznymi podporami napędowymi

Streszczenie

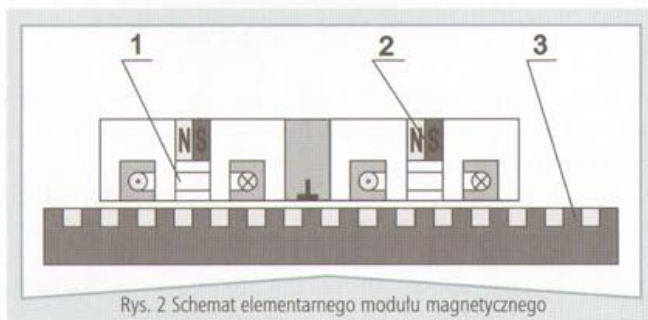
W artykule przedstawiono algorytmy sterowania manipulatora równoległego przestrzennego typu Triplanar. Manipulator ten posiada trzy jednakowe napędy w postaci planarnych silników krokowych wyposażonych w pneumatyczne łożysko aerostaticzne. Każdy z napędów pneumo-magnetycznych może wykonać dwa ruchy prostopadłe po płaszczyźnie podstawy, a efektor manipulatora posiada sześć stopni swobody. Autor opracował algorytm sterowania podporami, umożliwiającą zajęcie przez efektor dowolnej pozycji i orientacji w przestrzeni w ramach strefy roboczej manipulatora.

Konstrukcja manipulatora typu Triplanar

W pracy zastosowano zmodyfikowaną wersję platformy Stewarta-Gougha. Model kinematyczny wybranego mechanizmu przedstawiono na rysunku 1. W przedstawionej modyfikacji zastąpiono gałęzie o stałych punktach mocowania i zmiennej długości (siłowniki) członami o stałej długości i z ruchomymi podporami. Wyeliminowano w ten sposób główną wadę mechanizmu Stewarta, a mianowicie małą strefę roboczą efektora. Użyte płaskie podpory aerostaticzne (2) napędzane są liniowymi planarnymi silnikami krokowymi, sterowanymi przez komputer za pośrednictwem specjalizowanych kart sterowania (4) przez port szeregowy RS-232 (5). Podpory (2) mają możliwość przemieszczania się po płaszczyźnie XY (1) w dwóch prostopadłych kierunkach i sterowane są niezależnie. Podstawa (1) jest jednocześnie statorem dla silników krokowych, zamontowanych w podporach (2). W celu zmniejszenia opo-



Rys. 1 Mechanizm przestrzenny równoległy z mechatronicznymi podporami aerostaticznymi



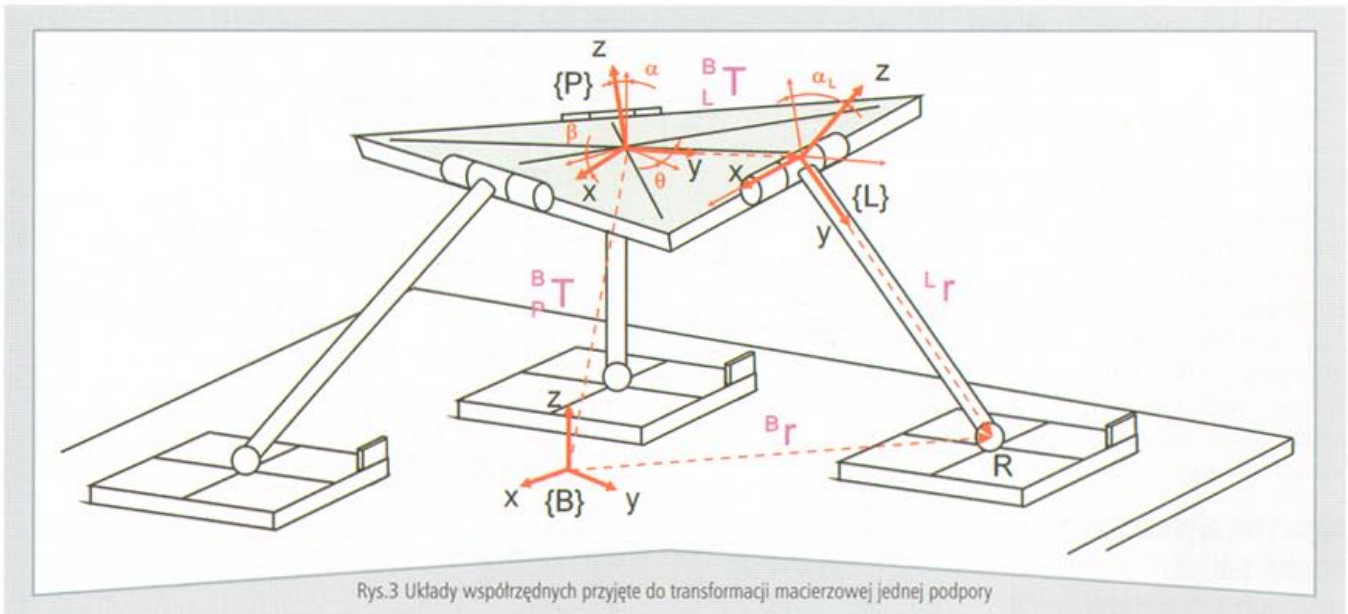
Rys. 2 Schemat elementarnego modułu magnetycznego

rów ruchu pomiędzy podporą a podłożem wytworzona jest poduszka powietrzna (płaskie łożysko aerostaticzne).

Gałęzie łączące efektor z ruchomą podstawą tworzą z efektorą parę obrotową (klasa V) i parę sferyczną z podporą (klasa III). Podpora porusza się po nieruchomej podstawie w dwóch prostopadłych osiach, tworząc parę powierzchniową kinematyczną IV klasy. Zastosowany napęd mechatroniczny pozwolił na niezależne sterowanie każdą z podpór i tym samym realizację przez efektor dowolnej trajektorii w przestrzeni. Struktura kinematyczna manipulatora sprawia, że człon bierny (efektor) posiada sześć stopni swobody. Ma on możliwość zmiany pozycji w trzech osiach w układzie kartezjańskim oraz zmiany orientacji poprzez wychylenie w trzech kierunkach (obrót względem trzech osi układu prostokątnego).

Schemat modułu magnetycznego, zamocowanego w aluminiowej ramie podpory aerostaticznej, przedstawiono na rysunku 2. Składa się on z dwu rdzeni magnetycznych (1) połączonych jarmem, pomiędzy którymi znajdują się magnesy trwałe (2).

Rdzenie (tworniki) mają nacięte zęby, znajdujące się od siebie w odległości odpowiadającej podziałce zębów stojana. Stojanem (3) jest nieruchoma podstawa stanowiska. Liniowy silnik krokowy przekształca bezpośrednio ciąg sterujących impulsów elektrycznych na ciąg przesunięć liniowych. Kierunek przesunięć twornika ma związek z sekwencją podawanych impulsów. Prędkość przemieszczania twornika zależy od częstotliwości podawanych impulsów, natomiast wartość, o jaką twornik przesunie się względem stojana, zależy od liczby podawanych impulsów. Liniowy silnik krokowy nie może pracować bez od-



Rys.3 Układy współrzędnych przyjęte do transformacji macierzejowej jednej podpory

powiedniego układu sterowania, który zapewni kształtowanie pożądanych charakterystyk silnika.

Zaletą wybranej konstrukcji jest możliwość łatwego rozwiązania problemu zadania odwrotnego kinematyki w czasie rzeczywistym przy użyciu komputera. Dzięki zastosowaniu napędów planarnych została wyeliminowana główna wada mechanizmów, których konstrukcja oparta jest na platformie Stewarta-Gougha, a mianowicie mała strefa robocza efektora. Strefa robocza zależy jedynie od wielkości powierzchni bazowej, po której porusza się manipulator.

Algorytm rozwiązania zadania odwrotnego kinematyki

Położenie i orientacja efektora opisane są za pomocą sześciu parametrów konfiguracyjnych: trzech współrzędnych x_p, y_p, z_p położenia w przestrzeni środka efektora oraz trzech kątów obrotu efektora α, β, θ względem osi globalnego układu współrzędnych podstawy. Przedstawia to rysunek 3, na którym pokazano również przyjęte układy współrzędnych.

Z nieruchomą podstawą, po której przemieszczają się podpory, związano globalny układ współrzędnych {B}. Na środku efektora umieszczono lokalny układ współrzędnych, oznaczony jako {P}. Każdy z członów łączących kolejne podpory z efekтором posiada własny układ lokalny {L_i}. Przy tak przyjętych układach współrzędnych, wykorzystując zapis we współrzędnych jednorodnych, położenie środków każdej z podpór (R_i) w globalnym układzie współrzędnych można wyrazić wzorem na wektor ${}^B r_i$ (6.21).

$${}^B r_i = {}^B T_P \cdot {}^P T_{L_i} \cdot {}^L r_i \quad (1)$$

gdzie: ${}^B r_i$ – szukany wektor położenia podpory w układzie globalnym {B}

$${}^B r_i = [x_i \quad y_i \quad 0 \quad 1]^T \quad (2)$$

${}^B T_P$ – macierz transformacji współrzędnych układu efektoru {P} do współrzędnych wyrażonych w układzie globalnym {B}

$${}^B T_P = {}^B D(x_p, y_p, z_p) \cdot R_z(\theta) \cdot R_x(\alpha) \cdot R_y(\beta) \quad (3)$$

${}^P T_{L_i}$ – macierz transformacji współrzędnych układu lokalnego {L_i} do współrzędnych w układzie efektoru {P}

$${}^P T_{L_i} = R_z(\theta_{120,i}) \cdot {}^P D(h_i) \cdot R_x(\alpha_{L_i}) \quad (4)$$

${}^L r_i$ – wektor współrzędnych położenia podpory w układzie lokalnym {L_i}

$${}^L r_i = [0 \quad l \quad 0 \quad 1]^T;$$

l – długość członu łączącego podporę z efekтором

${}^B D$ – macierz przesunięcia układu efektoru {P} względem układu globalnego {B}

$R_i(kat)$ – macierz obrotu układu wokół osi j o podany kąt

Przyjęte we wzorach (2), (3) i (4) symbole oznaczają kolejno:

i – numer podpory aerostaticznej ($i=1, 2$ lub 3);

x_p, y_i – współrzędne środków podpór aerostaticznych w globalnym układzie współrzędnych;

α – kąt obrotu efektoru względem osi X globalnego układu współrzędnych;

β – kąt obrotu efektoru względem osi Y globalnego układu współrzędnych;

θ – kąt obrotu efektoru względem osi Z globalnego układu współrzędnych;

x_p, y_p, z_p – współrzędne środka lokalnego układu współrzędnych efektoru {P} w układzie globalnym {B};

$\theta_{120,i}$ – kąt zależny od numeru podpory (dla pierwszej $\theta_{120} = 0^\circ$, dla drugiej $\theta_{120} = 120^\circ$, dla trzeciej $\theta_{120} = 240^\circ$);

α_{L_i} – kąt między osią Z układu efektoru {P} i osią Z układu lokalnego {L_i}

h_3 – odległość punktu łączenia gałęzi z efekтором od jego środka (jedna trzecia wysokości trójkąta tworzącego efektor).

Zgodnie z podanym wzorem (1) można wyliczyć współrzędne trzech podpór manipulatora A, B i C, używając innych danych przy wypełnianiu macierzy transformacji ${}^P_L T_i$ opisującej orientację układu i-tej gałęzi kinematycznej względem efektoru. Pozostałe macierze są niezmiennie dla każdej z trzech podpór.

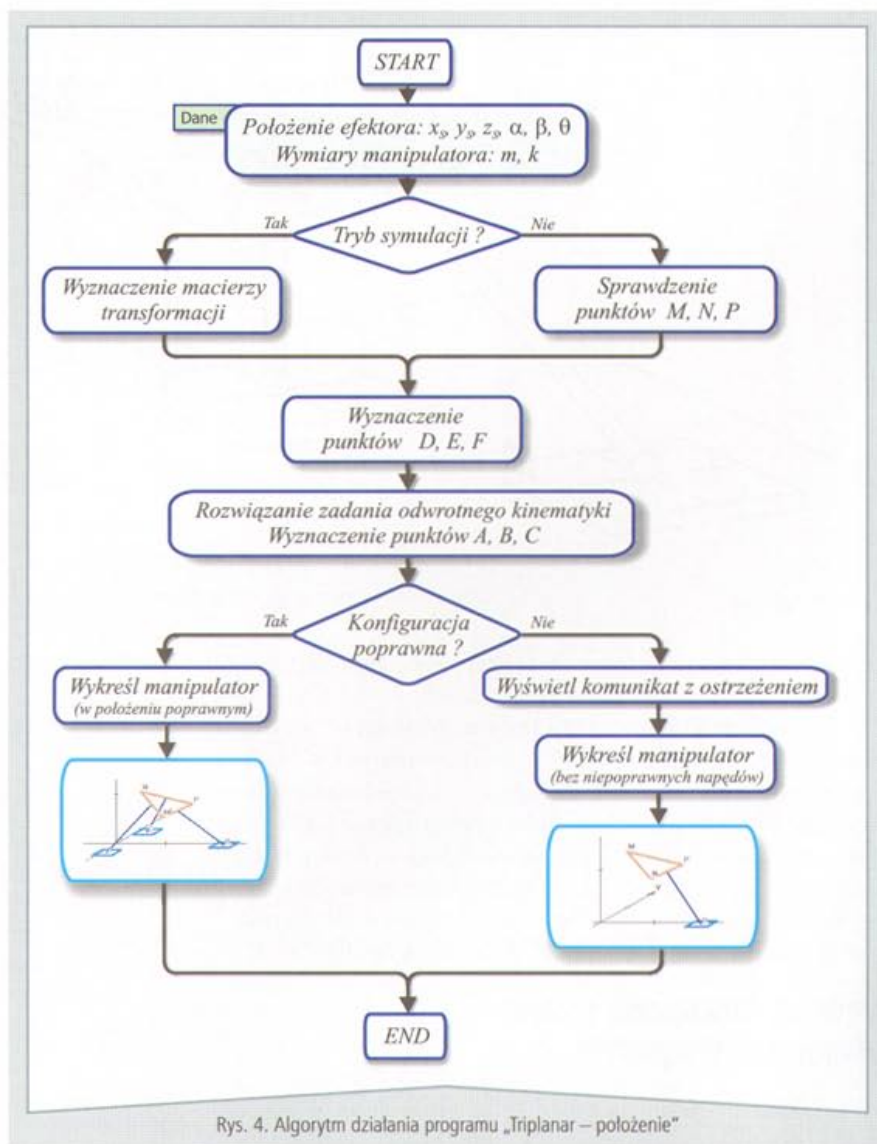
Algorytm wyznaczania pozycji podpór pneumatycznych

Do wyznaczania pozycji podpór napędowych manipulatora, opierając się na rozwiązaniu zadania odwrotnego kinematyki, autor stworzył program o nazwie „Triplanar – położenie”. Z użyciem tego programu można wyznaczyć i wykreślić położenie manipulatora oraz pozycje mechatronicznych podpór napędowych. Jako dane wejściowe do obliczeń przyjęto wymiary geometryczne manipulatora (długość boku efektoru, długość gałęzi łączącej efektor z podporą napędową, wymiary geometryczne podpór) oraz pozycję i orientację efektoru.

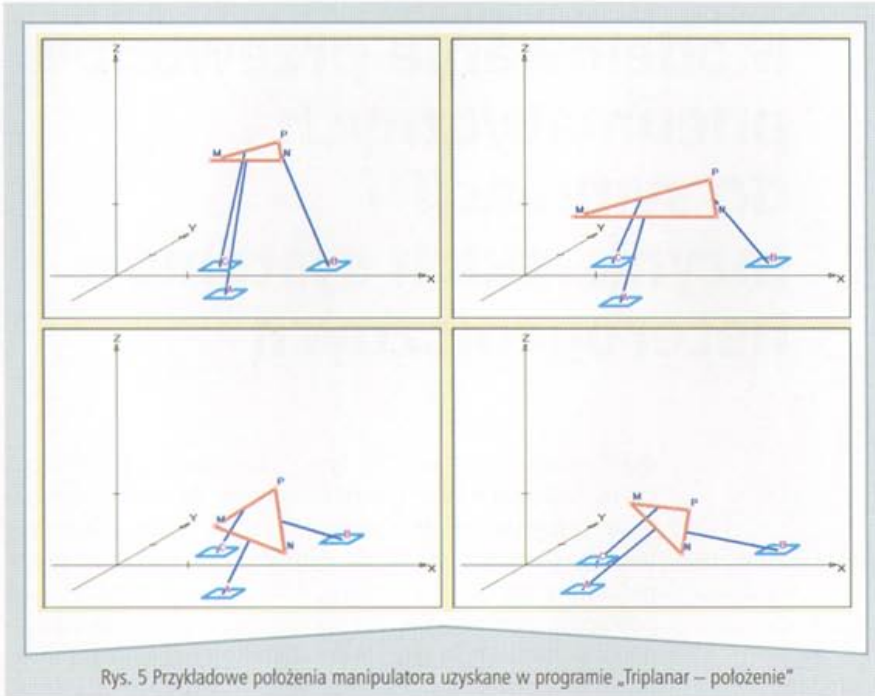
Podstawowe założenia programu były następujące:

1. Wyznaczenie dokładnych pozycji podpór napędowych manipulatora w globalnym układzie współrzędnych. Dane wejściowe to pozycja i orientacja efektoru.
2. Możliwość wykorzystania programu do badań symulacyjnych i weryfikacji otrzymanych wyników z badań stanowiskowych.
3. Możliwość dwojakiego sposobu podania położenia efektoru. Położenie efektoru w przestrzeni można opisać w postaci pozycji początku lokalnego układu współrzędnych efektoru oraz jego orientacji względem układu globalnego. Sposób ten może być wykorzystywany podczas symulacji i opisu położenia kontrolnego planowanej trajektorii. Drugi sposób, polegający na podaniu współrzędnych trzech punktów efektoru w układzie globalnym, może być wykorzystywany w badaniach stanowiskowych do weryfikacji wyznaczonego położenia i określenia dokładności osiągnięcia zaplanowanego położenia manipulatora.
4. Wyznaczenie i wyświetlenie wyliczonych wartości liczbowych współczynników kolejnych macierzy przekształcenia oraz ostatecznej macierzy transformacji układów współrzędnych.
5. Wyznaczenie współrzędnych punktów M, N i P należących do efektoru, ewentualnie sprawdzenie odległości między tymi punktami podczas pracy programu w trybie pomiarów stanowiskowych.
6. Wyznaczenie punktów D, E i F będącymi punktami styku efektoru z ramieniami łączącym efektor z napędami.
7. Rozwiązanie zadania odwrotnego kinematyki, a przez to i wyznaczenie współrzędnych podpór napędowych manipulatora.
8. Możliwość graficznej reprezentacji położenia manipulatora z oznaczeniem wyliczonych punktów efektoru i podpór.
9. Zasygnalizowanie przez program niepoprawnych konfiguracji manipulatora i odpowiednie oznaczenie tego faktu w postaci graficznej.

Stworzony program działa według algorytmu przedstawionego na rysunku 4. Pokazano na nim kolejność wykonywania działań podczas wyznaczania jednej konfiguracji manipulatora dla podanych parametrów wejściowych. W programie można dowolnie zmieniać dane i wielokrotnie powtarzać obliczenia.



Rys. 4. Algorytm działania programu „Triplanar – położenie”



Rys. 5. Przykładowe położenia manipulatora uzyskane w programie „Triplanar – położenie”

Program pozwala sprawdzić, czy konkretne położenie efektora nie spowoduje wprowadzenia manipulatora w położenie osobliwe lub czy nie spowoduje ono próby wyjścia poza dopuszczalną strefę roboczą. Gdy podane parametry wejściowe mogą spowodować uzyskanie nieprawidłowej konfiguracji manipulatora, program wyświetla odpowiednie ostrzeżenie. Gdy planowane położenie efektora ustawia manipulator w położeniu, w którym jedna lub więcej gałęzi kinematycznych powodowałaby oderwanie się podpory do podstawy lub zniszczenie konstrukcji, program pokazuje to poprzez nienarysowanie danej gałęzi i układu napędowego w obszarze rysowania.

Na rysunku 5 pokazano kilka przykładowych poprawnych konfiguracji manipulatora przy różnych położeniach

jące podporami, przy zmianie zadań stawianych przed manipulatorem, zmianie trajektorii oraz zmianie konfiguracji manipulatora. Oprogramowanie to, bazujące na zaprezentowanym algorytmie wyznaczania pozycji napędów, zostało wykorzystane do weryfikacji badań stanowiskowych manipulatora typu triplanar, badanego w ramach rozprawy doktorskiej autora niniejszego artykułu.

efektora, wykreślonych przez program „Triplanar – położenie”.

Przedstawiony program „Triplanar – położenie” został wykorzystany do badania możliwości ruchowych manipulatora typu Triplanar. Dzięki niemu oceniono zakresy możliwych zmian położenia i orientacji efektora. Wykryto konfiguracje powodujące wprowadzenie manipulatora w położenia osobliwe. Zbadano wpływ wymiarów geometrycznych na możliwości osiągnięcia przez manipulator wymaganych położenia. Program pozwolił również określić wstępne wymiary efektora i członów łączących go z układami napędowymi do budowy modelu użytego w badaniach stanowiskowych.

Podsumowanie

Opracowane oprogramowanie „Triplanar – położenie” pozwala, w szybki sposób, wygenerować programy steru-

Dr inż. Tomasz Kuźmierowski

Politechnika Białostocka

Wydział Mechaniczny

Katedra Automatyki i Robotyki

➤ Literatura

- [1] **Craig J.J.:** *Wprowadzenie do robotyki. Mechanika i sterowanie.* Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1995.
- [2] **Kuźmierowski T.:** *Wyznaczanie położenia efektora przestrzennego mechanizmu równoległego. Teoria maszyn i mechanizmów: XIX Konferencja Naukowo-Dydaktyczna, Kraków, 12-14.10.2004 r., s. 243-248.*
- [3] **Kuźmierowski T., Siemieniako F.:** *Control system of the mechatronics aerostatic planar drive. 6th International Carpathian control Conference: ICC'2005. Proceedings vol.1, s. 293-298, Miskolc, 2005.*
- [4] **Olszewski M., Barczyk J., Falkowski J.L., Kościelny W.J.:** *Manipulatory i roboty przemysłowe. Automatyczne maszyny manipulacyjne.* Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1992.
- [5] **Szkodny T.:** *Modele matematyczne ruchu manipulatorów robotów przemysłowych na potrzeby sterowania. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1993.*

» Zbigniew Kamiński

Współczesne maszyny i urządzenia zbudowane z różnorodnych komponentów mechanicznych, hydraulicznych, pneumatycznych i elektrycznych można zaliczyć do tzw. inżynierskich systemów heterogenicznych.

Modelowanie przewodów pneumatycznych do symulacji inżynierskich systemów heterogenicznych

Wprowadzenie

Typowymi dziedzinami heterogenicznych systemów inżynierskich są: hydraulika siłowa, pneumatyka, wymiana ciepła, elektroenergetyka, układy mechaniczne, dynamika pojazdów, dynamika lotu [10].

Działanie systemów heterogenicznych jest zdeterminowane wzajemnym powiązaniem wyspecjalizowanych komponentów spełniających w systemie określone funkcje. Komunikowanie poprzez tradycyjne granice między inżynierią mechaniczną, elektrotechniczną czy informatyczną musi być zapewnione już na wczesnym etapie konstruowania tych systemów, przy wykorzystaniu narzędzi do prototypowania na obiektach wirtualnych.

Ze względu na złożoność systemów heterogenicznych, do ich modelowania rzadko wykorzystuje się zaawansowane metody mechaniki ośrodków ciągłych czy numerycznej mechaniki płynów (CFD), które odnoszą się zasadniczo do układów homogenicznych zdefiniowanych przez równania pól. Bardzo ważnym czynnikiem wyboru metody modelowania jest konieczność zrealizowania w określonym środowisku programowania wszystkich elementów systemu heterogenicznego, co w praktyce oznacza zastępowanie układów o parametrach rozłożonych w sposób ciągły przez modele o parametrach skupionych (dyskretyzacja). Prowadzi to do równań różniczkowych zwyczajnych, które dają się rozwiązać metodami znacznie prostszymi w porównaniu do równań różniczkowych cząstkowych, których metody rozwiązywania są na ogół niedostępne nawet w wyspecjalizowanych programach do symulacji cyfrowej złożonych systemów inżynierskich.

Jednym z komponentów inżynierskich systemów heterogenicznych są przewody rurowe, stosowane w układach hydraulicznych i pneumatycznych do napędu i sterowania. Proces przepływu medium roboczego przez przewody w obwodach napędu ma ważne znaczenie ze względu na towarzyszące mu straty ciśnienia zasilania urządzeń wykonawczych. W obwodach sterujących przewody służą do przenoszenia sygnału sterującego, jakim jest medium robocze pod określonym ciśnieniem.

Charakter procesów zachodzących podczas przepływu przez przewody jest bardzo złożony, między innymi ze względu na ściśliwość medium i rozszerzalność ścianek przewodu pod wpływem ciśnienia (kapacytancja), zmianę lepkości medium zależnie od ciśnienia i temperatury, od-

działywanie tarcia w przepływie laminarnym i turbulentnym, wahania oddziaływań tarcia przy zmianie częstotliwości (rezystancja) oraz wpływ bezwładności medium roboczego (intertancja). W dynamicznych warunkach pracy połączone efekty rezystancji, intertancji i kapacytancji powodują zniekształcenia i opóźnienia przebiegów ciśnienia, wpływając tym samym na charakterystykę dynamiczną oraz właściwości eksploatacyjno-użytkowe inżynierskich systemów heterogenicznych.

Równanie Naviera-Stokesa dla przepływu jednowymiarowego

Przy rozpatrywaniu zagadnień niestacjonarnego przepływu powietrza przez przewody przyjęto następujące założenia:

- ♦ przepływający czynnik traktuje się jako gaz ściśliwy i termodynamicznie doskonały,
- ♦ parametry stanu gazu oraz prędkość są niezmiennie w przekroju przepływu, lecz są zależne od czasu t i jednej współrzędnej geometrycznej x , odpowiadającej osi przewodu (przepływ jednowymiarowy),
- ♦ pomija się odkształcenia objętościowe przewodu (przewód doskonale sztywny),
- ♦ między gazem a ściankami przewodu poza siłą tarcia nie działają żadne siły zewnętrzne, np. siły ciężkości, co oznacza pominięcie energii potencjalnej strugi,
- ♦ wymiana ciepła między warstwami wewnątrz przewodu oraz tarcie wewnętrzne są pomijalne, natomiast wymiana ciepła z otoczeniem odbywa się na drodze konwekcji wymuszonej przy stałej temperaturze ścianki przewodu.

Nieustalony przepływ powietrza przez przewód rurowy charakteryzują równania Naviera-Stokesa (N-S): [1], [13], [8], [3]:

- ♦ równanie ciągłości strumienia (zachowania masy):

$$\frac{\partial(\rho \cdot A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot A)}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

- ♦ równanie ruchu (zachowania pędu):

$$\frac{\partial(\rho \cdot w \cdot A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w^2 \cdot A)}{\partial x} = -\frac{\partial(p \cdot A)}{\partial x} + p \frac{\partial A}{\partial x} - F_{f,x} \quad (2)$$

♦ równanie energii (zachowania energii):

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot A \left(u + \frac{w^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \cdot w \cdot A \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} \right) \right] = -F_{f,x} \cdot w + \dot{q} \cdot \rho \cdot A \quad (3)$$

gdzie: t – czas [s], x – współrzędna wzdłuż osi przewodu [m], ρ – gęstość gazu [kg/m³], w – prędkość [m/s], A – pole przepływu [m²], u – energia wewnętrzna właściwa [J/kg], \dot{q} – jednostkowy strumień ciepła wymieniany z otoczeniem [W/kg]:

$$\dot{q} = \frac{d\dot{Q}}{dm} \quad d\dot{Q} = \dot{q} \cdot \rho \cdot A \cdot dx \quad (4)$$

$F_{f,x}$ – jednostkowa siła tarcia (odniesiona do długości przewodu) [N/m], która przy uwzględnieniu zależności Darcy-Weisbacha jest opisana wyrażeniem:

$$F_{f,x} = \frac{\partial F_f}{\partial x} = \frac{\lambda_f \rho \cdot w \cdot |w|}{D} A \quad (5)$$

gdzie: λ_f – współczynnik oporu liniowego, D – średnica wewnętrzna przewodu [m].

Przy wykorzystaniu równania ruchu (2) równanie energii (3) upraszcza się do postaci [4]:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u \cdot A)}{\partial t} + \frac{\partial \left[\rho \cdot w \cdot A \left(u + \frac{p}{\rho} \right) \right]}{\partial x} = w \cdot A \frac{\partial p}{\partial x} + \dot{q} \cdot \rho \cdot A \quad (6)$$

Do rozwiązania równań N-S wybrano metodę objętości skończonych, ze względu na jej prostotę i zachowanie jakości obliczeń [4]. Przewód jest dzielony na segmenty (objętości kontrolne), dla których równania cząstkowe (PDF) są całkowane i aproksymowane zwykłymi równaniami różniczkowymi (ODE).

Aproksymacja równań N-S

Całkując równanie zachowania masy (1) wzdłuż współrzędnej x , dla wydzielonego segmentu przewodu o początku $x=a$ i końcu $x=b$, otrzymuje się:

$$\int_a^b \frac{\partial(\rho \cdot A)}{\partial t} dx + \rho \cdot w \cdot A|_{x=b} - \rho \cdot w \cdot A|_{x=a} = 0$$

Zakładając, że granice segmentu (a, b) są stałe, można zamienić kolejność całkowania i różniczkowania:

$$\frac{d \left(\int_a^b \rho \cdot A \cdot dx \right)}{dt} + \rho \cdot w \cdot A|_{x=b} - \rho \cdot w \cdot A|_{x=a} = 0$$

Wprowadzając odpowiednio średnią gęstość i średnie pole przepływu w objętości kontrolnej oraz wprowadzając masowy strumień wpływający i wypływający z objętości:

$$\dot{m}_a = \rho \cdot w \cdot A|_{x=a} \quad \dot{m}_b = \rho \cdot w \cdot A|_{x=b}$$

równanie ciągłości strumienia można zapisać w postaci:

$$\frac{d[\rho_m A_m (b-a)]}{dt} = \dot{m}_a - \dot{m}_b$$

Z powyższego równania, po oznaczeniu $m = \rho_m \cdot A_m \cdot L_V$ i $L_V = b-a$, otrzymuje się zwykle równanie bilansu masy w objętości kontrolnej:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_a - \dot{m}_b \quad (7)$$

Podobnie można postąpić z równaniem ruchu (2):

$$\int_a^b \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot A)}{\partial t} dx + \rho \cdot w^2 A|_{x=b} - \rho \cdot w^2 A|_{x=a} = -A_m (p_b - p_a) - \int_a^b A \frac{\lambda_f \rho \cdot w \cdot |w|}{D} dx$$

Ponadto można przyjąć, że zmiana masowego strumienia na długości przepływu jest pomijalna $\delta \dot{m} / \delta x = 0$ i wprowadzić wielkości uśrednione:

$$\frac{d(\rho_m \cdot w_m \cdot A_m)}{dt} L_V + \rho \cdot w^2 A|_{x=b} - \rho \cdot w^2 A|_{x=a} = A_m (p_a - p_b) - \frac{1}{2} \frac{\lambda_f}{D} \rho_m \cdot w_m \cdot |w_m| \cdot A_m \cdot L_V$$

Zastępując prędkość przepływu średnim strumieniem masowym:

$$\dot{m}_m = \rho_m \cdot w_m \cdot A_m \quad (8)$$

uzyskuje się równanie ruchu w postaci:

$$\frac{d\dot{m}_m}{dt} L_V = \frac{\dot{m}_a^2}{A_a \rho_a} - \frac{\dot{m}_b^2}{A_b \rho_b} + A_m (p_a - p_b) - \frac{1}{2} \frac{L_V}{D} \frac{\lambda_f}{\rho_m \cdot A_m} \dot{m}_m | \dot{m}_m | \quad (9)$$

Zastosowanie powyższego równania jest ograniczone do przepływu podkrytycznego. Średnie parametry stanu gazu wylicza się z zależności:

$$p_m = \frac{p_a + p_b}{2} \quad T_m = \frac{T_a + T_b}{2} \quad (10)$$

Równanie (9) można przedstawić następująco:

$$I_L \frac{d\dot{m}_m}{dt} = \frac{1}{A_m} \left(\frac{\dot{m}_a^2}{A_a \rho_a} - \frac{\dot{m}_b^2}{A_b \rho_b} \right) + (p_a - p_b) - \frac{\xi_L}{A_m^2} \frac{\dot{m}_m | \dot{m}_m |}{2 \rho_m} \quad (11)$$

gdzie: I_L – reprezentuje efekt inercji [1/m], ξ_L – sumaryczny współczynnik oporu segmentu przewodu o długości L_V :

$$I_L = \frac{L_V}{A_m} \quad \xi_L = \lambda_f \frac{L_V}{D} \quad (12)$$

Dla skrajnych segmentów przewodu można uwzględnić straty miejscowe na drodze przepływu między komorą a podłączonym przewodem (złączki, zmiany przekroju kanału itp.) oraz bezwładność powietrza znajdującego się w komorach podłączonych do przewodu (według [12] uwzględnia się straty przepływu i intertancję dla połowy długości komory):

$$I_L = \frac{L_V}{A_m} + \frac{L_k}{2 A_k} \quad \xi_L = \frac{\lambda_f L_V}{D} + \xi + \left(\frac{\lambda_k L_k}{2 D_k} + \xi_k \right) \left(\frac{A_m}{A_k} \right)^2 \quad (13)$$

gdzie: ξ – współczynnik oporu miejscowego segmentu przewodu (np. zagięcie), λ_k – współczynnik strat liniowych przepływu w komorze podłączonej do przewodu, L_k, Ak, D_k – parametry komory odpowiednio długość, pole przekroju poprzecznego i średnica.

Całkując równanie energii (6) dla energii wewnętrznej u i entalpii $h = u + p/\rho$:

$$\int_a^b \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot A)}{\partial t} dx + \rho \cdot w \cdot A \cdot h \Big|_{x=b} - \rho \cdot w \cdot A \cdot h \Big|_{x=a} =$$

$$= \int_a^b w \cdot A \frac{\partial p}{\partial x} dx + \int_a^b \dot{q} \cdot \rho \cdot A \cdot dx$$

i podstawiając wielkości uśrednione, przy założeniu $(\rho u)_m = \rho u_m$, otrzymuje się:

$$\frac{d(\rho_m A_m L_v \cdot u_m)}{dt} =$$

$$= \dot{m}_a h_a - \dot{m}_b h_b - w_m A_m (p_a - p_b) + \dot{q} \cdot \rho_m \cdot A_m \cdot L_v$$

Po wprowadzeniu masy objętości kontrolnej:

$$\frac{d(m \cdot u_m)}{dt} = \dot{m}_a h_a - \dot{m}_b h_b - \frac{\dot{m}_m}{\rho_m} (p_a - p_b) + \dot{Q} \quad (14)$$

Rozwiązując równanie energii razem z równaniem stanu gazu dla segmentu przewodu o objętości kontrolnej V , zapisanym w postaci różniczkowej:

$$R \left(\frac{dm}{dt} T + m \frac{dT}{dt} \right) = p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} \quad (15)$$

uzyskuje się dwa równania różniczkowe:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V} (\kappa - 1) \left[\dot{H}_a - \dot{H}_b - \frac{\dot{m}_m}{\rho_m} (p_a - p_b) + \dot{Q} \right] \quad (16)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T}{p \cdot V} \left[V \frac{dp}{dt} - R \cdot T (\dot{m}_a - \dot{m}_b) \right] \quad (17)$$

$$\text{gdzie: } \dot{H}_a = \dot{m}_a c_p T_a \quad \dot{H}_b = \dot{m}_b c_p T_b \quad (18)$$

Równania (9), (16), (17) tworzą pełny model matematyczny przepływu powietrza w segmencie przewodu o objętości kontrolnej V . Układ równań ujmuje rezystancję i reaktancję (kapacytancję i inertancję) przewodu.

Strumień ciepła, wymienianego z otoczeniem, jest opisany zależnością:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A_w (T_w - T) \quad (19)$$

gdzie: A_w – powierzchnia przejmowania ciepła [m^2], T_w – temperatura ścianki przewodu [K], α – współczynnik przejmowania ciepła [W/m^2K], zależny od kryterialnej liczby podobieństwa Nusselta:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (20)$$

gdzie: λ – współczynnik przewodności cieplnej gazu [W/m^2K]. Według Euckena:

$$\lambda = c_p \eta \frac{9\kappa - 5}{4\kappa} \quad (21)$$

gdzie: c_p – pojemność cieplna właściwa przy stałym ciśnieniu [$J/(kgK)$], κ – wykładnik przemiany adiabaticznej, η – lepkość dynamiczna powietrza [$kg/(ms)$].

Dla przepływu laminarnego w przewodach ($Re < 2320$) i stałej wartości temperatury ścianki przewodu $Nu = 3,657$ [11]. Stąd chwilową wartość ciepła wymienianego z otoczeniem, dla objętości kontrolnej V , można wyrazić następująco:

$$\dot{Q} = V \frac{19,9}{D^2} \eta \cdot c_p (T_w - T) \quad (22)$$

Korzystając z analogii Reynoldsa, opartej o podobieństwo między pędem oraz wymianą ciepła i masy, uzyskuje się proste rozwiązanie dla turbulენტnego przepływu powietrza przez przewody [11]:

$$Nu = \frac{\lambda_f}{8} Re \cdot Pr \quad Pr = \frac{c_p \eta}{\lambda} \quad Re = \frac{w \cdot L \cdot \rho}{\eta} \quad (23)$$

Stąd dla objętości kontrolnej V :

$$\dot{Q} = 0,5 \lambda_f Re \frac{c_p \eta}{D^2} V (T_w - T) \quad (24)$$

Do określania współczynnika oporów liniowych λ stosowane są różne wyrażenia, w zależności od charakteru przepływu i chropowatości ścianek przewodu.

Model uproszczony przewodu

Uproszczoną wersję modelu matematycznego przewodu uzyskuje się przez pominięcie bezwładności powietrza (intertancji) w równaniu (9) lub potraktowanie przepływu jako ustalonego. Można dowiedzieć, że lewa strona równania (2) wynosi [4]:

$$\frac{\partial w}{\partial t} \rho \cdot A + \frac{\partial w}{\partial x} \rho \cdot w \cdot A$$

Przy przepływie ustalonym znikają wszystkie pochodne cząstkowe względem czasu, a równanie ruchu (2) upraszcza się do postaci [8]:

$$d \left(\frac{w^2}{2} \right) + \frac{dp}{\rho} + \lambda_f \frac{w^2}{2} \frac{dx}{D} = 0 \quad (25)$$

Wykorzystując związki wynikające z równania ciągłości dla ustalonego przepływu izentropowego i równania stanu gazu:

$$w = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \quad dw = - \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho^2} d\rho \quad \rho = \frac{P}{RT}$$

można zależność (25) przekształcić do postaci:

$$- \frac{m^2}{A^2} \frac{d\rho}{\rho} + \frac{P}{RT} d\rho + \frac{\lambda_f}{2D} \frac{\dot{m}^2}{A^2} dx = 0, \quad \text{gdzie: } \frac{T}{T_a} = \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (26)$$

Po scałkowaniu ρ w granicach od ρ_a do ρ_b , P w granicach od P_a do P_b i x w granicach od 0 do L_v , z uwzględnieniem ściślności płynu wg przemiany politropowej, otrzymuje się zależność:

$$\dot{m} = A \frac{P_a}{\sqrt{RT_a}} \sqrt{\frac{2n}{n+1} \left[1 - (P_b/P_a)^{\frac{n+1}{n}} \right] \frac{L_v}{D} - 2 \ln(P_b/P_a)^{\frac{1}{n}}} \quad (27)$$

W długich przewodach wartość $2\ln(p_b/p_a)$ jest pomijana jako mała w porównaniu z $(\lambda_f L_v)/D$. Wówczas dla przemieszania politropowej [9]:

$$\dot{m} = \mu \cdot A \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} \sqrt{\frac{2n}{n+1} \left[1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (28)$$

zaś dla izotermicznej [5], [2]:

$$\dot{m} = \mu \cdot A \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_b}{p_a} \right)^2} \quad \mu = \sqrt{\frac{D}{\lambda_f \cdot L_v}} \quad (29)$$

gdzie: μ – współczynnik wydatku.

Struktura zależności (28) i (29) jest taka sama, jak uogólnionej zależności Saint Venanta i Wantzela na strumień masowy powietrza przepływającego przez opór pneumatyczny [7]:

$$\dot{m} = \Psi_{\max} \mu \cdot A \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} \Psi(\sigma) \quad (30)$$

gdzie: μ – współczynnik wydatku, Ψ – stosunek ciśnienia $\sigma = p_b/p_a$, $\Psi(\sigma)$ – bezwymiarowa funkcja przepływu, której argumenty, jak i wartości mogą się zmieniać od 0 do 1; dla rozwiązania teoretycznego Saint Venanta i Wantzela:

$$\Psi(\sigma) = \begin{cases} 1 & \text{dla } \sigma \leq 0,5282, \\ \frac{1}{\Psi_{\max}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\sigma^{\frac{2}{\kappa}} - \sigma^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} & \text{dla } 0,5282 < \sigma \leq 1 \end{cases} \quad (31)$$

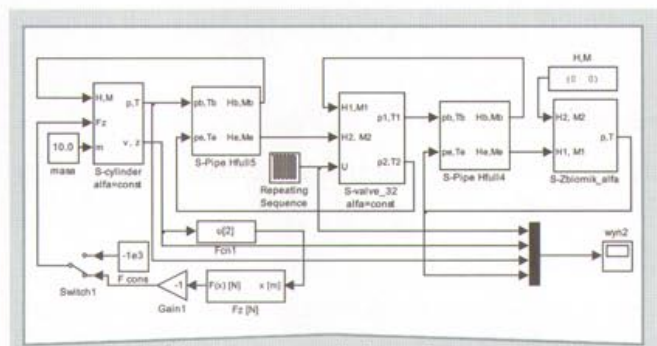
gdzie: $\Psi_{\max} = 0,68473$ – maksymalna wartość funkcji przepływu.

Do modelowania strat ciśnienia w przewodzie można stosować inne funkcje przepływu $\Psi(\sigma)$, zestawione z odpowiednią wartością współczynnika wydatku μ .

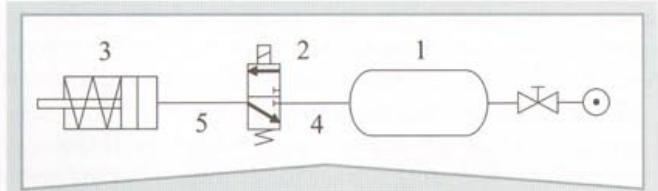
Przykład symulacji

Do symulacji cyfrowej wybrano typowy układ napędowy (rys.1), spotykany np. w układach hamulcowych środków transportu oraz innych urządzeniach.

Modele matematyczne poszczególnych elementów układu napędowego zrealizowano w programie Matlab-Simu-



Rys. 1 Model pneumatycznego układu napędowego w programie Matlab-Simulink



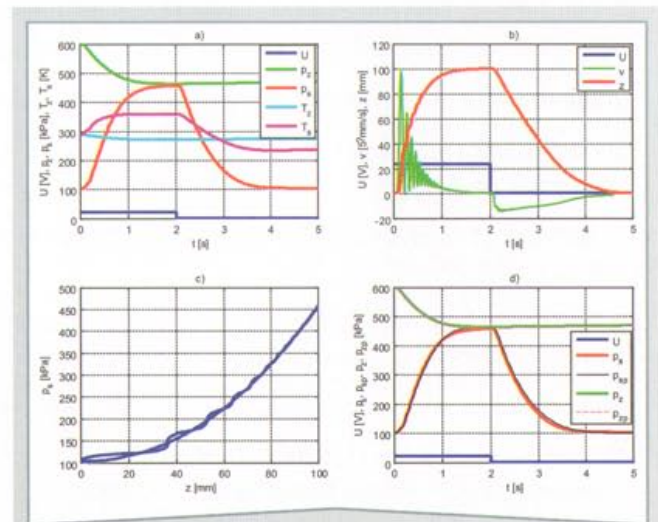
Rys. 2 Schemat pneumatycznego układu napędowego: 1 – zbiornik sprężonego powietrza, 2 – rozdzielacz, 3 – siłownik, 4, 5 – przewód

link w postaci podsystemów graficznych przy użyciu bloków S-function, zapisanych w m-plikach (rys. 2). Modelowanie podsystemu siłownika opisano w pracy [6].

Podczas badań symulowano zachowanie się układu napędowego w czasie realizacji pełnego cyklu pracy siłownika (wysuw i powrót), sterowanego skokową zmianą napięcia zasilania zaworu elektromagnetycznego. Do obliczeń przyjęto następujące wartości parametrów: objętość zbiornika – $15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, powierzchnia zbiornika – $0,385 \text{ m}^2$, średnica wewnętrzna przewodów – 10 mm , długość przewodu 4-5 m, długość przewodu 5-10 m, średnica siłownika – 125 mm , skok $s = 140 \text{ mm}$, masa tłoka i sprężyny – $2,5 \text{ kg}$, współczynnik przejmowania ciepła dla zbiornika, siłownika i zaworu – $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Do symulacji zastosowano uproszczony model przewodu przy jednostkowym współczynniku wydatku (dla przewodu o długości 1 m) $\mu_s = 0,84$. Wyniki obliczeń przy obciążeniu tłoczyśka siłą zmienną $F_z = 10^3(z/s)^{2,1}$ przedstawiono na rys. 3. Na rysunku (d) pokazano dla porównania przebieg ciśnienia p_{sp} w siłowniku przy zastosowaniu modelu przewodu z intertencją.

Podsumowanie

Przedstawione zależności modelu matematycznego, otrzymane z aproksymacji równań Naviera-Stokesa dla wydzielonej objętości kontrolnej przewodu, ujmują w szerszym zakresie zjawiska fizyczne zachodzące podczas przepływu powie-



Rys. 3 Wyniki symulacji układu napędowego przy obciążeniu siłą zmienną: a – przebiegi czasowe ciśnienia w zbiorniku i komorze siłownika: p_z , p_s , temperatury: T_s , T_c , napięcia na cewce rozdzielacza: U , b – przebiegi czasowe prędkości v i przemieszczenia z tłoczyśka, c – zmiany ciśnienia p_w w funkcji przemieszczenia z tłoczyśka, d) porównanie ciśnienia dla dwóch typów modeli przewodu (p_{sp} , p_{sp} – model z intertencją)

trza, które w większości modeli o parametrach skupionych są zazwyczaj pomijane (intertancja, wymiana ciepła) lub traktowane w sposób bardziej uproszczony (stała rezystancja).

W zależności od celu modelowania i specyfikacji projektowanego układu pneumatycznego można na podstawie opisanych równań zrealizować modele matematyczne przewodu o różnym stopniu złożoności oraz zaimplementować je w programach do symulacji bazujących na równaniach różniczkowych zwyczajnych (ODE). W wypadku stosowa-

Przy założeniu, że na wysokości H_1 ciśnienie $p_1 = \text{const}$, ale temperatura zmienia swoją wartość od T_1 do T_3 , tzn. typy powietrza, na które z góry działa takie samo ciśnienie, czyli odpowiadające różnicy ciśnień $\Delta p = p_1 - p_2$, będą różne wysokości $\Delta H_1 < \Delta H_2 < \Delta H_3$. Słup powietrza o najniższej temperaturze ΔH_1 będzie miał największą gęstość, więc zgodnie z zależnością (1) będzie miał najmniejszą wysokość. Różnica pomiędzy wysokościami została przedstawiona graficznie na rys. 2. W atmosferycznym układzie odniesienia wysokości (Atmosfera Wzorcowa) pominięciem odniesienia, według którego wyliczane są wysokości ciśnieniowe H_p i H_ρ , nie zawsze jest poziom morza na szerokości geograficznej 45° , ale poziom zerowy, na którym odpowiadają parametry p_0, ρ_0, T_0 odpowiadające wysokości $H_p, H_\rho = 0$. W każdym układzie wysokości występują dwa podstawowe rodzaje wysokości:

- w ziemskim układzie wysokości – wysokość bezwzględna i wysokość względna,
- w atmosferycznym układzie wysokości – wysokość ciśnieniowa (pressure altitude) i wysokość gęstościowa (density altitude).

W zależności od przyjętego poziomu odniesienia rozróżniamy następujące rodzaje wysokości względnej:

- wysokość lotu od poziomu lotniska,
- wysokość lotu od poziomu terenu, nad którym znajduje się statek powietrzny,
- wysokość lotu od przyjętego poziomu zerowego.

W układzie geometrycznym definiowane są następujące rodzaje wysokości lotu:

- wysokość bezwzględna H_b (true altitude) – wysokość mierzona względem średniego poziomu morza,
- wysokość względna H_w – wysokość mierzona względem wybranego miejsca, np. poziomu lotniska,
- wysokość rzeczywista H_r (absolute altitude) – wysokość od poziomu terenu, nad którym w danej chwili znajduje się statek powietrzny.

Ciśnienie statyczne (p_H, p_{STATIC}) jest ciśnieniem bezwzględnym powietrza otaczającego statek powietrzny na danej wysokości. W strudze powietrza ciśnienie statyczne zmniejszone jest w kierunku stycznym do przepływu. Statek powietrzny przemieszcza się względem napływających strug powietrza, dlatego też ciśnienie statyczne w różnych miejscach na powierzchni statku powietrznego jest mniejsze lub większe niż ciśnienie swobodnej strugi powietrza. Zjawisko to nazywane jest deformacją ciśnienia statycznego i jest zależne od prędkości i wysokości lotu oraz od kąta ataku.

Ciśnienie dynamiczne (p_D) jest ciśnieniem powstającym w wyniku zahamowania przepływającego strumienia powietrza do prędkości równej 0 i zamianie jego energii kinetycznej w energię potencjalną, w wyniku czego w komorze

Summary

Modeling pneumatic pipelines for simulation of heterogeneous engineering systems

The governing Navier-Stokes equations for quasi-one-dimensional flow are presented and from them the lumped governing equations for modeling pneumatic pipelines are derived. The mathematical model

Atmosferycznej Wzorcowej, nie jest stały. Zakres ten dzieli się na 6 podzakresów, w których gradient zmian ciśnienia zależy od danego podzakresu.

Dla pierwszego podzakresu (0 ÷ 11 km) zależność zmian ciśnienia w funkcji wysokości można aproksymować zależnością:

$$p = p_0 \left(1 + \frac{k_{H1} H}{T_0}\right)^{-\frac{1}{Rk_{H1}}} \quad (3)$$

W zakresie wysokości odpowiadających drugiemu podzakresowi (11 ÷ 25 km) zależność zmian ciśnienia w funkcji wysokości można aproksymować zależnością:

$$p = p_{02} e^{-\frac{(H - H_{02})}{RT_{02}}} \quad (4)$$

Przybliżoną zależność ciśnienia od wysokości lotu statku powietrznego można uzyskać, całkując równanie (1.1) w przedziale od p_0 do p i od 0 do H przy założeniu $T(H) = \text{const}$ i równą średniej temperaturze słupa powietrza o wysokości H .

$$T = T_{sr} = \frac{T_0 + T_H}{2} \quad (5)$$

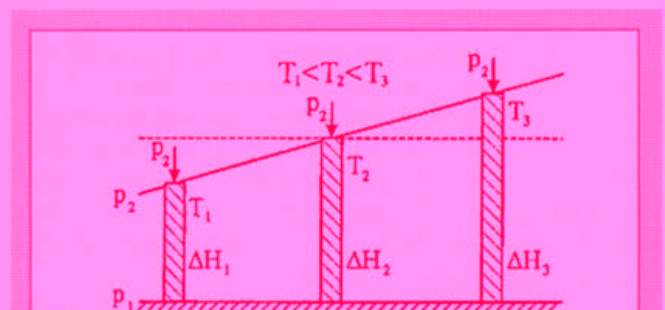
skąd

$$H = RT_{sr} \ln \frac{p_0}{p} \quad (6)$$

Wysokość lotu statku powietrznego jest funkcją ciśnienia występującego na danej wysokości (ciśnienia statycznego) przy założeniu stałości p_0, T_0 i k_{H1} . Pozwala to pomiar wysokości sprowadzić do pomiaru ciśnienia statycznego na danej wysokości przy określonych warunkach początkowych (p_0, T_0).

Opierając się na powyższych zależnościach, można stwierdzić, że pomiędzy ciśnieniem p , zmianą wysokości ΔH i temperaturą T lub gęstością powietrza ρ istnieją ściśle zależności. Każdemu ciśnieniu p odpowiada pewna wysokość zwana wysokością ciśnieniową H_p , a każdej gęstości ρ odpowiada pewna wysokość gęstościowa H_ρ . Wysokości te można zdefiniować następująco:

- Wysokość ciśnieniowa H_p – jest to wysokość określona na podstawie różnicy ciśnień, charakteryzująca się tym, że równym ciśnieniom odpowiadają równe wysokości ciśnieniowe.
- Wysokość gęstościowa H_ρ – jest to wysokość określona na podstawie różnicy gęstości, charakteryzująca się



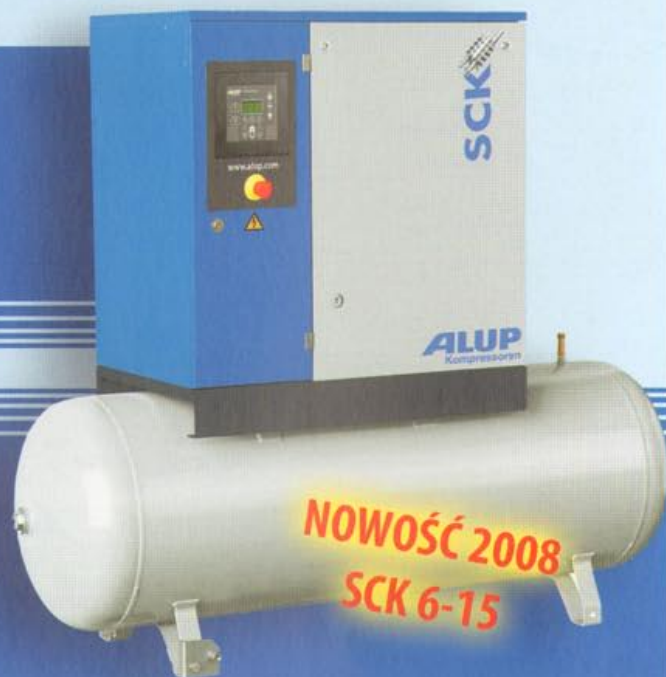
TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ALUP
Kompressoren**LIDER TECHNOLOGII**

Zapraszamy do odwiedzenia
naszego stoiska
na **VII Międzynarodowych
Targach HPS** w Katowicach
21-23 października 2008 r.

Alup Kompressoren Polska Sp. z o.o.

al. Krakowska 26, Janki
05-090 Raszyn k. Warszawy
tel. +48 22 720 65 90, fax +48 22 720 65 95
e-mail: alup@alup.pl

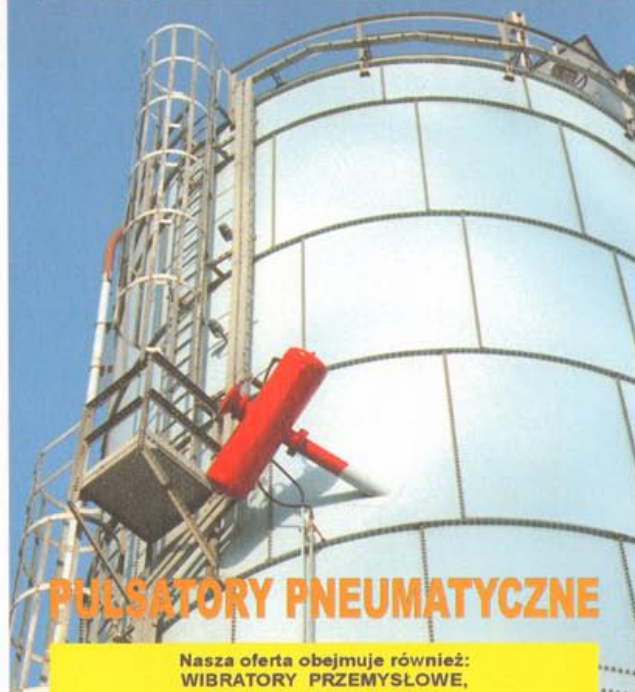
www.alup.pl

wydawnictwo
LEKTORIUM

Wydawnictwo „Lektorium”
wydawca czasopisma
branżowego
„Pneumatyka”
zaprasza do współpracy
Reklamodawców.

informacje:

ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. 071 798 59 42
e-mail: pneumatyka@lektorium.pl
www.lektorium.pl

INWETPrzedsiębiorstwo Wdrażania Innowacji
Spółka Akcyjna**PULSATORY PNEUMATYCZNE**

Nasza oferta obejmuje również:
WIBRATORY PRZEMYSŁOWE,
SYSTEMY AERACYJNE,
PODAJNIKI I PRZESIEWACZE WIBRACYJNE

PL 41 - 500 Chorzów, ul. Zgrzebnicka 5
tel. 032 241 1309 fax 032 247 4894 kom. 601 701 188
<http://www.inwet.chorzow.pl>, e-mail: inwet@inwet.chorzow.pl

Branża pneumatyczna w Polsce



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

➤ Spis reklam

Okladka	
CompRot	II, III
Metal Work	IV
Artykuły promocyjne	
Atmo	35..36
Deltech	14..15
Metal Work	8..9
Solberg	21..22
TransTools	32..33

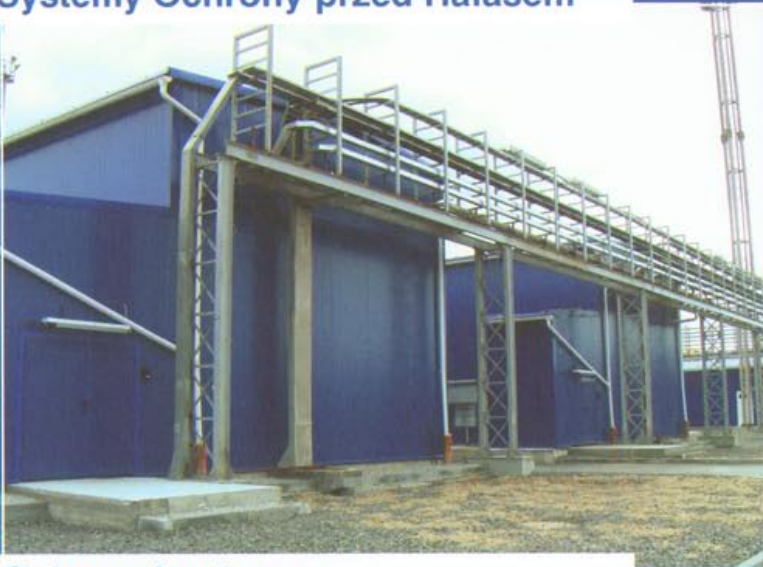
Reklamy	
Almig	3
Alup	53
HPS	34
Inwet	53
Legris	26
Parker Hannifin	27
TransTools	27
WAN Gdynia	5

Systemy Sprężonego Powietrza



dmuchawy Kaeser Kompressoren

Systemy Ochrony przed Hałasem



Osłony akustyczne

Oszczędność energii i ochrona środowiska



I M P R O V E D P N E U M A T I C

T E C H N O L O G

Produkt

Konstrukcja produktów Metal Work Pneumatic uwzględnia wszystkie fazy jego użytkowania. Ich budowa oraz użyte materiały zapewniają łatwy recykling po zakończeniu eksploatacji.

Proces

Ciągłe poszukiwanie rozwiązań oraz technologii zmniejszających emisję zanieczyszczeń oraz zużycie energii, wody i innych surowców.

Serwis

Z uwagi na zużycie znacznych ilości energii przez urządzenia pneumatyczne wspieramy naszych odbiorców w informację i rozwiązania sprzyjające oszczędnościom oraz środowisku.



Metal Work Polska Sp. z o.o.

ul. Szamotulska 1, Baranowo • 62-081 Przeźmierowo

Tel. +48 61/650 18 40 - Fax: +48 61/650 18 49

www.metalwork.pl - e-mail: metalwork@metalwork.pl